POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Modellazione CFD di un ricevitore solare per impianti D-MGT equipaggiato con sistema di accumulo termico a breve termine con PCM ad alta temperatura

Relatori
Davide Papurello

Candidato
Stefano Pavan

ottobre 2021

† A mio nonno Bruno.

Ringraziamenti

Innanzitutto vorrei ringraziare il mio relatore Davide Papurello per avermi assistito durante la stesura della tesi e soprattutto per l'enorme pazienza dimostrata.

Un ringraziamento particolare va a tutta la mia famiglia per avermi sostenuto in questi anni in ogni modo possibile, non ultimo, economicamente. Grazie per avere creduto in me, anche quando ero io il primo a non farlo. Grazie per aver sempre appoggiato le mie scelte, anche quando si sono rivelate sbagliate.

Un grazie va anche agli amici di *Emergency Meeting* e in particolare agli amici di una vita, troppi per poterli citare uno a uno. La vostra amicizia è da sempre qualcosa di prezioso e ancora di più lo è stato durante questi due, assurdi, ultimi anni.

Infine, non posso dimenticare i colleghi di *Martedì Pizza*. Grazie per essere stati veri amici dentro e fuori dal Politecnico. Senza di voi le lezioni, le pause, le ore in aula studio e persino gli esami, non sarebbero stati la stessa cosa. Ringrazio in particolare Francesco, Mario e Federico, persone speciali che, nonostante la distanza che ci separa, il tempo non mi farà dimenticare.

Indice

Elenco delle tabelle 8

Elenco delle figure 9

1 Introduzione 13

2 Sistemi CSP 15
2.1 Energia solare 15
2.2 Diffusione degli impianti CSP 16
2.3 Tecnologie CSP 18
2.3.1 Principio di funzionamento 18
2.3.2 Tipologie di tecnologie CSP 19

3 Accumulo termico 21
3.1 Funzioni 21
3.2 Accumulo termico sensibile 21
3.3 Accumulo termochimico 22
3.4 Accumulo latente 23
3.4.1 Potenziamento della conducibilità termica dei PCM 23
3.4.2 Selezione del PCM 24

4 Impianto CSP di tipo D-MGT 27
4.1 Progetto OMSoP 27
4.2 Presentazione dell'impianto 27
4.3 Progetto preliminare del ricevitore solare 29
4.3.1 Assorbitore 29
4.3.2 PCM 30
4.3.3 Tubi 32
4.3.4 HTF 32
4.4 Ottimizzazione del ricevitore solare 32

5 Modellazione numerica 35
5.1 COMSOL Multiphysics 35
5.2 Definizione del dominio computazionale 35
5.3 Proprietà termofisiche dei materiali 36

5.4 Fisica e modelli matematici . . . 37
5.4.1 Modello di scambio termico radiativo . . . 39
5.4.2 Modello di trasmissione del calore . . . 39
5.4.3 Modello di cambiamento di fase . . . 41
5.4.4 Modello di turbolenza . . . 41
5.5 Condizioni al contorno . . . 45
5.5.1 Problema fluidodinamico . . . 46
5.5.2 Problema termodinamico . . . 46
5.6 Generazione della mesh . . . 49
5.7 Studio di *mesh independence* . . . 50
5.8 Studio di *time convergence* . . . 52
5.8.1 Condizioni iniziali . . . 53
5.8.2 Condizioni al contorno . . . 54
5.8.3 Risultati dello studio di *time convergence* . . . 55
5.9 Validazione . . . 55
5.10 Risultati della modellazione numerica . . . 58
5.10.1 Risultati dello studio in regime stazionario . . . 58
5.10.2 Risultati dello studio in transitorio . . . 59

6 Studio parametrico 67
6.1 Test di PCM alternativi . . . 67
6.1.1 PCM selezionati . . . 67
6.1.2 Risultati . . . 67
6.2 Studio parametrico rispetto alla portata . . . 72
6.3 Studio parametrico rispetto al flusso solare concentrato . . . 72
6.3.1 Studio stazionario . . . 73
6.3.2 Studio transitorio . . . 75
6.4 Rendimento . . . 76
6.4.1 DNI fluttuante . . . 76
6.4.2 Dimensionamento del disco solare . . . 77
6.4.3 Condizioni al contorno . . . 78
6.4.4 Definizione dei rendimenti . . . 79
6.4.5 Risultati . . . 82

7 Analisi economica 87
7.1 Definizione di LCOE . . . 87
7.2 Metodologia per il calcolo del costo d'investimento iniziale . . . 88
7.2.1 *Cost functions* . . . 88
7.2.2 *Scaling* temporale . . . 89
7.2.3 *Scale economy* . . . 90
7.2.4 Costo d'investimento iniziale . . . 90
7.2.5 Recuperatore . . . 90
7.2.6 Ricevitore solare . . . 91
7.3 Metodologia per il calcolo dell'energia elettrica prodotta su base annua . . . 92
7.4 Risultati . . . 93

7.4.1 Costo d'investimento iniziale 93
7.4.2 Energia elettrica prodotta su base annua 93
7.4.3 LCOE 94

8 Conclusioni 97

Elenco delle tabelle

4.1 Principali parametri di progetto dell'impianto [14]. 28
4.2 Proprietà termofisiche dei PCM selezionati [1]. 32
5.1 Proprietà termofisiche del PCM (MgSi - 44/56 % in peso) [14]. 37
5.2 Proprietà termofisiche del materiale assorbitore (SiC) [14]. 38
5.3 Proprietà termofisiche dell'HTF (aria secca) [14] [4]. 38
5.4 Proprietà termofisiche del materiale dei tubi (Inconel 718). 38
5.5 Coefficienti richiesti per il calcolo della lunghezza di scala di *ensemble* della cavità L_s [30]. 48
5.6 Caratteristiche della mesh definitiva adottata. 50
5.7 Caratteristiche delle mesh adottate e risultati dello studio di *mesh independence*. 52
5.8 Confronto tra i risultai ottenuti in questo studio e negli studi dell'Università di Roma Tre. 58
6.1 Proprietà termofisiche dei PCM testati [1]. 67
6.2 Confronto dei principali risultati ottenuti dalla simulazione dei PCM selezionati in condizioni stazionarie. 67
6.3 Volumi e masse delle parti che compongono il ricevitore solare. 68
6.4 Principali parametri coinvolti nella formulazione del modello dell'impianto [18]. 81
6.5 Confronto del rendimento *solar to electrical* per l'impianto D-MGT analizzato e i valori disponibili in letteratura [12]. 85
7.1 Assunzioni economiche [18]. 88
7.2 Parametri coinvolti nelle funzioni di costo [11]. 89
7.3 CEPCI nell'anno di riferimento e CEPCI attuale [24]. 90
7.4 Fattore f_m per vari materiali metallici [11]. 91
7.5 Costo unitario e costo delle parti che compongono il ricevitore solare. . . . 92
7.6 Energia elettrica prodotta in un anno $E_{el,y}$ e *Capacity Factor CF* considerando come località di riferimento l'Energy Center di Torino e una comunità rurale del Lesotho. 94
7.7 Revisione dei LCOE disponibili in letteratura per varie tecnologie CSP che competono nello stesso mercato del sistema D-MGT analizzato in questa tesi ([18], [28]). 96

Elenco delle figure

1.1 Evoluzione della produzione di energia elettrica globale (a sinistra) e relativa copertura della domanda energetica globale (a destra) per varie fonti energetiche nello scenario NZE (*Net Zero Emissions*) entro l'anno 2050 elaborato dall'IEA [21]. 13

2.1 Stima delle riserve energetiche mondiali per varie fonti di energia espresse in TW·anno [26]. 15

2.2 Distribuzione dell'irradiazione normale diretta (*Direct Normal Irradition* - DNI) nel mondo espressa in kWh/(m^2·anno) [31]. 16

2.3 Aumento di potenza e capacità di accumulo installata a livello globale in sistemi CSP negli ultimi anni [29]. 17

2.4 Schema di funzionamento dell'impianto CSP a torre centrale *Solar Two* sito nel deserto del Mojave (USA). L'impianto è caratterizzato da un sistema di accumulo termico a due serbatoi e sali fusi come HTF [32]. 18

2.5 Principali tipologie di tecnologie CSP [20]. 19

2.6 Componenti principali di un sistema CSP con concentratore solare a disco parabolico [32]. 20

3.1 Classificazione dei STES [32]. 22

3.2 Classificazione dei LTES [32]. 24

4.1 Schema di un impianto CSP di tipo D-MGT [13]. 29

4.2 Progetto preliminare di un ricevitore solare integrato con un accumulo a PCM [13]. 29

4.3 Temperatura di fusione e calore latente per vari PCM e loro compatibilità con alcuni cicli termodinamici [3]. 31

4.4 PCM selezionati con T_{pc} nel range 800-1300°C e L_{pc} maggiore di 500 kJ/kg [1]. 31

4.5 Progetto ottimizzato del un ricevitore solare integrato con un accumulo a PCM [2]. 33

4.6 Disegno quotato del ricevitore solare risultato dell'ottimizzazione. Lo strato esterno di materiale assorbitore non è riportato. Dimensioni espresse in millimetri [2]. 34

5.1 Schermata dell'ambiente di simulazione COMSOL Multiphysics. 36

5.2 Dominio computazionale adottato in questo studio corrispondente a un 1/24 del volume del ricevitore solare reale. A sinistra: vista del ricevitore in direzione assiale x. A destra: vista posteriore del ricevitore con le sezioni d'ingresso e uscita dell'HTF. 37
5.3 Andamento del fattore di vista con cui la superficie esterna del ricevitore vede l'ambiente F_{amb} rispetto alla coordinata assiale x. Il profilo è assialsimmetrico. 40
5.4 Definizione del $c_{p,app}(T)$ del PCM come funzione a gradino e definizione di $\beta_l(T)$ come funzione a rampa lineare per un $\Delta T_{sl} = 2\,\mathrm{K}$. 42
5.5 Dettaglio del campo di velocità, del campo di pressione e delle linee di flusso in prossimità della piega a U del tubo. Sopra: $k-\epsilon$ realizzabile. Sotto: SST. 45
5.6 Definizione delle grandezze utilizzate per il calcolo lunghezza di scala di *ensemble* della cavità L_s. [30] 48
5.7 Sopra: mesh adottata nello studio a seguito dello studio di *mesh independence* (605 mila elementi). Sotto: dettaglio della mesh in prossimità della sezione d'ingresso del tubo dell'HTF. Sono ben visibili gli elementi prismatici a contatto con la parete interna del tubo. 51
5.8 Valutazione della qualità della mesh in termini di *skewness* (asimmetria) dei suoi elementi. 51
5.9 Mesh più fitta generata. È stata utilizzata come riferimento per il calcolo degli errori nello studio di *mesh independece* (1.695 milioni di elementi). . . 53
5.10 Evoluzione nel tempo del flusso solare concentrato imposto $q_{solar}(t)$ utilizzato per simulare un ciclo di scarica/carica partendo da condizioni stazionarie. 54
5.11 Convergenza rispetto alla tolleranza relativa t_{rel} di alcune grandezze significative (T_{out}, T_{hw} e β_l) nello studio di *time convergence* per un istante nella fase di scarica ($t_1 = 1500\,\mathrm{s}$) e un istante in fase di carica ($t_2 = 5500\,\mathrm{s}$). . . . 55
5.12 Confronto tra l'errore relativo più alto e_{max} e il costo computazionale delle simulazioni tt per le tolleranze relative t_{rel} considerate nello studio di *time convergence*. 56
5.13 Sopra: schema per il calcolo del fattore di vista F_{amb} per via analitica [17]. Sotto: esempio di simulazione Monte Carlo per il calcolo del fattore di vista F_{amb} per via statistica [33]. 57
5.14 Andamento del fattore di vista con cui la superficie esterna del ricevitore vede l'ambiente F_{amb} rispetto alla coordinata assiale x calcolato numericamente con il FEM, analiticamente [17] e con simulazione MC [33]. 58
5.15 Campo di moto e di pressione dell'HTF in regime stazionario risolto con il modello di turbolenza $k-\epsilon$ realizzabile. 59
5.16 Campo di temperatura dell'HTF in regime stazionario. 60
5.17 Distribuzione della frazione liquida del PCM in regime stazionario. 60
5.18 Evoluzioni delle grandezze d'interesse durante la fase di scarica e carica. . . 61
5.19 Distribuzione della frazione liquida all'inizio della fase di scarica ($t = 1000\,\mathrm{s}$). 61
5.20 Distribuzione della frazione liquida a metà della fase di scarica ($t_1 = 1500\,\mathrm{s}$). 62
5.21 Distribuzione della frazione liquida alla fine della fase di scarica ($t = 2300\,\mathrm{s}$). 62
5.22 Dettaglio della fase di scarica. Si mette in evidenza l'effetto ritardante del PCM sulla diminuzione di T_{out}. 63

5.23 Distribuzione della frazione liquida all'inizio della fase di carica ($t = 4300\,\mathrm{s}$). 64
5.24 Distribuzione della frazione liquida a metà della fase di carica ($t_2 = 5500\,\mathrm{s}$). 64
5.25 Distribuzione della frazione liquida alla fine della fase di carica ($t = 11\,000\,\mathrm{s}$). 65
6.1 Distribuzione della frazione liquida nel caso di AlSb in regime stazionario. . 68
6.2 Distribuzione della frazione liquida nel caso di Mg_2Si in regime stazionario. 69
6.3 Energia termica totale accumulata nel ricevitore solare E_{stored} in relazione alla conducibilità termica k dei PCM selezionati in condizioni stazionarie. . 70
6.4 Trend dell'energia accumulata nel ricevitore solare per unità di volume e di massa e_{stored} in relazione alla conducibilità termica k dei PCM selezionati. 71
6.5 Confronto tra le evoluzioni della temperatura di uscita dell'HTF T_{out} durante un transitorio di scarica e carica per i materiali candidati come PCM nel ricevitore: Mg_2Si, AlSb e MgSi. 72
6.6 Trend della potenza assorbita dall'HTF Q_f e della frazione liquida β_l in funzione della portata di HTF $\dot{m}$. 73
6.7 Trend della caduta di pressione relativa $\Delta p/p_{in}$ in funzione della portata di HTF $\dot{m}$. 73
6.8 Trend delle principali grandezze considerate rispetto al flusso solare concentrato q_{solar} in regime stazionario. 74
6.9 Trend dell'energia termica totale accumulata nel ricevitore solare E_{stored} in relazione al flusso termico concentrato q_{solar} in condizioni stazionarie. . . . 74
6.10 Trend della densità di energia termica totale accumulata nel ricevitore solare e_{stored} per unità di volume e massa in relazione al flusso termico concentrato q_{solar} in condizioni stazionarie. 75
6.11 Evoluzione della temperatura di uscita dell'HTF dal ricevitore T_{out} per vari valori di flusso solare concentrato q_{solar}. 75
6.12 Evoluzione della frazione liquida del PCM β_l per vari valori di flusso solare concentrato q_{solar}. 76
6.13 Evoluzione della temperatura media della cavità dal ricevitore T_{hw} per vari valori di flusso solare concentrato q_{solar}. 76
6.14 Irradianza solare diretta fluttuante $DNI(t)$ misurata presso l'Energy Center di Torino nella giornata dell'8 agosto 2019. 78
6.15 Frequenza (espressa in ore all'anno) con cui si registrano i valori di DNI presso l'Energy Center di Torino. 79
6.16 Schema di un impianto CSP di tipo D-MGT [13]. 81
6.17 Evoluzione della temperatura di uscita dell'HTF dal ricevitore solare T_{out} e temperatura media della cavità T_{hw} durante il transitorio con radiazione solare fluttuante. 82
6.18 Evoluzione della frazione liquida del PCM β_l durante il transitorio con radiazione solare fluttuante. 83
6.19 Evoluzione dell'energia accumulata nel ricevitore solare E_{stored} durante il transitorio con radiazione solare fluttuante. Si mette in evidenza il contributo di energia accumulata nel PCM $E_{stored,PCM}$ 83
6.20 Evoluzione durante il transitorio con radiazione solare fluttuante della potenza concentrata dal disco solare Q_{conc}, della potenza termica estratta dall'HTF Q_f e della potenza elettrica netta erogata W_{el}. 84

6.21 Evoluzione dei rendimenti termici del ricevitore solare e del rendimento elettrico dell'impianto D-MGT durante il transitorio con radiazione solare fluttuante. 84
7.1 Ripartizione del costo totale d'investimento iniziale C_{tot}. A destra: risultati ottenuti considerando il costo reale del PCM MgSi. A sinistra: risultati ottenuti nel caso limite in cui si trascuri il costo del PCM. 93
7.2 Irraggiamento solare diretto annuo [7] e stato dell'elettrificazione in Lesotho [27]. 94
7.3 Potenza elettrica prodotta dall'impianto D-MGT W_{el} per diversi livelli di DNI e frequenza f (espressa in ore all'anno) con cui si registrano i valori di DNI presso le località selezionate. Sopra: presso l'Energy Center di Torino. Sotto: presso una comunità rurale del Lesotho [7]. 95

Capitolo 1

Introduzione

Negli ultimi anni si è assistito a una progressiva presa di coscienza da parte dell'opinione pubblica rispetto alle tematiche ambientali e in particolare rispetto all'aggravarsi del fenomeno del riscaldamento globale.

In un suo recente report [21], l'IEA (*International Energy Agency*) rileva che a oggi la possibilità di raggiungere uno scenario *Net Zero Emissions* (NZE) entro l'anno 2050 è ancora possibile ma il percorso sta diventando progressivamente più difficile. Si rende quindi necessario adottare misure ancora più tempestive e stringenti.

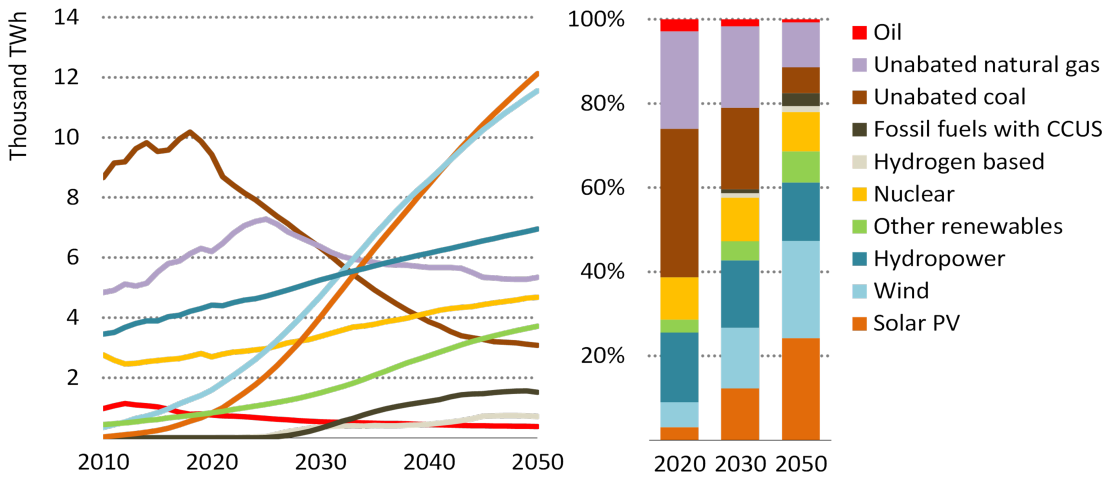

Figura 1.1. Evoluzione della produzione di energia elettrica globale (a sinistra) e relativa copertura della domanda energetica globale (a destra) per varie fonti energetiche nello scenario NZE (*Net Zero Emissions*) entro l'anno 2050 elaborato dall'IEA [21].

Il riscaldamento globale è causato dalle emissioni di gas serra in atmosfera. I 3/4 delle emissioni di gas climalteranti provengono dal settore energetico perciò gli sforzi devono essere improntanti a trasformare il modo in cui produciamo, trasportiamo e consumiamo energia nel più breve orizzonte temporale possibile. Questo si traduce nell'investire

nell'implementazione di tecnologie già conosciute, nel miglioramento dell'efficienza degli impianti già esistenti e nella ricerca in tecnologie ancora in via di sviluppo. Nello scenario NZE le energie rinnovabili devono soppiantare i combustibili fossili come principale fonte energetica a livello mondiale. La penetrazione delle energie rinnovabili nel mix energetico deve aumentare a tal punto da coprire i 2/3 della domanda di energia mondiale stimata per l'anno 2050. Un ruolo privilegiato spetta all'energia solare, che dovrà coprire 1/5 della domanda.

L'energia solare rappresenta una enorme opportunità non ancora completamente sfruttata. L'energia solare infatti è una fonte pulita, sostanzialmente inesauribile e disponibile in tutto il pianeta. Tuttavia, come tutte le fonti rinnovabili, anche l'energia solare soffre di un difetto che ne limita l'applicabilità: l'intermittenza. Per poter produrre energia elettrica anche durante la notte o quando il sole è oscurato, si deve accoppiare un impianto solare a un sistema di accumulo. L'accoppiamento di un impianto solare con un sistema di accumulo di qualche tipo è ormai ritenuto indispensabile per rendere la fonte solare competitiva dal punto di vista economico con le altre fonti di energia rinnovabile.

Le principali alternative disponibili per produrre energia elettrica da fonte solare sono due: tecnologia fotovoltaica (PV) e tecnologia CSP (*Concentrating Solar Power*). Entrambe beneficiano dell'essere integrate con una forma di accumulo energetico. Il PV può essere integrato con un sistema di accumulo elettrico (tipicamente batterie agli ioni di litio) e il CSP con un sistema di accumulo termico.

In questa tesi viene esplorata la possibilità di utilizzare un materiale a cambiamento di fase come mezzo di accumulo termico da integrarsi in un ricevitore solare accoppiato a un concentratore solare a disco.

Contenuti

Nel **Capitolo 2** si effettuano alcuni cenni sull'energia solare, il principio di funzionamento di un impianto CSP e si presentano brevemente le tecnologie CSP esistenti.

Nel **Capitolo 3** sono presenti alcuni richiami teorici ai sistemi di accumulo termico. Attenzione particolare è rivolta ai sistemi di accumulo latente.

Nel **Capitolo 4** viene presentato il funzionamento di un impianto Dish-MGT dotato di un ricevitore solare innovativo a PCM.

Nel **Capitolo 5** si descrive il modello numerico implementato in COMSOL Multiphysics per la simulazione del ricevitore solare, in condizioni stazionarie e transitorie. Seguono *mesh independence*, *time convergence* procedura di validazione. Infine si commentano le soluzioni ottenute da un punto di vista fisico.

Nel **Capitolo 6** viene eseguito uno studio parametrico del modello. Prima, sono testati materiali alternativi come PCM. In seguito, sono fatti variare portata dall'HTF e flusso solare concentrato.

Nel **Capitolo 7** si presenta la metodologia seguita nell'analisi economica. I risultati ottenuti sono poi confrontati con quelli disponibili in letteratura.

Nel **Capitolo 8** sono contenute le conclusioni tratte dallo studio.

Capitolo 2

Sistemi CSP

2.1 Energia solare

Nel nucleo del Sole si presentano condizioni di altissima temperatura e pressione tali da permettere reazioni di fusione nucleare che trasformano nuclei d'idrogeno in elio. La reazione principale è la seguente: $4p^+ \rightarrow He^{2+} + 2e^+ + 2\nu + \Delta mc^2$ [6]. La reazione è in difetto di massa per cui rilascia energia che viene emessa in forma di energia cinetica delle particelle coinvolte ed emessa nello spazio sotto forma di radiazione elettromagnetica.

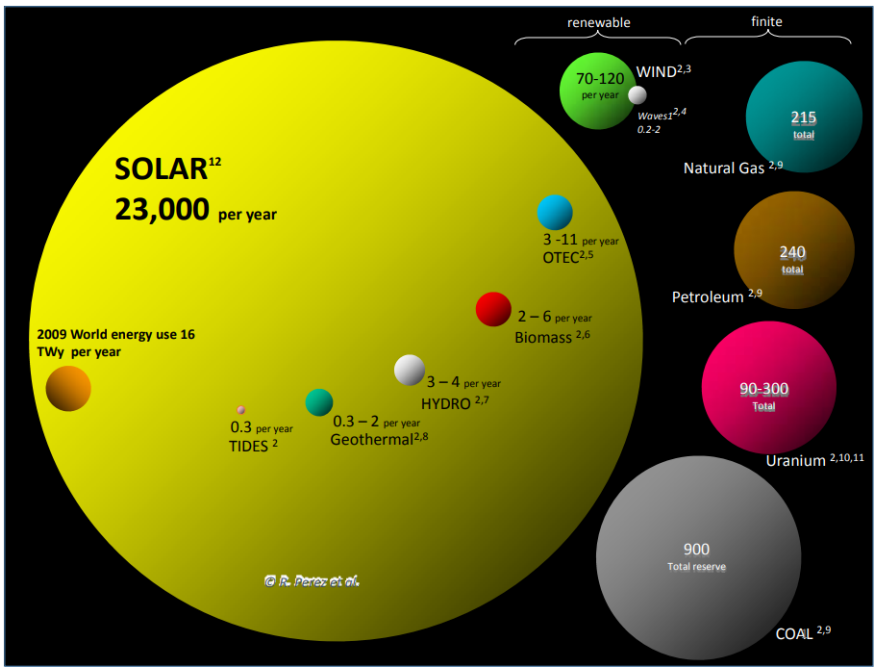

Figura 2.1. Stima delle riserve energetiche mondiali per varie fonti di energia espresse in TW·anno [26].

La potenza termica media per unità di superficie che raggiunge la regione esterna dell'atmosfera della Terra è detta costante solare e vale 1367 W/m^2 [34]. Questa potenza si traduce in una quantità di energia solare disponibile su base annua che è circa 1400 volte superiore alla domanda energetica mondiale. Come ben mostrato in figura 2.1, la fonte solare si configura quindi come la fonte di energia con di gran lunga la più elevata disponibilità in assoluto.

2.2 Diffusione degli impianti CSP

Nonostante l'enorme potenzialità offerta dalla elevata disponibilità di energia solare, la tecnologia CSP risulta ancora poco sfruttata. Le motivazioni sono diverse. Prima di tutto, uno dei problemi che ne limitano la diffusione è il fatto che un sistema CSP è in grado di sfruttare unicamente la componente diretta dell'irradianza solare perché è l'unica che può essere concentrata geometricamente con l'uso di specchi.

La mappa in figura 2.2 mostra i luoghi più indicati per la costruzione d'impianti CSP perché caratterizzati da una elevata DNI (*Direct Normal Irradition*). La localizzazione di un nuovo impianto CSP è solitamente problematica perché le aree potenzialmente interessanti sono aree desertiche. Questo crea problemi da un punto di vista logistico sia in fase di costruzione che in fase di operazione dell'impianto perché il sito è raggiungibile con difficoltà.

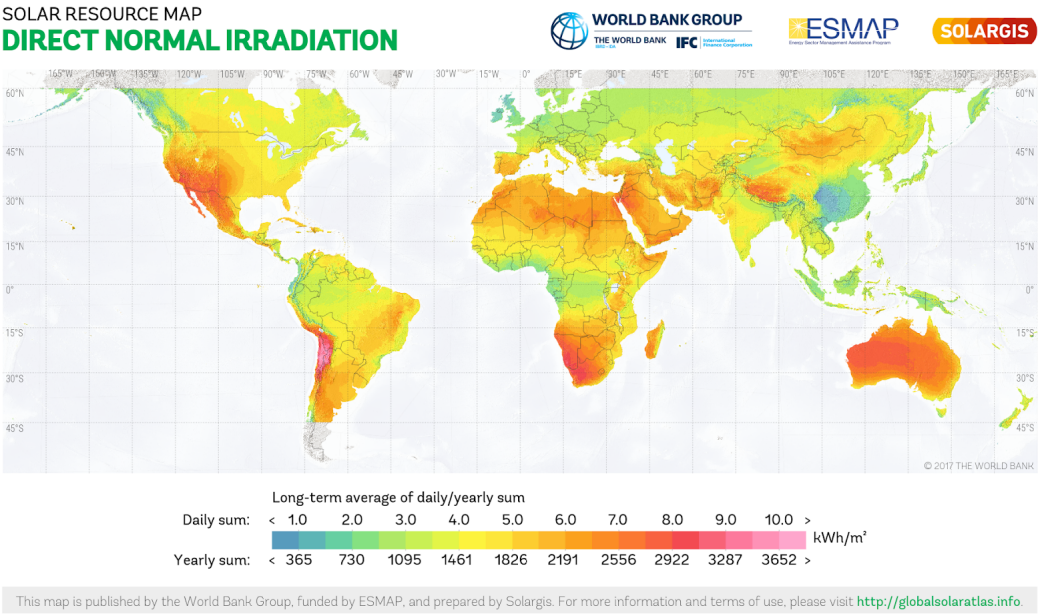

Figura 2.2. Distribuzione dell'irradiazione normale diretta (*Direct Normal Irradition* - DNI) nel mondo espressa in kWh/(m^2·anno) [31].

Complessivamente la potenza installata a livello mondiale risulta ancora piuttosto ridotta. Al 2020 sono solo 6.2 i GW installati a livello mondiale [29]. I Paesi in cui il CSP ha avuto uno sviluppo maggiore sono Spagna e Stati Uniti. Al momento la Spagna è leader mondiale con i suoi 2.3 GW di potenza installata. Promettente è il panorama in Cina ed Emirati Arabi Uniti, dove è in costruzione il più grande impianto CSP al mondo avente una potenza nominale di 700 MW [29].

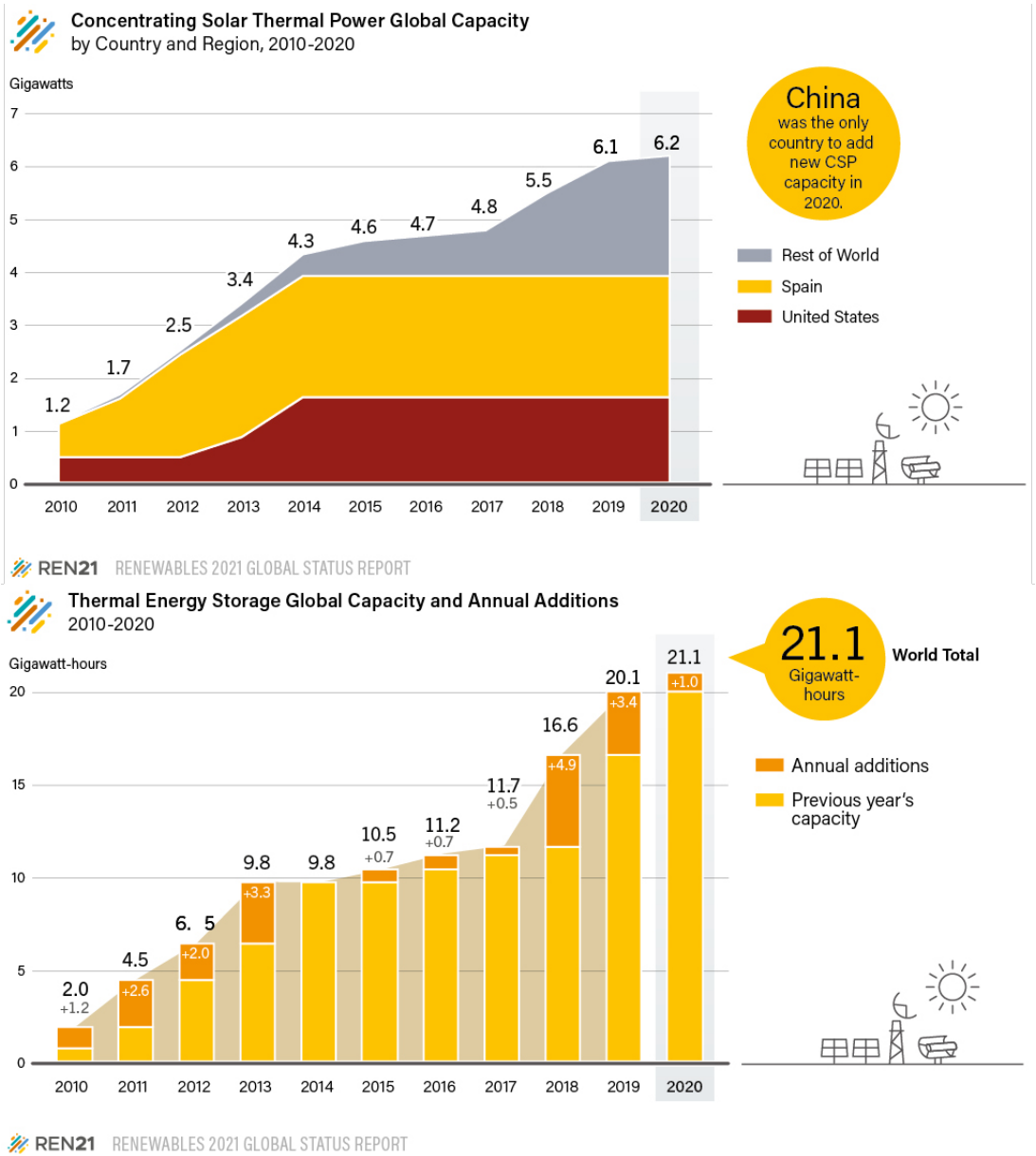

Figura 2.3. Aumento di potenza e capacità di accumulo installata a livello globale in sistemi CSP negli ultimi anni [29].

Infine è interessante rilavare come negli ultimi anni sia aumentata anche la capacità installata dei sistemi di accumulo termico accoppiati agli impianti CSP, a riprova del fatto che l'integrazione di un accumulo migliora la fattibilità economica di un impianto aumentandone il CF (*Capacity Factor*). Nell'ultimo decennio, l'industria CSP ha visto ridursi del 68% il costo degli impianti. Al momento ci sono 21 GWh di capacità di accumulo installati. Si tratta quasi esclusivamente di sistemi che utilizzano sali fusi come mezzo di accumulo. In Spagna, sono allo studio piani per il *retrofitting* d'impianti esistenti in modo da integrarli con sistemi di accumulo [29].

2.3 Tecnologie CSP

2.3.1 Principio di funzionamento

Il funzionamento di un impianto CSP è molto semplice da un punto di vista fisico. Un impianto CSP è costituito da quattro sezioni principali: uno o più concentratori, il ricevitore, il sistema di accumulo termico e il *power-block*.

La funzione dei concentratori è quello di concentrare la radiazione solare nel fuoco del sistema, dove è posizionato il ricevitore solare. Il fluido di scambio termico (*Heat Transfer Fluid* – HTF) trasferisce la potenza termica assorbita dal ricevitore al power-block. Il power-block è simile a quello presente in ogni impianto termoelettrico. Ha il compito di convertire la potenza termica in potenza meccanica all'albero di una turbina. La potenza meccanica viene poi convertita in potenza elettrica attraverso un alternatore.

Per migliorare l'efficienza dell'impianto, si è soliti aggiungere a questo schema di base altri due elementi: un sistema di *tracking* (a singolo o doppio asse) per garantire l'inseguimento del sole da parte dei concentratori e un sistema per l'accumulo termico. Un esempio di schema d'impianto CSP che ne mostra i componenti principali è in figura 2.4.

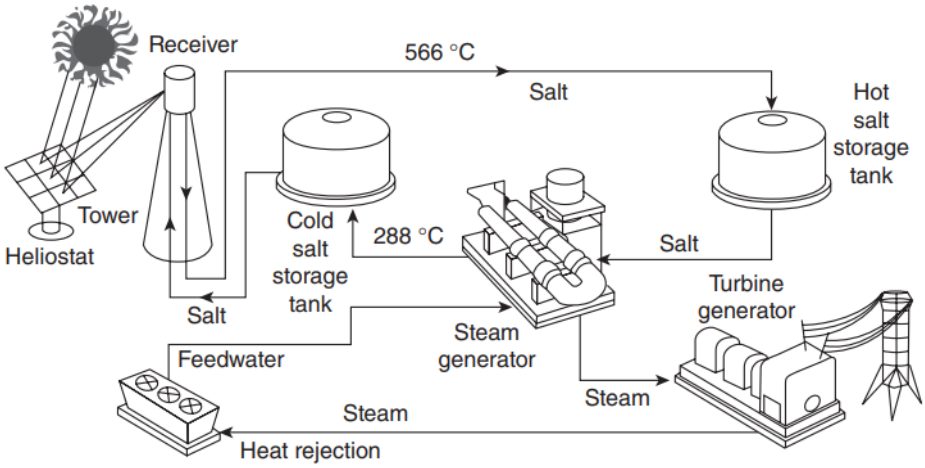

Figura 2.4. Schema di funzionamento dell'impianto CSP a torre centrale *Solar Two* sito nel deserto del Mojave (USA). L'impianto è caratterizzato da un sistema di accumulo termico a due serbatoi e sali fusi come HTF [32].

2.3.2 Tipologie di tecnologie CSP

Le tecnologie CSP sono classificate a seconda della modalità con cui concentrano la radiazione solare nel fuoco. Appartengono a quattro categorie: sistemi a collettori parabolici lineari (*parabolic trough*), riflettori lineari di tipo Fresnel (*linear Fresnel reflectors*), sistemi a torre o a ricevitore centrale (*solar towers* o *central receiver*) e sistemi con concentratore a disco parabolico (*parabolic dish*) [20].

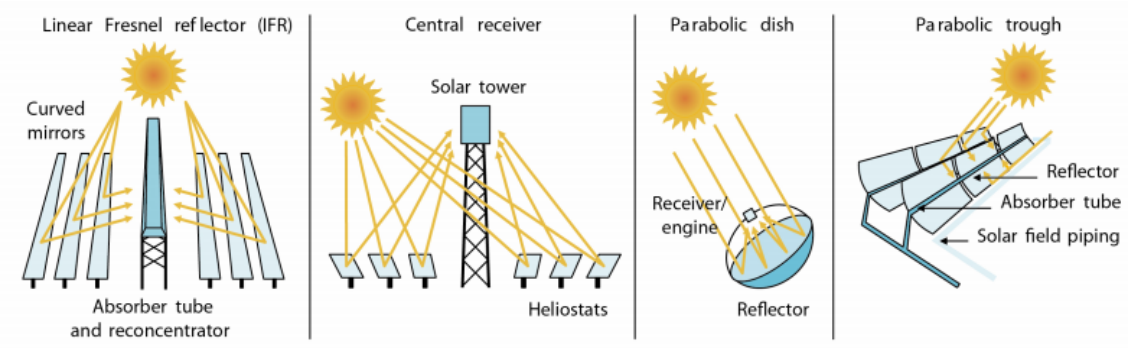

Figura 2.5. Principali tipologie di tecnologie CSP [20].

Parabolic Trough

Il sistema è costituito da un sistema di riflettori curvi disposti in file che concentrano la radiazione solare su tubi in acciaio inossidabile ricoperti da un rivestimento assorbente posti all'interno di tubi a vuoto in vetro. Il HTF è un olio sintetico. Il HTF trasferisce la potenza termica assorbita nel ricevitore ad acqua in uno scambiatore di calore. L'acqua evapora e in forma di vapore surriscaldato vad alimentare una turbina per essere poi condensato.

Linear Fresnel Reflectors

Il sistema è costituito da una serie di specchi piatti o leggermente curvi che approssimano la superficie di un collettore parabolico lineare. Questo tipo di concentratori risulta vantaggioso dal punto di vista economico perché il costo di produzione degli specchi è ridotto e facilita la produzione diretta di vapore (*Direct Steam Generation* – DSG) eliminando la necessità di uno scambiatore. D'altro canto, hanno una efficienza minore ed è più difficile integrarli con un sistema di accumulo.

Solar Tower

Nei sistemi a torre centrale la concentrazione della radiazione solare è realizzata dal campo eliostatico. Si tratta di un sistema di centinaia o migliaia di specchi (detti eliostati) disposti attorno a una torre centrale. Sulla sommità della torre si trova il ricevitore. Alcuni impianti permettono di realizzare DSG, altri utilizzano sali fusi sia come HTF.

Parabolic Dish

I concentratori solari a disco concentrano la radiazione solare nel fuoco del paraboloide. Nel fuoco del disco è posta la PCU (*Power Conversion Unit*) ovvero l'inseme dei dispositivi adibiti alla conversione dell'energia solare concentrata in elettrica. Spesso la generazione di potenza è a carico di un motore Stirling ma sono allo studio soluzioni che utilizzino altri cicli termodinamici, come ciclo Bryton-Joule ad aria o ciclo Rankine con sostanze organiche [32].

La possibilità d'integrare un ciclo Bryton-Joule in un sistema CSP a disco è discussa in maniera più approfondita nei capitoli successivi.

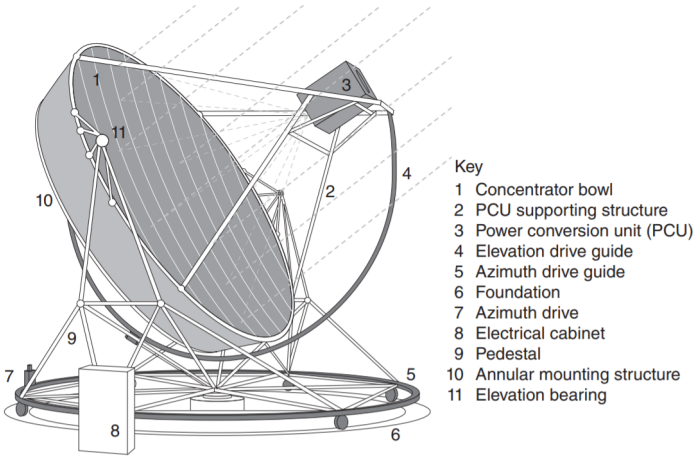

Figura 2.6. Componenti principali di un sistema CSP con concentratore solare a disco parabolico [32].

Il sistema è dotato di un sistema di tracking a doppio asse che garantisce un efficace inseguimento del sole durante la giornata. Questo elemento unito al fatto che la radiazione solare è concentrata teoricamente in un singolo punto fa sì che i dischi parabolici siano la tecnologia CSP che offre il più elevato rapporto di concentrazione (*Concentration Ratio* – CR). Di conseguenza, anche la temperatura raggiunta e l'efficienza *solar-to-electricity* sono le più alte tra tutte le tecnologie CSP. Le alte temperature raggiunte nel fuoco rendono i dischi parabolici interessanti anche per applicazioni diverse rispetto alla produzione di energia elettrica. Per esempio, possono essere usati per realizzare processi di *chemical-looping*.

Capitolo 3

Accumulo termico

3.1 Funzioni

Negli ultimi anni si sta sviluppando un crescente interesse nei confronti dei sistemi di accumulo termico o sistemi TES (*Thermal Energy Storage*). L'uso di questi sistemi è d'interesse nel campo delle energie rinnovabili e in particolare nel settore dell'energia solare. Un sistema per l'accumulo termico inserito all'interno di un impianto CSP è in grado di adempiere alle seguenti funzioni [22]:

- mitigare le fluttuazioni nell'irraggiamento solare durante brevi transitori meteorologici, per esempio nel caso di un temporaneo annuvolamento del cielo
- risolvere lo sfasamento tra la disponibilità di energia solare e la domanda
- estendere il periodo di generazione anche a periodi in cui la fonte solare non è disponibile, aumentando il CF dell'impianto

I TES possono essere classificati in tre grandi categorie a seconda della modalità di accumulo. Nelle sezioni successive vengono descritte le modalità di accumulo sensibile, termochimico e latente.

3.2 Accumulo termico sensibile

Nei sistemi di accumulo termico sensibile o STES (*Sensible Thermal Energy Storage*), l'energia termica è accumulata o rilasciata rispettivamente aumentando o riducendo la temperatura del mezzo di accumulo.

La quantità di energia termica accumulata nel mezzo durante la fase di carica Q può essere calcolata con la seguente equazione [22]:

$$Q = m \int_{T_{start}}^{T_{end}} c_p \, dT \tag{3.1}$$

dove m [kg] è la massa di sostanza impiegata, T_{start} e T_{end} [K] rappresentano rispettivamente la temperatura del mezzo all'inizio e al termine del processo di carica e c_p [kJ/(kg·K)] è il calore specifico a pressione costante del materiale.

Tutti i sistemi TES attualmente installati all'interno d'impianti CSP disponibili a livello commerciale sono sistemi ad accumulo sensibile. I sistemi STES possono essere a loro volta classificati a seconda della fase del mezzo di accumulo e della modalità di accumulo. I materiali utilizzati per l'accumulo possono essere in forma solida o liquida. Nei STES diretti il fluido di scambio termico coincide con il mezzo di accumulo mentre nel STES indiretti sono diversi. L'accumulo diretto rimuove la necessità d'inserire nell'impianto uno scambiatore di calore, riducendo quindi il costo totale del sistema e migliorandone l'efficienza complessiva. L'immagine 3.1 riassume la classificazione dei più comuni sistemi STES.

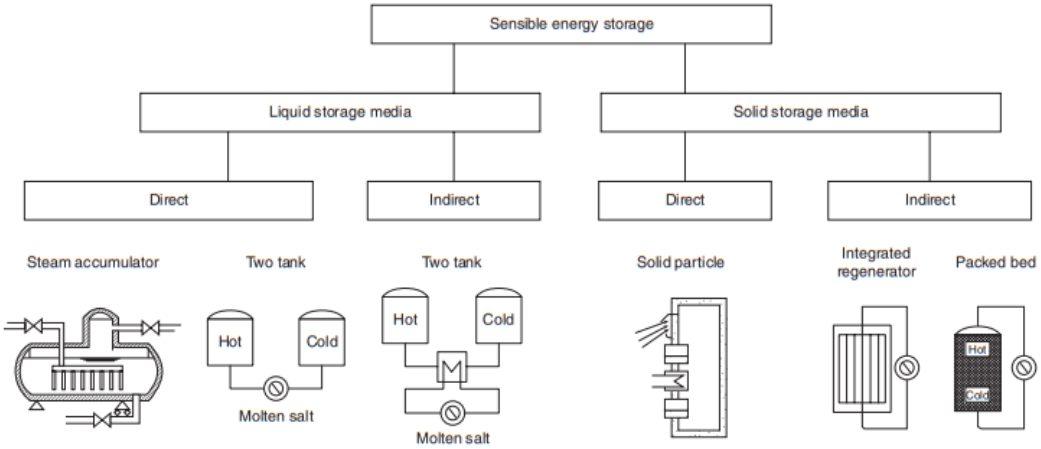

Figura 3.1. Classificazione dei STES [32].

3.3 Accumulo termochimico

Nei sistemi di accumulo termochimico o sistemi TCS (*Thermo-Chemical heat Storage*) l'energia viene accumulata sotto forma di energia chimica attraverso una reazione chimica reversibile:

$$AB + calore \rightleftharpoons A + B \tag{3.2}$$

La fase di carica corrisponde a una reazione endotermica. Il reagente AB assorbe calore e di conseguenza AB si separa nei prodotti A e B. Nella fase di scarica avviene il processo inverso. Se le sostanze A e B sono in contatto, si forma nuovamente il reagente iniziale AB e viene rilasciato calore. La quantità di energia termica accumulata nel mezzo sotto forma di energia chimica durante la fase di carica Q può essere calcolata come [22]:

$$Q = ma_r \Delta H \tag{3.3}$$

dove a_r è la frazione di sostanza che ha reagito e ΔH [kJ/kg] è l'entalpia di reazione per unità di massa.

I sistemi TCS sono di potenziale interesse per essere impiegati all'interno d'impianti CSP. Il calore reso disponibile da un sistema CSP, infatti, può essere utilizzato per attivare la reazione endotermica. I TCS sono caratterizzati da una densità di energia volumetrica che è circa 5 o 10 volte superiore rispetto a quella di TES sensibili o latenti, rispettivamente. Inoltre dato che l'energia è immagazzinata sotto forma di energia chimica, i sistemi TCS sono caratterizzati da perdite termiche trascurabili, rendendoli adatti alla realizzazione di sistemi di accumulo a lungo termine. Nonostante appaia come una tecnologia promettente, alcune criticità devono essere risolte prima che possa evolvere dall'attuale stato prototipale. Sono necessarie ulteriori indagini volte a determinare quali siano:

- le reazioni chimiche con elevate entalpie di reazione e facilmente reversibili
- i design di scambiatori di calore e reattori più performanti dal punto di vista dello scambio termico e di massa
- materiali compositi avanzati caratterizzati da elevati valori di densità di accumulo e conducibilità termica, buona resistenza al ciclaggio termico e costi contenuti

3.4 Accumulo latente

I sistemi di accumulo termico latente o sistemi LTES (*Latent Thermal Energy Storage*) sono sistemi TES che sfruttano il calore latente che viene immagazzinato o rilasciato durante una transizione di fase di un materiale. Generalmente si sfrutta la transizione di fase solido-liquido perché è caratterizzata da una espansione volumetrica inferiore rispetto alla transizione liquido-gas. La quantità di energia termica accumulata in un LTES durante la fase di carica Q può essere calcolata con la seguente equazione [22]:

$$Q = m \int_{T_{start}}^{T_{pc}} c_{p,sol}\, dT + mL_{pc} + m \int_{T_{pc}}^{T_{end}} c_{p,liq}\, dT \tag{3.4}$$

dove $c_{p,sol}$ e $c_{p,liq}$ sono rispettivamente il calore specifico della fase solida e della fase liquida, T_{pc} è la temperatura di transizione di fase e L_{pc} [kJ/kg] è il calore latente di fusione o solidificazione per unità di massa.

Si noti che nei LTES si sfruttano sia il contributo latente legato al passaggio di stato che i contributi sensibili legati all'aumento di temperatura quando il mezzo si trova in forma completamente solida e liquida. I materiali a cambiamento di fase o PCM (*Phase Change Material*) sono materiali caratterizzati da un elevato valore di L_{pc}.

3.4.1 Potenziamento della conducibilità termica dei PCM

Sfortunatamente la maggioranza dei PCM presenta una criticità comune: una bassa conducibilità termica, solitamente inferiore a 2 W/(m·K). Fanno eccezione i PCM metallici, tuttavia la loro applicabilità è al momento limitata dati i loro costi elevati e problemi di corrosione con i materiali di contenimento.

Una bassa conducibilità termica è problematica perché riduce le prestazioni del sistema di accumulo dal punto di vista dello scambio termico. Per questo motivo sono state sviluppate tecniche per il potenziamento dello scambio termico dei PCM. Queste tecniche sono classificabili in [19]:

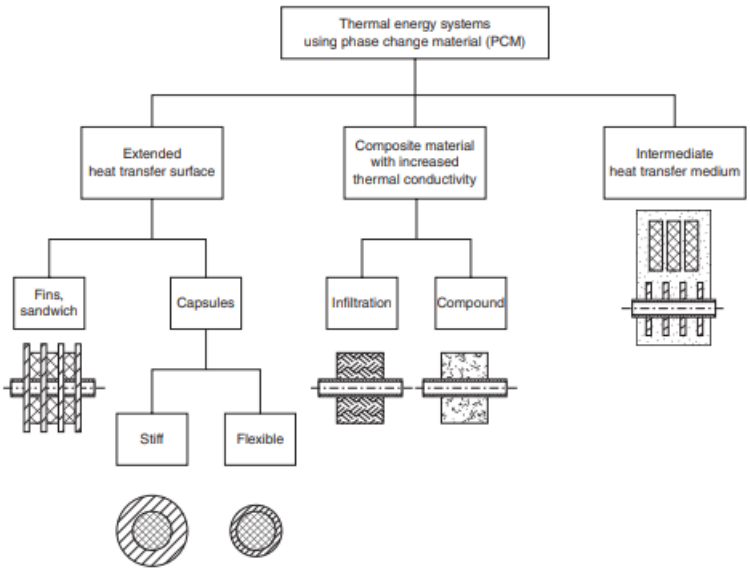

Figura 3.2. Classificazione dei LTES [32].

1. tecniche per l'estensione della superficie di scambio termico
   - introduzione di alettatura
   - uso di *heat pipes*
   - incapsulamento del PCM
   - PCM multipli in cascata
2. tecniche per l'aumento della conducibilità termica effettiva del sistema di accumulo
   - dispersione di particelle di materiali a elevata conducibilità nella matrice del PCM
   - dispersione di materiali a bassa densità nella matrice del PCM

3.4.2 Selezione del PCM

Il processo di selezione del PCM ottimale per una data applicazione deve tenere conto di molti fattori contemporaneamente perciò spesso il risultato è frutto di un compromesso. In ordine di priorità sono qui di seguito riassunte le caratteristiche desiderabili per un buon PCM [2]:

1. proprietà termiche
   - temperatura di fusione compatibile con l'applicazione considerata
   - alto calore di fusione
   - alta conducibilità termica
   - stabilità al ciclaggio termico
2. proprietà fisiche
   - alta densità
   - bassa espansione termica

   - bassa pressione di vapore
   - equilibrio tra le fasi
3. proprietà cinetiche
   - assenza di *supercooling*
   - velocità di cristallizzazione adeguata
4. proprietà chimiche
   - stabilità chimica a lungo termine
   - compatibilità con i materiali di contenimento
   - privo di pericolosità per la salute e l'ambiente
   - assenza di rischio d'incendio
5. criteri economici
   - basso costo
   - disponibile in grandi quantità
   - facilmente reperibile

Capitolo 4

Impianto CSP di tipo D-MGT

4.1 Progetto OMSoP

La fonte solare è per sua natura intermittente. Durante l'arco di una giornata è possibile assistere a improvvise fluttuazioni della radiazione solare causate dalla variazione delle condizioni meteorologiche. I sistemi CSP si propongono di mantenere costante la generazione di potenza elettrica quindi la variabilità della radiazione solare rappresenta quindi una sfida importante da affrontare. Il problema si supera integrando un sistema CSP con un TES. L'esigenza è ancora più importante negli impianti CSP di piccola taglia che di solito sono privi di una camera di combustione di *back-up*.

In questo capitolo verrà presentato un tipo di sistema CSP denominato D-MGT (*Dish-Micro Gas Turbine*) che è stato oggetto di studio da parte del progetto europeo OMSoP (*Optimised Microturbine Solar Power system*). Lo scopo del progetto è stato quello di provare la fattibilità tecnica ed economica dei sistemi D-MGT [8].

I sistemi CSP con D-MGT (*Dish-Micro Gas Turbine*) rappresentano un'opportunità per la realizzazione d'impianti di piccola taglia (inferiore a 100 kW). L'interesse è rivolto ad aree rurali con una elevata disponibilità d'irradianza solare dirette che siano prive o con limitato accesso alla rete elettrica [3]. In questi contesti i sistemi D-MGT risultano interessanti perché possono essere utilizzati sia per generazione di elettricità che per poligenerazione [14].

Anche dal punto di vista economico i sistemi D-MGT sembrano promettenti. Le analisi tecno-economiche svolte finora hanno mostrato che i sistemi D-MGT possono surclassare i sistemi Dish-Stirling dal punto di vista economico e, se equipaggiati con un TES, possono anche competere con i sistemi PV [15].

Particolare attenzione sarà dedicata al ricevitore solare sviluppato dall'Università di Roma Tre [14] perché costituisce l'elemento più innovativo dell'intero impianto.

4.2 Presentazione dell'impianto

Lo schema in figura 4.1 riassume i flussi di massa ed energia coinvolti in un sistema D-MGT. Complessivamente il sistema realizza un ciclo Bryton-Joule rigenerativo. Nel

ciclo Bryton classico la potenza termica in ingresso al ciclo è fornita da una camera di combustione mentre in un sistema D-MGT è fornita dalla radiazione solare concentrata assorbita dal ricevitore.

Il funzionamento dell'impianto in condizioni stazionarie può essere riassunto come segue [13]:

1. Il **disco** parabolico concentra la radiazione solare nel suo fuoco.
2. Un **compressore** ad aria aspira aria in condizioni ambientali e la comprime fino a una pressione di 3 bar.
3. L'aria compressa viene preriscaldata nel **recuperatore** interfacciandola con l'aria ad alta temperatura in uscita dalla MGT; l'aria compressa esce dal ricevitore a una temperatura di 590°C.
4. L'aria compressa e preriscaldata entra nel ricevitore.
5. Il **ricevitore** assorbe la radiazione solare concentrata.
6. Nel ricevitore la temperatura dell'aria aumenta fino a 800-850°C.
7. L'aria ad alta temperatura in uscita dal ricevitore va ad alimentare una **MGT**.
8. L'espansione dell'aria in turbina genera potenza all'albero della MGT stessa.
9. L'albero della MGT è collegato a un **alternatore** che produce potenza elettrica.
10. L'aria in uscita dalla turbina va al recuperatore prima di essere espulsa.

Il sistema nel complesso è compatto. Compressore, ricevitore, recuperatore, MGT e generatore sono contenuti tutti all'interno dello stesso *casing* e formano nel complesso la cosiddetta PCU (*Power Conversion Unit*), collocata nel fuoco del concentratore. Il sistema non è di tipo ibrido cioè manca di una camera di combustione di back-up.

Il comportamento dell'impianto in condizioni transitorie è regolato dal PCM. Il ricevitore integra un accumulo a breve termine a PCM che permette di accomodare eventuali variazioni nella radiazione solare evitando così rapide diminuzioni nella temperatura del WF. La durata dell'accumulo è sufficiente a garantire la stabilità della temperatura di uscita del WF per 20-30 minuti, tempo sufficiente a permettere di continuare a generare potenza in maniera costante durante un transitorio nuvoloso. Inoltre mantenere costante la temperatura di uscita del WF dal ricevitore permette di evitare danni alla MGT.

In tabella 4.1 sono riportate i principali parametri di progetto dell'impianto.

Parametro	Valore	Unità di misura
Potenza elettrica prodotta	10	kW
TIT (*Turbine Inlet Temperature*)	800-850	°C
Portata di aria	0.065-0.16	kg/s
Temperatura d'ingresso compressore	15	°C
Pressione d'ingresso compressore	101.325	kPa
Rapporto di compressione	3	-

Tabella 4.1. Principali parametri di progetto dell'impianto [14].

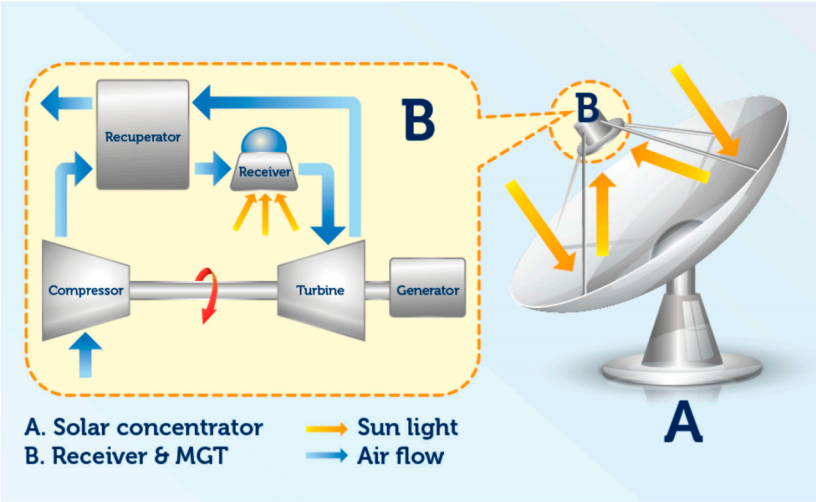

Figura 4.1. Schema di un impianto CSP di tipo D-MGT [13].

4.3 Progetto preliminare del ricevitore solare

Il ricevitore è costituito da quattro elementi: l'assorbitore, il PCM e i tubi dell'HTF e l'HTF stesso [13].

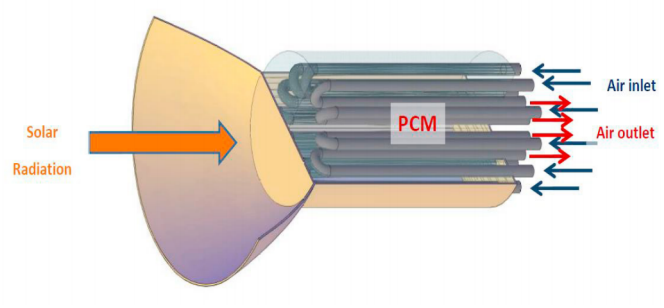

Figura 4.2. Progetto preliminare di un ricevitore solare integrato con un accumulo a PCM [13].

4.3.1 Assorbitore

L'assorbitore è un struttura cava realizzata in un materiale speciale che deve essere in grado di:

- assorbire efficacemente la radiazione solare concentrata incidente sulla superficie frontale del ricevitore
- sostenere elevate temperature

- assicurare il contenimento del PCM

Materiali che ben rispondono a queste caratteristiche sono i ceramici. In questo caso la scelta è ricaduta sul carburo di silicio (SiC). Il SiC resiste fino a 1500-1600°C [23], ha una elevatissima conducibilità termica e non soffre di shock termici e ha buona resistenza meccanica e alla corrosione alle alte temperature [2].

4.3.2 PCM

La presenza di un PCM è l'elemento innovativo di questo tipo di ricevitore. I compiti del PCM sono i seguenti:

- trasferire il calore assorbito dall'assorbitore ai tubi in cui scorre l'HTF
- introdurre un'inerzia termica aggiuntiva al dispositivo data dal contributo latente

Per adempiere adeguatamente a queste funzioni, è richiesto che il PCM abbia opportune caratteristiche termofisiche: una elevata conducibilità termica k e un elevato calore latente di fusione L_{pc}.

Un'alta conducibilità termica favorisce lo scambio termico tra assorbitore e HTF mentre un alto calore latente di fusione garantisce che il ricevitore sia in grado di offrire un accumulo di energia termica per un tempo adeguato. In questo caso, il dispositivo è stato dimensionato in modo da garantire un accumulo a breve termine, per un intervallo di tempo tra i 20 e i 30 minuti [14].

Processo di selezione del PCM ottimale

A seguito di un'attenta rassegna delle opzioni disponibili in letteratura [3], si è giunti alla scelta del PCM più adatto.

La proprietà più importante per la selezione di un PCM è la sua temperatura di fusione T_{pc}. La scelta della T_{pc} opportuna dipende dall'applicazione. In questo caso, è richiesto che T_{pc} superiore alla minima temperatura che si vuole garantire per l'aria in uscita cioè circa 800°C. La T_{pc} dovrà essere tra 850°C e 1300°C.

Nelle applicazioni solari come quella in analisi, è anche importante la compattezza dei sistemi quindi il PCM deve possedere elevati calore specifico, densità e calore latente.

Il grafico in figura 4.4 mostra che i PCM che presentano caratteristiche compatibili per l'uso in un ciclo Bryton sono sali o miscele eutettiche di sali e leghe metalliche.

Nel ricevitore in oggetto il comportamento dinamico è un fattore importante da considerarsi. Per poter accomodare fluttuazioni nella radiazione solare concentrata, il dispositivo deve essere in grado di rispondere rapidamente sia in fase di carica che in fase di scarica.

Dato che i sali sono caratterizzati da una bassa conducibilità termica, non sono adatti per questo tipo di applicazione. Inoltre i sali soffrono anche di altri svantaggi: temperatura di fusione incongruente, bassa velocità di nucleazione (che comporta *sub-* e *supercooling*) e un alto coefficiente di espansione termica.

I PCM metallici appaiono come il miglior compromesso. Hanno una T_{pc} appropriata, un alto L_{pc}, alta densità, basso coefficiente di espansione termica ma soprattutto una alta k. Una elevata k ha anche come vantaggio indiretto il fatto che si rende superfluo l'implementazione di una tecnica per il potenziamento dello scambio termico come quelle

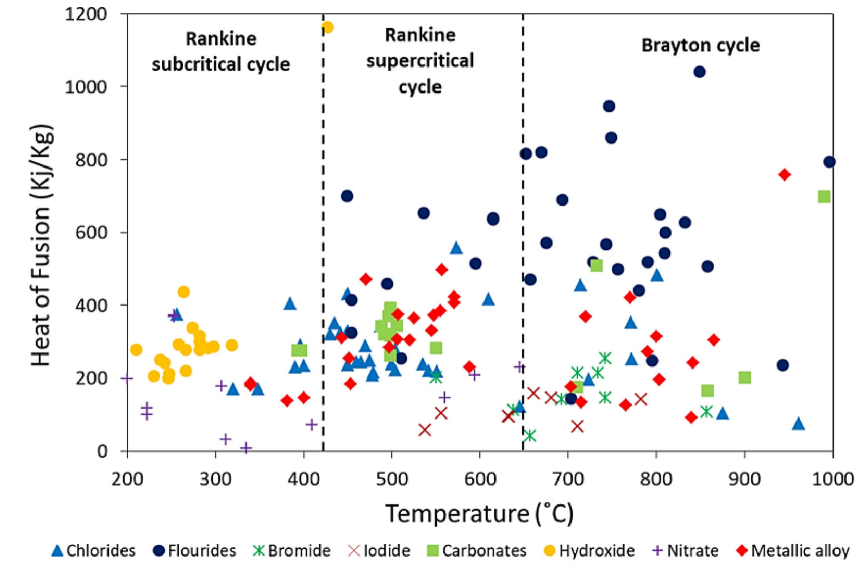

Figura 4.3. Temperatura di fusione e calore latente per vari PCM e loro compatibilità con alcuni cicli termodinamici [3].

citate nel capitolo precedente. Nonostante queste caratteristiche interessanti, hanno anche dei difetti: costi elevati e possibili problemi di corrosione con i materiali di contenimento alle alte temperature.

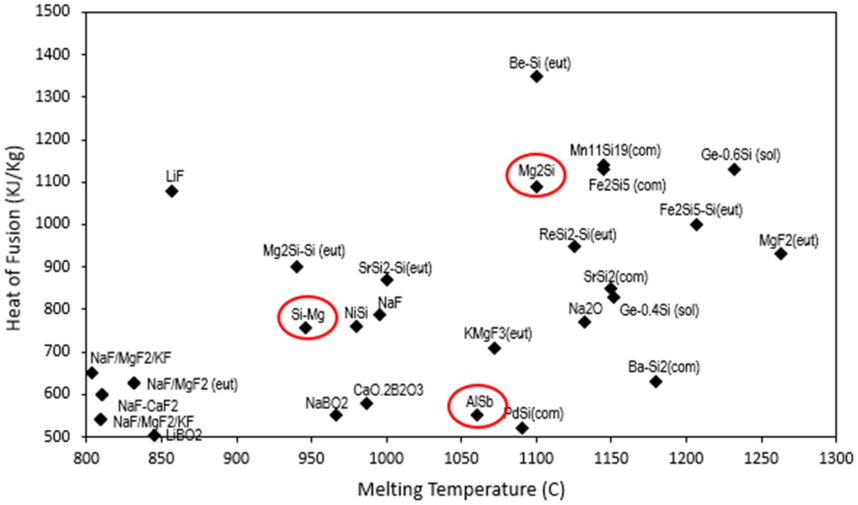

Figura 4.4. PCM selezionati con T_{pc} nel range 800-1300°C e L_{pc} maggiore di 500 kJ/kg [1].

Tenendo conto di tutte le considerazioni fatte finora sono stati isolati tre possibili PCM

metallici con caratteristiche compatibili con l'applicazione in esame. I PCM sono: MgSi (44/56%), Mg_2Si e AlSb. Le loro principali caratteristiche sono riassunte in tabella 6.1.

PCM	T_{pc} [°C]	L_{pc} [kJ/kg]	ρ [kg/m^3]	k [W/(mK)]	c_p [J/(kgK)]
Mg_2Si	1100	1090	1885	17	1030
MgSi	946	757	1900	70	632
AlSb	1060	420	4218	60	311

Tabella 4.2. Proprietà termofisiche dei PCM selezionati [1].

Tra i tre PCM candidati la lega eutettica MgSi (44/56% in peso) ha mostrato i risultati migliori. In regime stazionario MgSi garantisce una distribuzione uniforme di temperatura e una frazione di liquido prossima al 100%. In fase di scarica anche in assenza di radiazione solare permette di mantenere una temperatura di uscita dell'aria prossima a 800°C per più di 30 minuti [3].

4.3.3 Tubi

Nel PCM sono immersi i tubi per il trasporto dell'HTF. Per garantire una bassa resistenza termica, i tubi hanno uno spessore di pochi millimetri e sono realizzati in Inconel, una superlega metallica a elevata conducibilità termica [2]. I tubi sono 12, presentano una piega a U in prossimità della superficie irradiata e sono disposti in direzione radiale. Complessivamente, formano uno scambiatore di calore a passo singolo e flusso parallelo simile a quello utilizzato come scambiatore di calore per motori Stirling con camera di combustione esterna [13].

4.3.4 HTF

L'HTF è aria. A monte del ricevitore l'HTF è stato compresso dalle condizioni ambiente fino a 3 bar in un compressore e poi preriscaldato fino a circa 590°C in un recuperatore. In questo dispositivo l'aria è sia HTF che WF. Infatti, la portata di aria che assorbe calore dal PCM è la stessa che va ad alimentare la microturbina a gas posta a valle del ricevitore [13].

4.4 Ottimizzazione del ricevitore solare

Da valutazioni preliminari [13], risulta che la geometria mostrata in figura 4.2 non è accettabile perché la massima temperatura raggiunta (~2200°C) è di gran lunga superiore alla massima temperatura sostenibile dall'assorbitore (~1600°C) e la massima frazione di liquido raggiunta in fase di carica è insoddisfacente (~60%).

Le prestazioni del ricevitore sono state migliorate modificandone la geometria. Il ricevitore è stato dotato di una cavità aperta di forma conica. Le dimensioni ottimali della cavità sono state determinate risolvendo un problema di ottimizzazione avente come obiettivo la minimizzazione della somma di perdite radiative, convettive e conduttive. I tubi

a U sono stati riprogettati in maniera tale da seguire parallelamente la superficie della cavità. Presentano una piega ad 8° in rispetto alla direzione assiale [2].

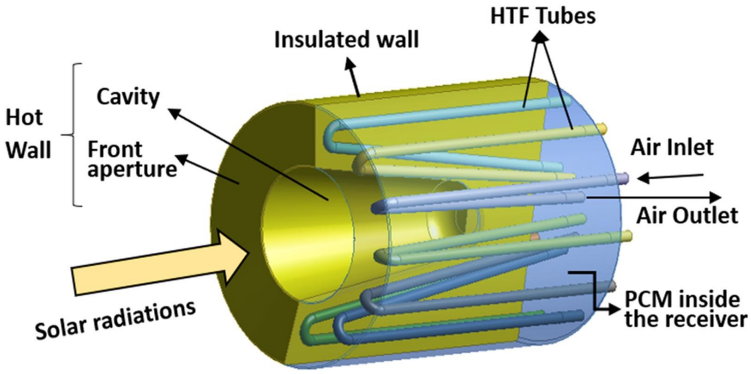

Figura 4.5. Progetto ottimizzato del un ricevitore solare integrato con un accumulo a PCM [2].

Il progetto definitivo è mostrato in 4.6. Le dimensioni geometriche riportate tengono unicamente conto dei volumi di tubi e PCM. Il tutto è poi inserito all'interno di una struttura di contenimento in SiC. Sulla base di uno studio parametrico [1] si è stabilito che lo spessore ideale dello strato di SiC è pari a 5 mm perché offre una limitata resistenza termica ma al tempo stesso è abbastanza spesso da garantire un adeguato supporto meccanico al dispositivo. Si stima che lo strato sia sufficiente a sopportare una pressione interna fino a 10 bar.

Il volume di PCM racchiuso nel contenitore è pari a circa 40 litri. Il ricevitore è stato dimensionato in modo da erogare una temperatura di uscita di circa 800°C per 30 minuti utilizzando unicamente il contributo latente del PCM. In questo modo si garantisce continuità nell'erogazione dell'energia elettrica anche nel caso le nubi oscurino il sole per un breve intervallo di tempo.

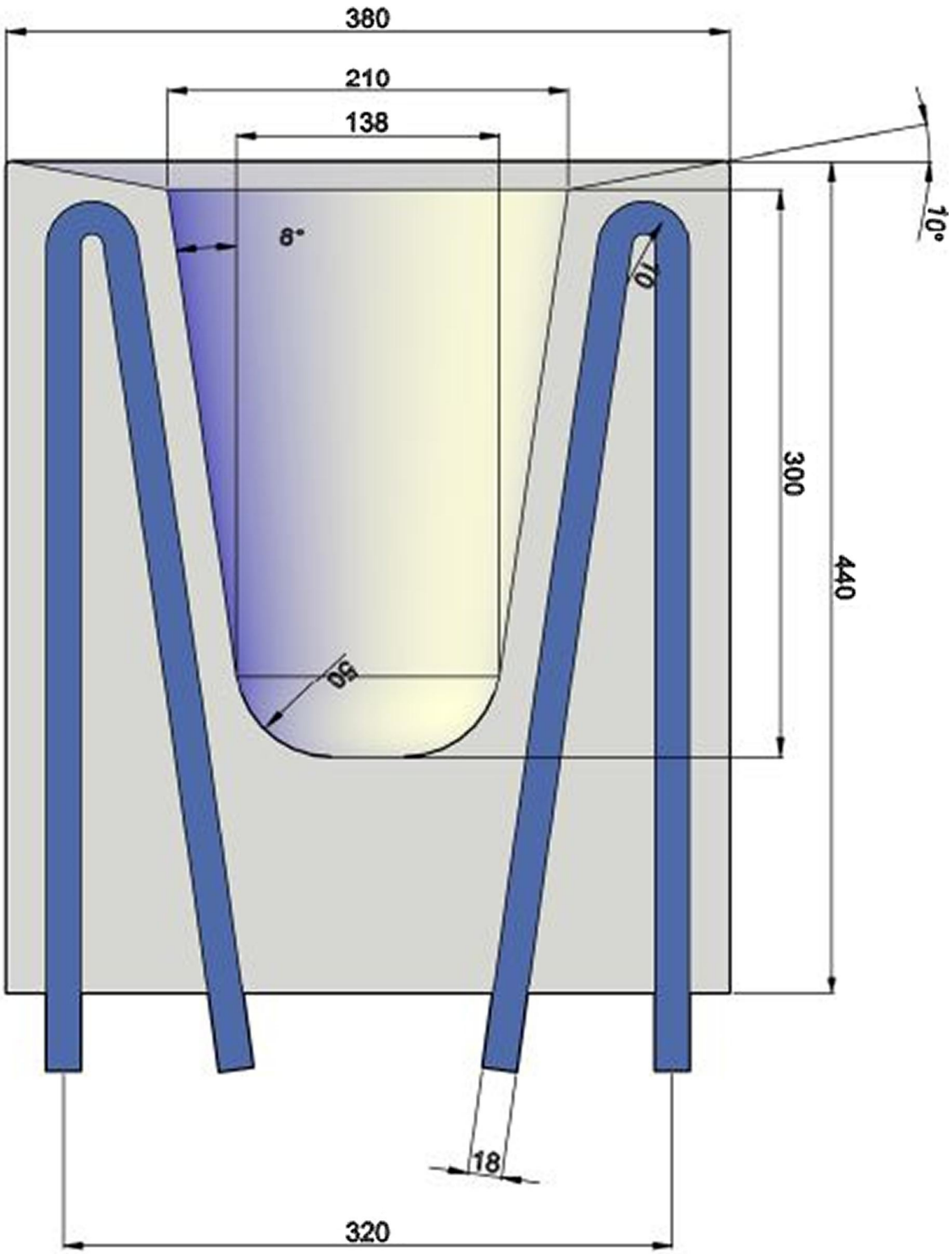

Figura 4.6. Disegno quotato del ricevitore solare risultato dell'ottimizzazione. Lo strato esterno di materiale assorbitore non è riportato. Dimensioni espresse in millimetri [2].

Capitolo 5

Modellazione numerica

5.1 COMSOL Multiphysics

Nel presente capitolo ci si occuperà di descrivere la procedura adottata per la simulazione del ricevitore solare. Data la complessità dei processi fisici coinvolti nel funzionamento di un ricevitore solare, una trattazione analitica del problema risulterebbe insufficiente. In questi casi, è necessario procedere a una trattazione numerica del sistema. Le simulazioni sono state sviluppate con il software commerciale *COMSOL Multiphysics*. COMSOL è un ambiente di simulazione che consente di trattare tutti gli step che formano il processo di modellazione:

1. CAD (*Computer-Aided Design*) della geometria in esame
2. definizione dei modelli matematici da utilizzare per trattare le fisiche coinvolte
3. generazione della mesh
4. risoluzione della simulazione
5. *post-processing* dei risultati

Da un punto di vista matematico, COMSOL è un software che risolve modelli utilizzando una tecnica detta metodo degli elementi finiti o FEM (*Finite Elements Method*). Si tratta di un metodo che consente la risoluzione approssimata di equazioni differenziali alle derivate parziali (PDEs - *Partial Differential Equations*). Storicamente, il FEM si è sviluppato per la risoluzione di problemi ingegneristici di natura strutturale tuttavia, in seguito, data la semplicità e flessibilità del metodo, questo è stato applicato anche a problemi di natura termofluidodinamica.

5.2 Definizione del dominio computazionale

L'adozione del dominio computazionale rappresentato in figura 5.2 è stata resa possibile dalle scelte fatte in merito a modelli fisici e condizioni al contorno. La contemporanea simmetria di geometria, modelli e condizioni al contorno permette di assumere come dominio computazionale 1/24 del ricevitore solare completo. Modelli e condizioni al contorno sono descritti in dettaglio nel seguito.

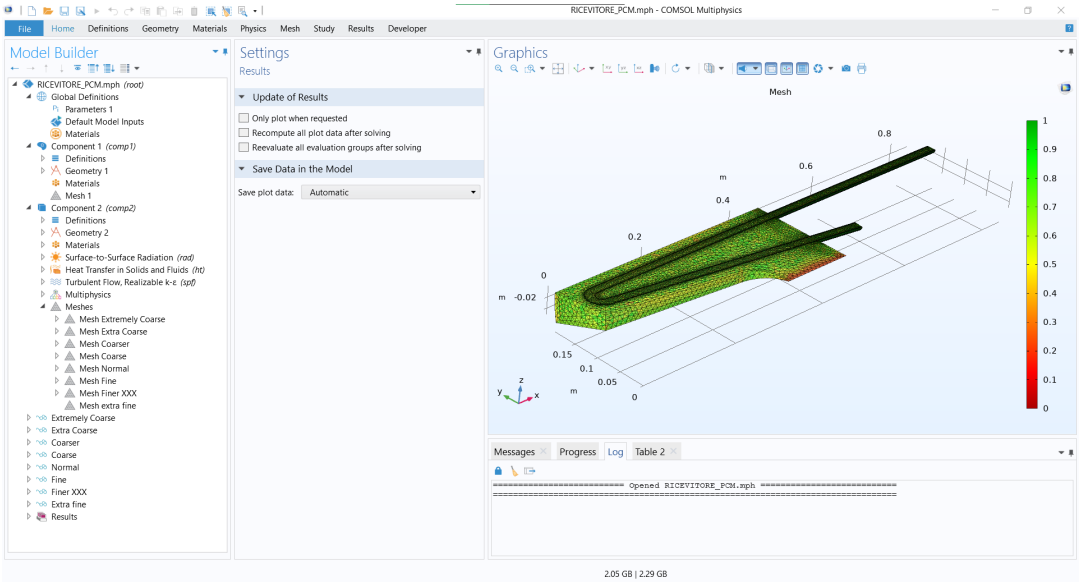

Figura 5.1. Schermata dell'ambiente di simulazione COMSOL Multiphysics.

Rispetto al disegno quotato 4.6 il dominio computazionale adottato presenta alcune differenze:

1. la superficie frontale del ricevitore è ricoperta da uno strato di 5 mm di materiale assorbitore
2. i tubi hanno un diametro esterno di 20 mm e interno di 18 mm
3. il tubo d'ingresso si estende per una certa lunghezza di entrata l_e al di fuori del ricevitore per permettere al campo di velocità di raggiungere la condizione di flusso completamente sviluppato. Per un flusso turbolento ($Re > 4000$, vedi 5.4.4) si ha [25]:

$$l_e = 4.4 \cdot d_t \cdot Re^{\frac{1}{6}} \approx 0.39\,\mathrm{m} \tag{5.1}$$

5.3 Proprietà termofisiche dei materiali

I materiali utilizzati per la realizzazione del ricevitore solare sono quattro:

1. lega eutettica MgSi (44/56 % in peso) come PCM
2. α-SiC (SSiC) come materiale assorbitore e di contenimento del PCM
3. aria secca come HTF
4. Inconel 718 per i tubi in cui scorre l'HTF

Le equazioni descritte nelle sezioni successive che costruiscono il modello matematico utilizzato assumeranno sempre che le proprietà dei materiali siano isotropiche, omogenee e costanti con la temperatura.

Per gli scopi dello studio è stata considerata come aria secca, cioè priva di umidità. L'aria è stata trattata come gas ideale perciò la sua densità sarà calcolata puntualmente

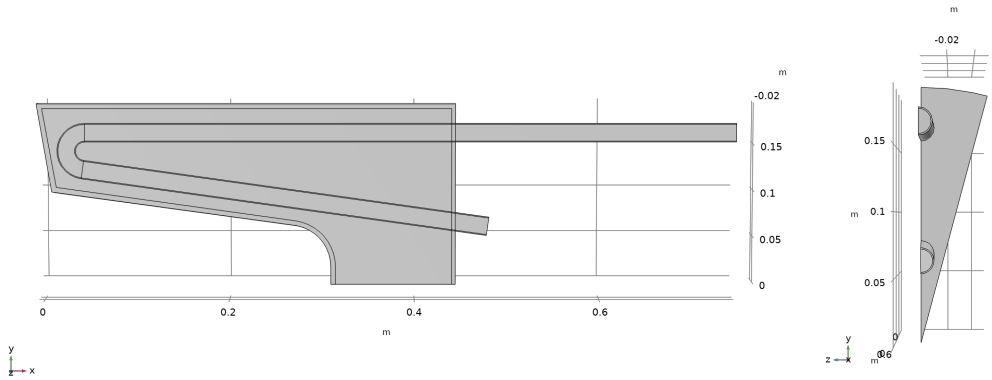

Figura 5.2. Dominio computazionale adottato in questo studio corrispondente a un 1/24 del volume del ricevitore solare reale. A sinistra: vista del ricevitore in direzione assiale x. A destra: vista posteriore del ricevitore con le sezioni d'ingresso e uscita dell'HTF.

attraverso l'equazione di stato dei gas ideali:

$$\rho_f = \frac{p_f}{R_{air} T_f} \tag{5.2}$$

Per quanto riguarda il materiale utilizzato per i tubi non sono fornite informazioni dettagliate negli studi originali. Si è quindi adottato l'Inconel 718 perché ha proprietà termomeccaniche compatibili con le temperature di funzionamento del ricevitore.

Nelle tabelle seguenti sono riassunti i valori delle proprietà termofisiche dei materiali utilizzati nel modello.

Proprietà	Simbolo	Valore	Unità di misura
Temperatura di fusione	T_{pc}	946	°C
Calore latente di fusione	L_{pc}	757	kJ/kg
Densità	ρ	1900	kg/m^3
Calore specifico a pressione costante	c_p	632	J/(kg·K)
Conducibilità termica	k	70	W/(m·K)

Tabella 5.1. Proprietà termofisiche del PCM (MgSi - 44/56 % in peso) [14].

5.4 Fisica e modelli matematici

Lo studio del ricevitore solare è di per sé un problema complesso perché le fisiche coinvolte sono diverse. Il ricevitore è stato suddiviso in quattro domini, di cui tre solidi e uno fluido. Assorbitore, PCM e tubi dell'HTF sono trattati come domini solidi mentre l'HTF è trattata come dominio fluido.

Proprietà	Simbolo	Valore	Unità di misura
Densità	ρ_{abs}	3100	kg/m^3
Calore specifico a pressione costante	$c_{p,abs}$	750	J/(kg·K)
Conducibilità termica	k_{abs}	125	W/(m·K)
Massima temperatura sostenibile	$T_{max,abs}$	1600	°C
Emissività	ε_{abs}	0.9	-

Tabella 5.2. Proprietà termofisiche del materiale assorbitore (SiC) [14].

Proprietà	Simbolo	Valore	Unità di misura
Calore specifico a pressione costante	$c_{p,f}$	1004.5	J/(kg·K)
Conducibilità termica	k_f	0.0716	W/(m·K)
Viscosità dinamica	μ_f	$43.1 \cdot 10^{-6}$	Pa·s
Costante di elasticità del gas	R_{air}	287	J/(kg·K)

Tabella 5.3. Proprietà termofisiche dell'HTF (aria secca) [14] [4].

Proprietà	Simbolo	Valore	Unità di misura
Densità	ρ_t	8190	kg/m^3
Calore specifico a pressione costante	$c_{p,t}$	435	J/(kg·K)
Conducibilità termica	k_t	11.2	W/(m·K)

Tabella 5.4. Proprietà termofisiche del materiale dei tubi (Inconel 718).

I modelli che sono stati implementati per simulare il comportamento del ricevitore sono quattro:

1. modello di scambio termico radiativo tra le superfici della cavità
2. modello di trasmissione del calore nell'intero dominio del ricevitore
3. modello di cambiamento di fase nel solo dominio del PCM
4. modello di turbolenza nel solo dominio fluido

5.4.1 Modello di scambio termico radiativo

Il ricevitore solare è dotato di un cavità conica. La cavità riduce il fattore di vista con cui la superficie esterna del ricevitore vede l'ambiente, riducendo le perdite termiche e di conseguenza aumentando l'efficienza del dispositivo.

Per trattare correttamente lo scambio termico che avviene per via radiativa tra le pareti della cavità e tra la cavità e l'ambiente esterno è stato implementato il metodo della radiosità per superfici grigie (ovvero ϵ_{abs} non dipende dalla lunghezza d'onda) diffusive attraverso la *Heat Transfer and Surface-to-Surface Radiation Interface* di COMSOL Multiphysics. Le equazioni implementate sono le seguenti:

$$J = \epsilon_{abs}\sigma T^4 + (1 - \epsilon_{abs})G \tag{5.3}$$

$$G = G_m(J) + G_{amb} + G_{ext} \tag{5.4}$$

$$G_{amb} = F_{amb}\epsilon_{abs}\sigma T_{amb}^4 \tag{5.5}$$

dove J è la radiosità della superficie (somma di radiazione riflessa ed emessa), G_m è il flusso termico radiativo (o irradiazione) mutualmente scambiato tra le superfici, G_{amb} è l'irradiazione scambiato con l'ambiente, G_{ext} è l'irradiazione scambiato con sorgenti esterne, F_{amb} è il fattore di vista dell'ambiente ovvero il fattore di vista con cui un punto della superficie esterna del ricevitore vede l'ambiente esterno e T_{amb}=15°C è la temperatura dell'ambiente esterno.

Accoppiamento multifisico con il modello termico

L'accoppiamento del modello radiativo con il modello di scambio termico è permesso dall'interfaccia multifisica di COMSOL. Il flusso termico trasferito nel dominio solido dell'assorbitore è pari al flusso radiativo netto $q_{rad,net}$, dato dalla differenza tra il flusso assorbito ($\epsilon_{abs}G$ perché secondo la legge di Kirchhoff $\epsilon_{abs} = \alpha_{abs}$) e il flusso emesso come radiazione del corpo grigio ($\epsilon_{abs}\sigma T^4$):

$$-\hat{n} \cdot \vec{q} = q_{rad,net} = \epsilon_{abs}(G - \sigma T^4) \tag{5.6}$$

5.4.2 Modello di trasmissione del calore

Le equazioni utilizzate corrispondono al principio di conservazione dell'energia in forma differenziale:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \nabla\cdot(\rho c_p T\vec{u}) = -\nabla\cdot\vec{q} + S \tag{5.7}$$

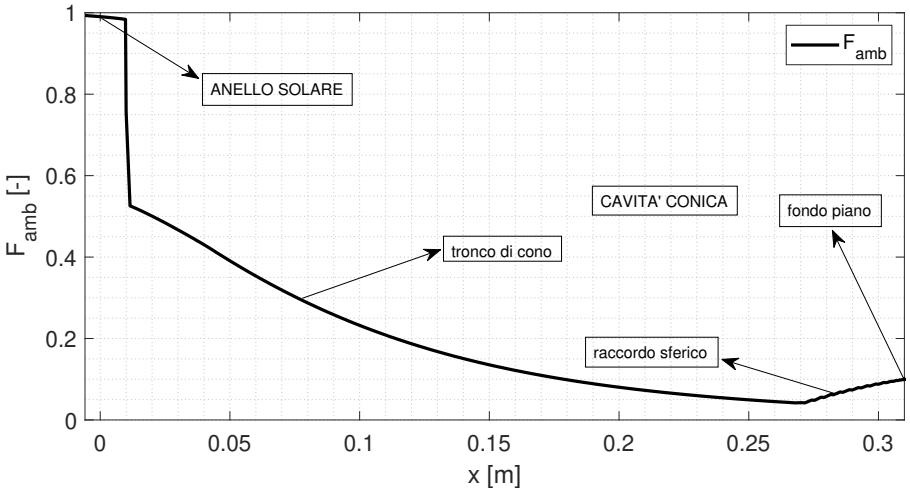

Figura 5.3. Andamento del fattore di vista con cui la superficie esterna del ricevitore vede l'ambiente F_{amb} rispetto alla coordinata assiale x. Il profilo è assialsimmetrico.

Il flusso termico $\vec{q}$ è dato dalla legge di Fourier:

$$\vec{q} = -k\nabla T \tag{5.8}$$

Il modello di trasmissione del calore è applicato all'intero dominio computazionale ma a seconda del dominio considerato vanno considerate alcune specificità. In quanto domini solidi, assorbitore e tubi sono privi di campo di moto $\vec{u}$ perciò il termine di avvezione nell'equazione 5.7 si può elidere e l'equazione 5.7 si riduce all'equazione di conduzione del calore. Al contrario, nel dominio fluido dell'HTF il campo di moto $\vec{u}$ è presente e diverso da zero quindi l'equazione va risolta in forma completa.

PCM

Alcune considerazioni speciali vanno fatte per quanto riguarda il PCM. Da un punto di vista fisico nel dominio della fase liquida del PCM esiste sempre un campo di moto $\vec{u}$. Il campo di moto è associato alla convezione naturale che avviene in seno al fluido a causa della differenza di densità prodotta dai gradienti di temperatura interni alla fase liquida. Tipicamente la viscosità dei materiali utilizzati come PCM è molto elevata per cui, anche in presenza di un campo di moto in seno al fluido, le velocità sono molto basse, così basse da poter assumere che il contributo allo scambio termico fornito dal termine di avvezione sia trascurabile. In altre parole, si tratta il PCM come se fosse un dominio solido e l'equazione 5.7 si riduce all'equazione di conduzione del calore. Esistono modelli in grado di risolvere lo scambio termico interno al PCM tenendo conto dell'intero campo di moto della fase liquida del PCM. Per esempio, l'*enthalpy-porosity method*. Tuttavia questi modelli sono onerosi dal punto di vista computazionale per cui non adatti nel caso si voglia sviluppare un modello di rapida risoluzione. In questo studio, si userà un modello del primo

tipo chiamato metodo della capacità termica apparente. Una descrizione dettagliata del metodo citato è riportata nel seguito. Coerentemente con la scelta di non considerare il campo di moto nel dominio del PCM, gli effetti di galleggiamento saranno trascurati.

5.4.3 Modello di cambiamento di fase

Il cambiamento di fase del PCM è modellato utilizzando il metodo della capacità termica apparente. Il metodo consiste nel definire un calore specifico c_p del PCM dipendente dalla temperatura che sia in grado di tenere conto del calore di fusione assorbito/liberato durante le transizioni di fase. Le definizioni possibili per c_p sono diverse. In questo studio si adotta una definizione di $c_{p,app}(T)$ come funzione costante a tratti:

$$c_{p,app}(T) = \begin{cases} c_{p,sol} & T < T_{sol} \\ \frac{1}{2}(c_{p,sol} + c_{p,liq}) + \frac{L_{pc}}{\Delta T_{sl}} & T_{sol} < T < T_{liq} \\ c_{p,liq} & T > T_{liq} \end{cases} \tag{5.9}$$

In assenza di ulteriori informazioni, si assume $c_{p,sol} = c_{p,liq} = c_p$. Coerentemente con la definizione di $c_{p,app}(T)$, la frazione di liquido locale del PCM $\beta_l(T)$ è definita come:

$$\beta_l(T) = \begin{cases} 0, & T < T_{sol} \\ \frac{T - T_{sol}}{\Delta T_{sl}}, & T_{sol} < T < T_{liq} \\ 1, & T > T_{liq} \end{cases} \tag{5.10}$$

dove ΔT_{sl} rappresenta la dimensione dell'intervallo di temperatura fittizio centrato intorno a T_{pc} su cui si suppone avvenire la transizione di fase, $T_{sol} = T_{pc} - \Delta T$ è detta temperatura di *solidus* e $T_{liq} = T_{pc} + \Delta T$ è detta temperatura di *liquidus*. La regione di PCM con temperatura compresa tra T_{sol} e T_{liq} è detta *mushy zone*. $\beta_l = 0$ nella fase solida, $\beta_l = 1$ nella fase liquida e β_l ha un andamento lineare con la temperatura nella mushy zone.

La corretta definizione di ΔT_{sl} è frutto di una calibrazione del parametro. ΔT_{sl} non può essere troppo largo perché il cambiamento di fase è un processo idealmente isotermo ma allo stesso tempo non può essere troppo stretto perché produce problemi di convergenza numerica. A seguito di una calibrazione, in questo studio ΔT_{sl} è stato fissato a 2 K.

5.4.4 Modello di turbolenza

Regime di moto

Il numero di Reynolds è un numero adimensionale che viene utilizzato in fluidodinamica per determinare il regime di moto di un fluido: laminare o turbolento. Per un fluido in convezione forzata all'interno di un tubo di diametro d_t il numero di Reynolds è definito come:

$$Re_{d_t} = \frac{\rho U d_t}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi d_t^2 \mu} \tag{5.11}$$

Imponendo le proprietà dell'HTF citate in tabella 5.4. e la densità calcolata alla temperatura sulla sezione d'ingresso T_{in}=590°C, risulta un numero di Reynolds pari a circa

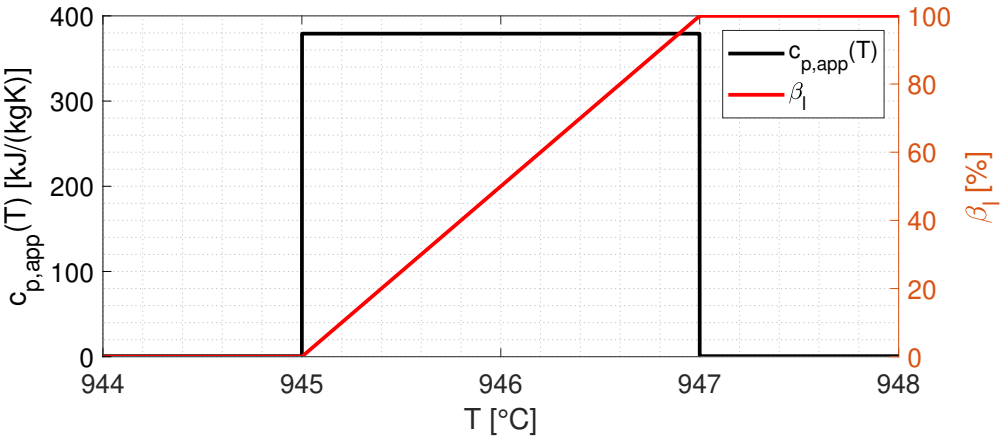

Figura 5.4. Definizione del $c_{p,app}(T)$ del PCM come funzione a gradino e definizione di $\beta_l(T)$ come funzione a rampa lineare per un $\Delta T_{sl} = 2\,\mathrm{K}$.

13700. La soglia al di sopra della quale un moto interno è considerato turbolento è circa 4000 [25]. In questo caso siamo ben al di sopra di tale soglia quindi il moto è certamente di tipo turbolento.

Accoppiamento multifisico con il modello termico

Il flusso dell'HTF deve essere trattato come un flusso non-isotermo perché densità dipende dalla temperatura e dalla pressione secondo la legge dei gas ideali: $\rho_f = p_f/(R_{air}T_f)$. In altre parole, il campo di temperatura e il campo di velocità non possono essere risolti in cascata. Per queste ragioni, il flusso andrà considerato come comprimibile anche se il numero di Mach è inferiore alla soglia di 0.3 [25]. La scelta delle equazioni di moto andrà fatta rispettando questa caratteristica del flusso.

Equazioni RANS

Le equazioni di Navier-Stokes descrivono la conservazione della massa e della quantità di moto in forma differenziale. Per un flusso comprimibile le equazioni sono le seguenti:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho\vec{u}) = 0 \tag{5.12}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{u}) + \nabla\cdot(\rho\vec{u}\vec{u}) = -\nabla p + \nabla\cdot(\mu\nabla\vec{u}) + \rho\vec{g} + \vec{F} \tag{5.13}$$

La necessità di adottare un modello di turbolenza nasce dall'impossibilità di risolvere le equazioni di Navier-Stokes in maniera diretta in tempi computazionali accettabili. La DNS (*Direct Numerical Simulation*) consiste nella risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes applicando esclusivamente metodi numerici, senza altri tipi di approssimazioni. Il costo computazionale delle DNS è estremamente alto per cui rimane relegata a geometrie

molto semplici e a fini di ricerca accademica. Nelle applicazioni industriali si sono diffuse altre modalità per il trattamento della turbolenza. La classe di modelli di turbolenza ampiamente più utilizzata in ambito industriale è quella dei modelli RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*). Applicando una procedura detta decomposizione di Reynolds alle equazioni di Navier-Stokes si ottengono le equazioni di Navier-Stokes mediate nel tempo. La procedura consiste nel definire ogni variabile coinvolta nelle equazioni come somma di un contributo mediato rispetto al tempo e un contributo oscillante. Per il campo di velocità: $\vec{u}(t) = \vec{U} + \vec{u'}(t)$. Analogamente si procede per le altre grandezze coinvolte. Le equazioni ottenute sono le seguenti:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho\vec{U}) = 0 \tag{5.14}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{U}) + \nabla\cdot(\rho\vec{U}\vec{U}) = -\nabla P + \nabla\cdot(\mu\nabla\vec{U}) - \nabla\cdot(\rho\overline{\vec{u'}\vec{u'}}) + \rho\vec{g} + \vec{F} \tag{5.15}$$

La decomposizione di Reynolds introduce sei nuovi termini nelle equazioni di Navier Stokes che dipendono dalle componenti oscillanti della velocità: $-\rho\overline{u'^2}$, $-\rho\overline{u'v'}$, $-\rho\overline{u'w'}$, $-\rho\overline{v'^2}$, $-\rho\overline{v'w'}$ e $-\rho\overline{w'^2}$. Questi termini vengono chiamati sforzi di Reynolds (o *Reynolds stresses*) e complessivamente formano il tensore degli sforzi di Reynolds $\hat{\tau} = \{\tau_{ij}\}$. Gli sforzi di Reynolds possono essere rappresentati con l'approssimazione di Boussinesq:

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij} \tag{5.16}$$

dove μ_t è la viscosità dinamica turbolenta, δ_{ij} è il delta di Kronecker e k è l'energia cinetica turbolenta per unità di massa ed è definita come: $k = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})$ [m^2/s^2]. Questi termini sono incogniti quindi è necessario introdurre ulteriori equazioni per chiudere il sistema di equazioni differenziali. Per questo motivo queste equazioni vengono anche chiamate *closures*. I vari modelli RANS esistenti si differenziano per le diverse closures utilizzate. In altre parole, ogni modello RANS differisce dagli altri nel modo in cui viene calcolata μ_t. Esistono modelli RANS che introducono una (Spalart-Almaras), due ($k-\epsilon$ e $k-\omega$) o più equazioni aggiuntive, fino a sei (RSM - *Reynolds stresses model*).

Modello $k-\epsilon$ realizzabile

Il modello più adatto dipende dall'applicazione. Una scelta consapevole del migliore modello di turbolenza deve essere effettuata consultando la letteratura disponibile per casi analoghi o simili a quello in analisi e in base all'esperienza del modellista. Il modello di turbolenza utilizzato in questo studio è $k-\epsilon$ *realizzabile*, una versione modificata del ben noto modello $k-\epsilon$. Il modello $k-\epsilon$ definisce la viscosità dinamica turbolenta μ_t come:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{5.17}$$

dove C_μ è una costante adimensionale e ϵ [m^2/s^3] è il rateo di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta per unità di massa. Il modello introduce due PDE aggiuntive. La

prima è un'equazione di trasporto di k, la seconda un'equazione di trasporto di ϵ:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho k\vec{u}) = \nabla\cdot((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\nabla k) + P_k - \rho\epsilon \tag{5.18}$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho \epsilon\vec{u}) = \nabla\cdot((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon})\nabla \epsilon) + C_{\epsilon 1}\frac{\epsilon}{k}P_k - C_{\epsilon 2}\rho\frac{\epsilon^2}{k} \tag{5.19}$$

La formulazione standard del modello $k-\epsilon$ adotta il cosiddetto approccio *high Reynolds*. Significa che il modello è in grado di risolvere il campo di moto del flusso solo nelle regioni in cui Re è elevato, ovvero lontano dalla parete. Nella regione a contatto con la parete, il comportamento del fluido non è risolto ma solamente modellato utilizzando le *wall functions* che descrivono il profilo di moto universale $u^+(y^+)$, dove $u^+ = U/u_\tau$ è il profilo di velocità adimensionale e y^+ la distanza adimensionale dalla parete. Le wall function possono essere utilizzate anche per modellare il flusso termico scambiato tra il fluido e la parete a contatto:

$$-\hat{n}\cdot\vec{q} = \rho c_p u_\tau \frac{T_{wall,t} - T}{T^+} \tag{5.20}$$

dove $u_\tau = C_\mu^{1/4}k^{1/2}$ è la *friction velocity* nel modello $k-\epsilon$, $T_{wall,t}$ è la temperatura della parete interna del tubo in cui scorre il fluido, T è la temperatura del fluido e T^+ è il profilo di temperatura adimensionale a parete. Il modello $k-\epsilon$ standard non è adatto alla simulazione del comportamento del ricevitore perché inadatto in caso di strati limite con una forte curvatura, come accade nei tubi a U dell'HTF nei tubi. In questo studio verrà preso in considerazione il modello $k-\epsilon$ *realizzabile* che invece è adatto in queste situazioni. Il modello realizzabile si differenzia dal modello standard per l'equazione di ϵ:

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho \epsilon\vec{u}) = \nabla\cdot((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon})\nabla \epsilon) + C_1\rho S\epsilon - C_{\epsilon 2}\frac{\rho\epsilon^2}{k+\sqrt{\nu\epsilon}} \tag{5.21}$$

Come mostrato in figura 5.5, $k-\epsilon$ realizzabile è sufficiente a catturare il distacco della vena fluida che è lecito attendersi avvenga nella piega a U del tubo.

Come verifica i risultati del modello $k-\epsilon$ realizzabile sono stai confrontati con quelli ottenuti con il modello SST (*Stress Strain Turbulence*) di Menter. Il modello viene ritenuto il più affidabile per i flussi interni perché unisce gli aspetti migliori dei modelli $k-\epsilon$ e $k-\omega$. SST risolve le equazioni di:

1. $k-\epsilon$ nella regione lontano dalla parete dove $k-\omega$ è troppo sensibile a una variazione dei parametri arbitrari
2. $k-\omega$ nella regione a contatto con la parete dove $k-\epsilon$ ha prestazioni insoddisfacenti

La transizione tra un modello e l'altro è resa regolare dal ricorso a funzioni dette *blending function*.

Per concludere, tenendo conto che:

1. non si sono riscontrate differenze apprezzabili nei risultati di $k-\epsilon$ realizzabile e SST
2. il costo computazionale di SST è di gran lunga superiore a quello di $k-\epsilon$ realizzabile perché risolve il campo di moto anche a parete

il modello che sarà adottato in seguito è $k-\epsilon$ realizzabile.

I coefficienti di tuning del modello di turbolenza sono stati lasciati settati secondo le impostazioni di default suggerite dal software.

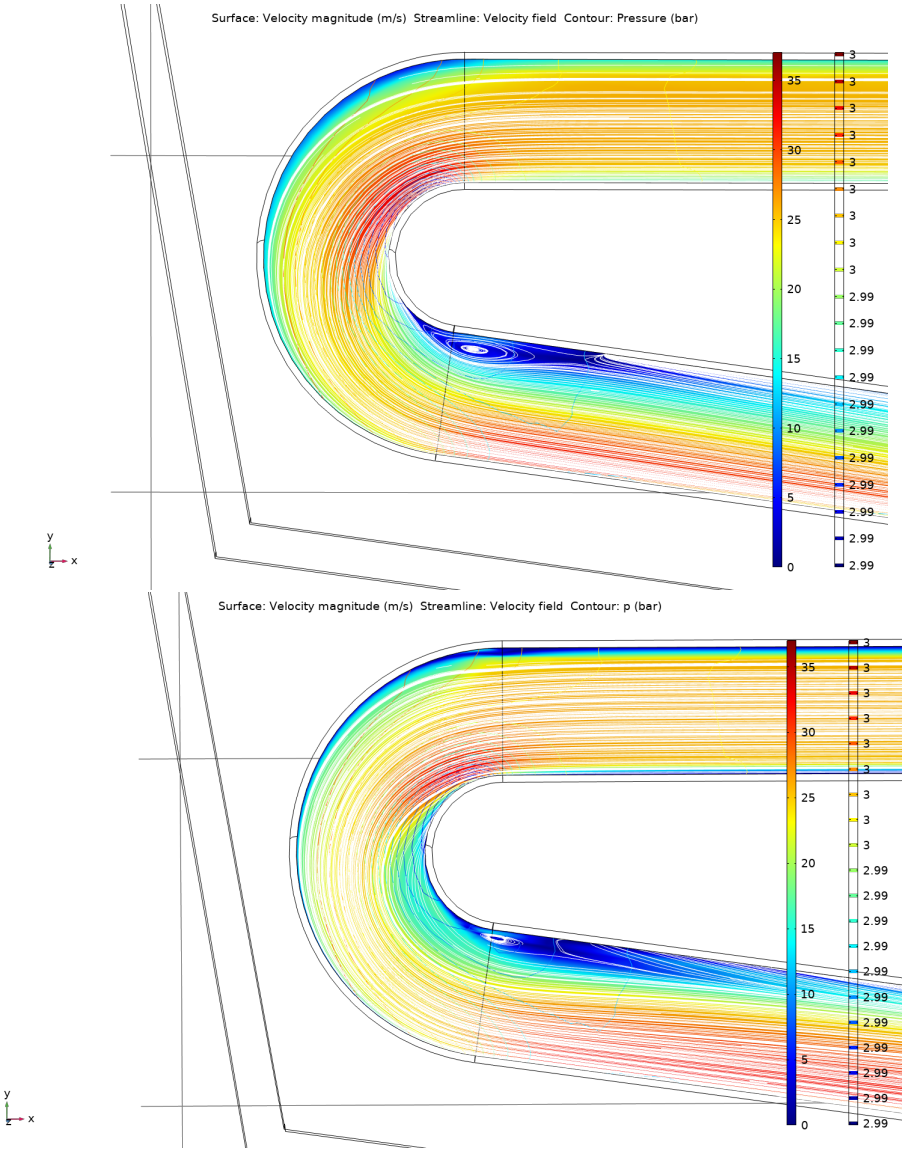

Figura 5.5. Dettaglio del campo di velocità, del campo di pressione e delle linee di flusso in prossimità della piega a U del tubo. Sopra: $k - \epsilon$ realizzabile. Sotto: SST.

5.5 Condizioni al contorno

Per far sì che il problema termofluidodinamico descritto sia ben posto dal punto di vista matematico è necessario imporre opportune condizioni al contorno. Le condizioni al contorno per il problema fluidodinamico si applicano al solo dominio dell'HTF mentre le condizioni al contorno per il problema termodinamico si applicano anche a tutti gli altri domini.

5.5.1 Problema fluidodinamico

Dominio dell'HTF: sezione di inlet

Sulla sezione d'ingresso dell'HTF viene imposta la portata in ingresso. La portata totale elaborata dalla turbina in condizioni di progetto è pari a 0.1 kg/s [14]. Considerando che il dominio computazionale è pari ad 1/24 della geometria complessiva del ricevitore, la portata imposta su tale sezione è: $\dot{m}/24 = 0.004\,167\,\mathrm{kg/s}$. La condizione imposta è quindi la seguente:

$$-\int_{S_{inlet}} \rho(\hat{n}\cdot\vec{u})\,dS = \frac{\dot{m}}{24} = \frac{0.1}{24} = 0.004\,167\,\mathrm{kg/s} \tag{5.22}$$

Dominio dell'HTF: sezione di outlet

Sulla sezione di uscita dell'HTF viene imposta una condizione di outlet con pressione imposta. La pressione imposta è tale da garantire una pressione di 3 bar sulla sezione d'ingresso. La superficie interna dei tubi è supposta liscia.

$$p_{out} = p_{in} - \Delta p = 2.98\,\mathrm{bar} \tag{5.23}$$

Dominio dell'HTF: piano di simmetria

Sul piano di simmetria che taglia il dominio dell'HTF è imposta una condizione di simmetria per il campo di moto:

$$\hat{n}\cdot\vec{u} = 0 \tag{5.24}$$

Dominio dell'HTF: modello di turbolenza

Le condizioni al contorno relative a k e ϵ sono state lasciate settate secondo le impostazioni di default suggerite dal software per il modello di turbolenza $k-\epsilon$ realizzabile.

Dominio del tubo: superficie interna

Sulla superficie interna dei tubi è stata imposta la *no slip condition* o condizione di non scorrimento del fluido:

$$\vec{u} = 0 \tag{5.25}$$

5.5.2 Problema termodinamico

Dominio dell'HTF: sezione di inlet

Sulla sezione d'ingresso dell'HTF viene imposta una condizione al contorno di Dirichlet o di temperatura imposta. La temperatura imposta è uniforme sulla sezione e pari alla temperatura di uscita dell'aria dal recuperatore T_{in} =590°C:

$$T = T_{in} \tag{5.26}$$

Dominio dell'HTF: sezione di outlet

Sulla sezione di uscita dell'HTF viene imposta una condizione di outflow del flusso per il problema termico:

$$-\hat{n} \cdot \vec{q} = 0 \tag{5.27}$$

Dominio dell'assorbitore: superficie frontale del ricevitore

Flusso termico radiativo

Sulla superficie frontale del ricevitore (formata da anello solare e cavità) incide la radiazione solare concentrata riflessa dal disco solare. Sulle superfici esterne di anello solare e cavità è stata quindi imposta una sorgente radiativa esterna G_{ext}:

$$G_{ext} = F_{ext}(\hat{I}_s)q_{solar} \tag{5.28}$$

dove F_{ext} è il fattore di vista di una sorgente esterna collocata a distanza infinita dal dispositivo in direzione assiale, definita dal versore $\hat{I}_s = (1,0,0)$. q_{solar} è il valore del flusso radiativo concentrato incidente. Inizialmente si assumerà un flusso solare concentrato uniforme q_{solar} pari a [14]:

$$q_{solar} = 500\,\mathrm{kW/m^2} \tag{5.29}$$

Condizione di simmetria del problema radiativo

Nelle ultime versioni di COMSOL Multiphysics esiste la possibilità d'imporre la condizione di simmetria anche nell'interfaccia *Surface-to-Surface Radiation*. Questo permette al software di calcolare il fattore di vista della cavità F_{amb} a partire da un singolo settore senza risolvere il problema per l'intera cavità.

Flusso termico convettivo (convezione naturale)

La superficie frontale del ricevitore è in contatto con l'aria ambiente a temperatura T_{amb} =25°C. Per tenere conto dello scambio termico convettivo con l'aria esterna si impone una condizione di Robin:

$$-\hat{n} \cdot \vec{q} = h(T_{amb} - T) \tag{5.30}$$

dove h [W/(m^2)K] è il coefficiente di scambio termico convettivo. In questo studio si è tenuto conto unicamente delle perdite convettive per convezione naturale. Il modello non tiene in considerazione lo scambio termico per convezione forzata causato dal vento.

h è stato determinato attraverso il numero di Nusselt Nu con opportune correlazioni. Sulla superficie dell'anello solare è stato imposto un h_{ring} uniforme valutato attraverso una correlazione per Nu valida nel caso di scambio termico per convezione naturale con un piatto verticale sottoposta a flusso termico uniforme e T_{amb} costante [2]:

$$h_{ring} = \frac{Nu_l k}{l} \tag{5.31}$$

$$Nu_l = H_l \cdot Ra_l^{\frac{1}{5}} \tag{5.32}$$

$$H_l = \left(\frac{Pr}{4 + 9\sqrt{Pr + 10Pr}}\right)^{\frac{1}{5}} \tag{5.33}$$

dove l è l'altezza dell'anello solare (0.061 m) e H_l è una proprietà del fluido funzione del numero di Prandtl $Pr = \nu/\alpha$.

Sulla superficie della cavità è stato imposto un h_{cav} uniforme valutato attraverso una correlazione per Nu valida nel caso di scambio termico convettivo con la superficie interna di una cavità aperta di geometria arbitraria [2]:

$$h_{cav} = \frac{Nu_{L_s} k}{L_s} \tag{5.34}$$

$$Nu_{L_s} = 0.0196 \cdot Ra_{L_s}^{0.41} Pr^{0.13} \tag{5.35}$$

$$L_s = \left| \sum_{j=1}^{3} a_j \cdot cos(\phi + \psi_j)^{b_j} \cdot L_j \right| \tag{5.36}$$

dove L_s è detta lunghezza di scala di *ensemble* della cavità. La sua formulazione include: L_1 (diametro medio della cavità), L_2 (lunghezza della cavità), L_3 (apertura della cavità), ϕ (angolo d'inclinazione del ricevitore rispetto all'orizzontale), $\{a_i\}$, $\{b_i\}$ e $\{\psi_i\}$ (costanti numeriche). I valori assunti sono riassunti in tabella 5.5. Assumendo un ricevitore orizzontale ($\phi = 0°$) risulta un $L_s = 0.449$ m.

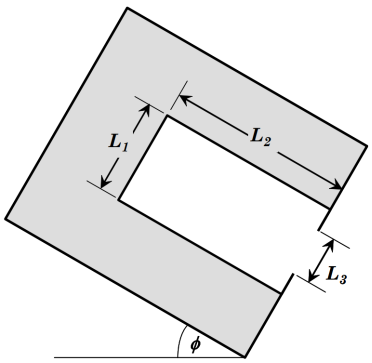

Figura 5.6. Definizione delle grandezze utilizzate per il calcolo lunghezza di scala di *ensemble* della cavità L_s. [30]

Simbolo	Valore	Unità di misura
$\{a_i\}$	(4.08, 1.17, 0.07)	-
$\{b_i\}$	(5.41, 7.17, 1.99)	-
$\{\psi_i\}$	(-0.11, -0.3, -0.08)	-

Tabella 5.5. Coefficienti richiesti per il calcolo della lunghezza di scala di *ensemble* della cavità L_s [30].

In entrambe le formulazioni precedenti di h è coinvolto Ra_L. Ra_L rappresenta il numero di Rayleigh ed è definito come il prodotto tra il numero di Grashof Gr_L e il numero di

Prandtl Pr:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g\beta L^3(T_{wall} - T_{amb})}{\nu\alpha} \tag{5.37}$$

dove L è la lunghezza caratteristica del problema, β è il coefficiente di espansione del fluido e T_{wall} è la temperatura media di parete, associata ad anello solare o cavità. Tutte le proprietà del fluido citate nelle formule precedenti sono valutate a una temperatura media detta temperatura di film T_{film}:

$$T_{film} = \frac{1}{2}(T_{wall} + T_{amb}) \tag{5.38}$$

Le formule per il calcolo delle proprietà dell'aria esterna in dipendenza dalla temperatura sono riportate nel seguito. Le temperature sono espresse in [K].

$\rho(T) = p_{amb}/(R_{air}T)$ [kg/m^3]
$c_p(T) = 0.103409 - 0.2848870 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0.7816818 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 0.4970786 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 +$
$+ 0.1077024 \cdot 10^{-12} \cdot T^4)$ [kJ/(kg·K)]
$k(T) = -2.276501 \cdot 10^{-3} + 1.2598485 \cdot 10^{-4} \cdot T - 1.4815235 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 +$
$+ 1.73550646 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 - 1.066657 \cdot 10^{-13} \cdot T^4 + 2.47663035 \cdot 10^{-17} \cdot T^5$ [W/(m·K)]
$\mu(T) = 0.0168 + 4(T - 273.15) \cdot 10^{-5} - 9(T - 273.15)^2 \cdot 10^{-9}$ [mPa·s]
$\beta(T) \approx 1/T$ [K^{-1}]
$\alpha = k/(\rho c_p)$ [m^2/s]
$\nu = \mu/\rho$ [m^2/s]
$Pr = \nu/\alpha$ [-]

Intero dominio computazionale: superfici laterali

Su tutte le superfici laterali del dominio computazionale è stata imposta la condizione di simmetria del campo di temperatura:

$$-\hat{n} \cdot \vec{q} = 0 \tag{5.39}$$

Intero dominio computazionale: superfici rimanenti

Il dispositivo si assume ben isolato quindi su tutte le superfici rimanenti (superficie laterale del ricevitore, superficie posteriore del ricevitore e superfici laterali dei tubi non in contatto con PCM o assorbitore) è stata imposta la condizione di adiabaticità:

$$-\hat{n} \cdot \vec{q} = 0 \tag{5.40}$$

5.6 Generazione della mesh

La mesh è stata generata utilizzando il sistema di generazione automatica della mesh integrato nel software che produce una mesh che rispetta le fisiche implementate nel

modello. La mesh è stata poi modificata manualmente laddove si è reputato che la densità di celle in una regione fosse troppo ridotta o eccessiva.

La mesh dei domini solidi è interamente composta da elementi tetraedrici. Nel dominio fluido gli elementi tetraedrici sono stati utilizzati solo per la regione centrale del flusso. Nella regione del dominio fluido a contatto con la parete del tubo la mesh è composta da cinque strati di elementi prismatici. Questi elementi hanno il compito di catturare il comportamento dello strato limite che presenta un forte gradiente in direzione normale alla parete. Il numero di elementi prismatici è ridotto perché il modello di turbolenza scelto prevede l'uso delle *wall functions* quindi il comportamento a parete è modellato, non risolto. La densità di celle è maggiore nei pressi dei tubi e diminuisce in maniera progressiva spostandosi verso la regione centrale occupata dal PCM in modo da garantire una transizione regolare.

La mesh definitiva scelta a seguito dello studio di *mesh independece* ha le caratteristiche riportate in tabella 5.6 ed è rappresentata in figura 5.7.

Elementi	Numero
Tetredri	504,592
Prismi	101,370
Totali	605,962

Tabella 5.6. Caratteristiche della mesh definitiva adottata.

Come verifica è stata valutata la qualità della mesh in termini di *skewness* (asimmetria) degli elementi della mesh. Il risultato è riportato in figura 5.8. Si può notare come la qualità degli elementi è prossima ad all'unità ovunque tranne nei pressi dello spigolo inferiore della geometria perché la mesh non è localmente abbastanza rifinita. Non si è ritenuto opportuno infittire ulteriormente la mesh perché non è una regione interessante dal punto di vista fisico in quanto collocata lontano dai tubi.

5.7 Studio di *mesh independence*

Nell'esecuzione della procedura di *mesh independece* si è progressivamente raffinata la mesh cercando di rispettare le linee guida di [10]. Il raffinamento deve essere:

1. *consistente*: l'aumento del numero di elementi nella mesh deve essere apprezzabile (deve circa raddoppiare)
2. *strutturato*: la topologia della mesh deve rimanere invariata (il rapporto tra la densità di celle tra regioni diverse deve rimanere invariata)

In tabella 5.7 sono riassunte le caratteristiche delle mesh adottate. Le grandezze riportate sono così definite:

- N_{el} è il numero di elementi nella mesh
- Δx è una dimensione media caratteristica degli elementi della mesh definita come:

$$\Delta x = \sqrt[3]{\frac{V_{mesh}}{N_{elem}}} \tag{5.41}$$

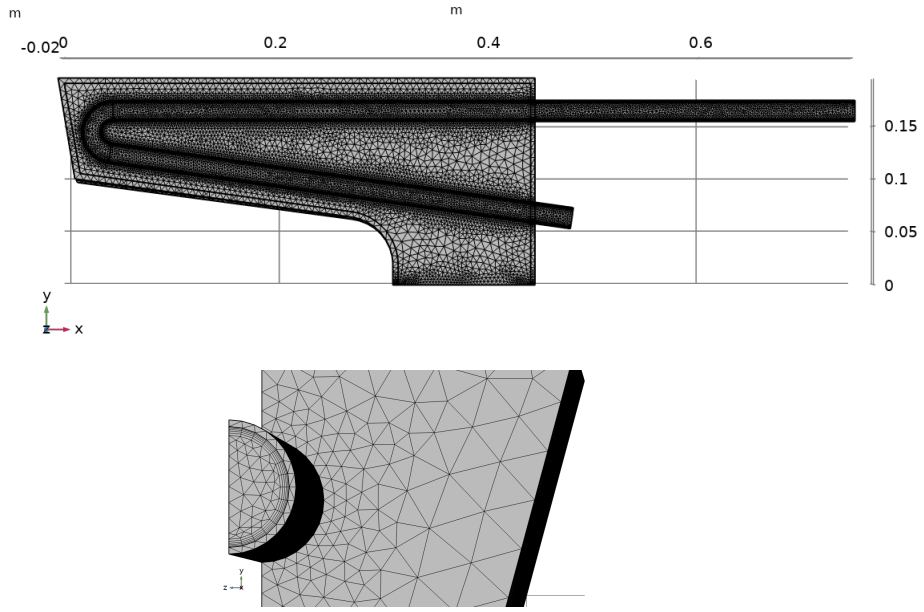

Figura 5.7. Sopra: mesh adottata nello studio a seguito dello studio di *mesh independence* (605 mila elementi). Sotto: dettaglio della mesh in prossimità della sezione d'ingresso del tubo dell'HTF. Sono ben visibili gli elementi prismatici a contatto con la parete interna del tubo.

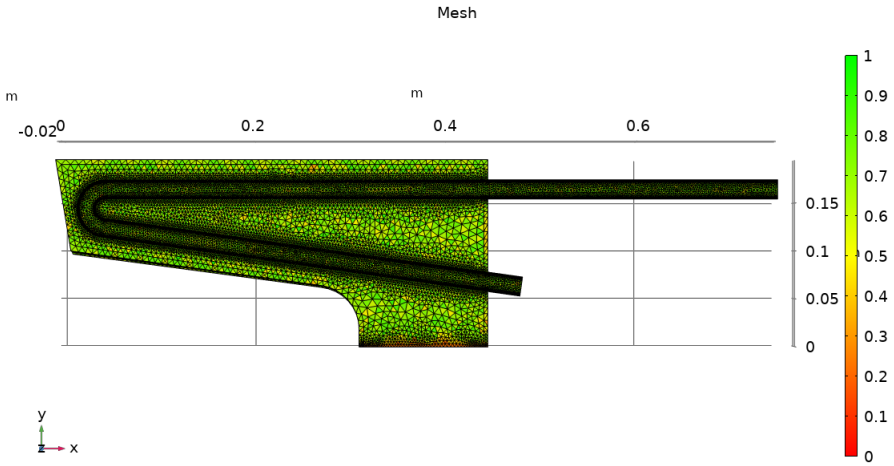

Figura 5.8. Valutazione della qualità della mesh in termini di *skewness* (asimmetria) dei suoi elementi.

dove V_{mesh} è il volume della mesh.

- *tt* (*throughput time*) è il costo computazionale della simulazione valutato in termini

di tempo richiesto per portare a completamento la simulazione

Alcune grandezze sono state monitorate nel processo di raffinamento della mesh per verificare che il metodo raggiungesse l'asintoticità. Le grandezze scelte sono le stesse selezionate negli studi originali dell'Università di Roma Tre: T_{out}, T_{hw} e β_l [14]. Le grandezze hanno i seguenti significati fisici:

- T_{out}: temperatura di bulk dell'HTF valutata sulla sezione di outlet
- β_l: frazione liquida valutata sull'intero dominio del PCM
- T_{hw}: temperatura media della superficie della cavità

Per ciascuna grandezza è stata verificata anche la convergenza dell'errore relativo assoluto percentuale e. L'errore e è stato valutato rispetto alla mesh più fine adottata. In altre parole, si suppone che tale mesh sia così fitta da poter ipotizzare la sua soluzione esatta. La mesh più fitta è rappresentata in figura 5.9.

L'errore relativo percentuale e associato a una grandezza generica X è valutato come:

$$e = \left| \frac{X - X_{finest}}{X_{finest}} \right| \cdot 100 \tag{5.42}$$

dove X è il valore di una grandezza su una certa mesh, X_{finest} è il valore di X sulla mesh più fitta adottata. In tabella 5.7 è riportato il massimo errore relativo e_{max} associato a ciascuna mesh. La grandezza che converge più lentamente è β_l.

Mesh	N_{el} [-]	Δx [mm]	tt [min]	T_{out} [°C]	β_l [%]	T_{hw} [°C]	e_{max} [%]
(1)	160,114	2.3	12	827.5	91.4	1094.5	1.8
(2)	262,314	2.0	25	826.5	91.8	1095.5	1.4
(3)	605,962	1.5	37	825.5	93.3	1095.6	0.1
(4)	1,087,341	1.2	40	825.4	93.3	1095.6	0.1
(5)	1,695,236	1.0	47	825.2	93.2	1095.2	0.0

Tabella 5.7. Caratteristiche delle mesh adottate e risultati dello studio di *mesh independence*.

Nell'ottica di trovare un adeguato compromesso tra accuratezza dei risultati e costo computazionale delle simulazioni la mesh (3) rappresenta la scelta migliore perché il massimo errore calcolato è pari allo 0.1% e il costo computazionale è ragionevole. La riduzione dell'errore che si ha con mesh più fini è ridotta perciò non giustifica l'aumento del costo computazionale.

5.8 Studio di *time convergence*

Per simulare correttamente i transitori è buona pratica ingegneristica stabilire un adeguato passo temporale o *time step* Δt. Si procede in maniera non dissimile da quanto visto per la mesh. Si deve effettuare uno studio di *time step independence* per verificare la convergenza del metodo. Si studia il comportamento del modello per vari *time step* progressivamente più brevi monitorando l'errore relativo su alcune grandezze significative rispetto al time step più breve adottato.

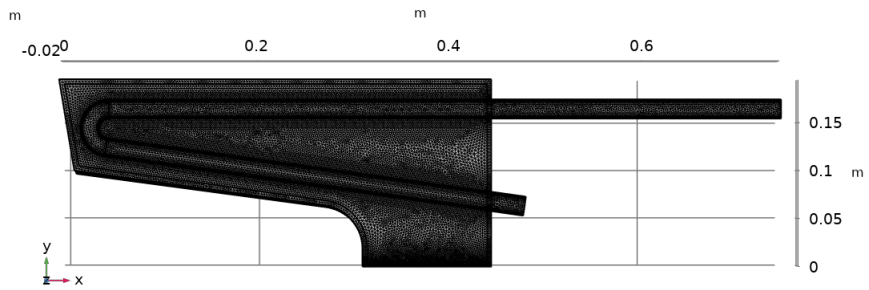

Figura 5.9. Mesh più fitta generata. È stata utilizzata come riferimento per il calcolo degli errori nello studio di *mesh independece* (1.695 milioni di elementi).

COMSOL Multiphysics mette a disposizione la possibilità di adottare una tecnica differente detta *adaptative time stepping*. Il software modifica autonomamente la dimensione di Δt fino a quando non viene raggiunta una certa tolleranza relativa di target. Mentre i passi temporali Δt non sono direttamente controllabili dall'utente, lo è la tolleranza relativa t_{rel}. Per verificare a corretta convergenza temporale del metodo è quindi consigliato effettuare uno studio di raffinamento della tolleranza relativa e confrontare i risultati ottenuti [5]. Nel contesto dell'*adaptative time stepping* l'unico Δt selezionabile dall'utente è quello per il *reporting* dei risultati ottenuti.

5.8.1 Condizioni iniziali

Affinché un problema dipendente dal tempo sia ben posto dal punto di vista matematico è necessario fornire, oltre che alle condizioni al contorno, anche le condizioni iniziali.

Problema termico

Come condizioni iniziali per il problema termico sono state assunte le soluzioni ottenute dallo studio in regime stazionario.

Problema fluidodinamico

Il campo di moto viene mantenuto costante durante il transitorio per due ragioni.

1. Ragione fisica: la presenza del PCM introduce un'inerzia termica aggiuntiva che, anche nelle condizioni peggiori (cioè nel caso di totale assenza di radiazione solare), fa sì che non si possa assistere a estreme variazioni di temperatura in seno all'HTF.

2. Ragione numerica: risolvere il modello di turbolenza accoppiato con quello termico sarebbe in dipendenza dal tempo sarebbe proibitivo dal punto di vista computazionale per l'hardware a disposizione.

5.8.2 Condizioni al contorno

Dominio dell'assorbitore: superficie frontale

Sulla superficie frontale del ricevitore è stato imposto un flusso radiativo concentrato variabile nel tempo $q_{solar}(t)$. $q_{solar}(t)$ è una funzione a gradino ed è rappresentata in figura 5.10. La funzione è nulla dall'istante $t = 0$ all'istante $t = 3000\,\mathrm{s}$, dove torna istantaneamente al valore di picco (pari a $500\,\mathrm{kW/m^2}$) fino all'istante finale $t = 11\,000\,\mathrm{s}$. Dato che il metodo agli elementi finiti soffre di problemi di stabilità quando viene applicata una variazione istantanea delle condizioni al contorno, è stata utilizzata una funzione di regolarizzazione integrata nel software per rendere $q_{solar}(t)$ derivabile fino al secondo ordine. La $q_{solar}(t)$ adottata è tale che il flusso concentrato aumenta e diminuisce su un breve intervallo di tempo. L'evoluzione di $q_{solar}(t)$ effettivamente utilizzata è anch'essa riportata in figura 5.10.

Fisicamente l'andamento di $q_{solar}(t)$ vuole replicare un ciclo di scarica e carica del ricevitore solare. L'andamento emula ciò che accadrebbe alla radiazione concentrata nel caso in cui si assistesse a una fluttuazione della radiazione solare, per esempio causata da un passaggio di nubi che oscurino il sole.

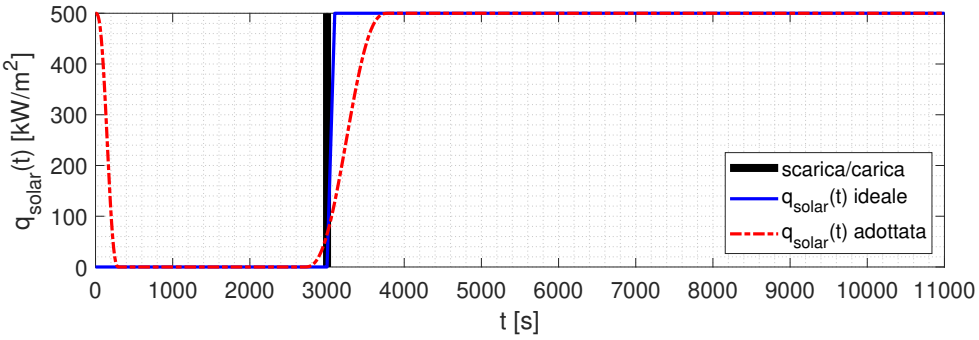

Figura 5.10. Evoluzione nel tempo del flusso solare concentrato imposto $q_{solar}(t)$ utilizzato per simulare un ciclo di scarica/carica partendo da condizioni stazionarie.

Altre condizioni al contorno

Tutte le condizioni al contorno non citate rimangono invariate rispetto allo studio in regime stazionario.

5.8.3 Risultati dello studio di *time convergence*

In questo studio si è proceduto con l'*adaptative time stepping*. La tolleranza relativa t_{rel} è stata fatta variare su due ordini di grandezza, da 10^{-4} a 10^{-2}. La tolleranza relativa più piccola $t_{rel,finest} = 10^{-4}$ è stata utilizzata come riferimento per il calcolo degli errori. Ulteriori raffinamenti non sarebbero stati possibili perché già a $t_{rel,finest} = 10^{-4}$ la simulazione diventa troppo onerosa dal punto di vista computazionale. Un ulteriore ordine di grandezza in meno sarebbe stato proibitivo per l'hardware a disposizione.

Data la loro rilevanza dal punto di vista fisico, le quantità monitorate sono le stesse già usate nello studio di *mesh independence*: T_{out}, T_{hw} β_l.

I loro valori sono stati campionati su due istanti di tempo lontani dalle condizioni di stazionarietà del sistema. Il primo istante è $t_1 = 1500\,\mathrm{s}$, nel mezzo della fase di scarica mentre il secondo istante è $t_2 = 5500\,\mathrm{s}$, nel mezzo della fase di carica.

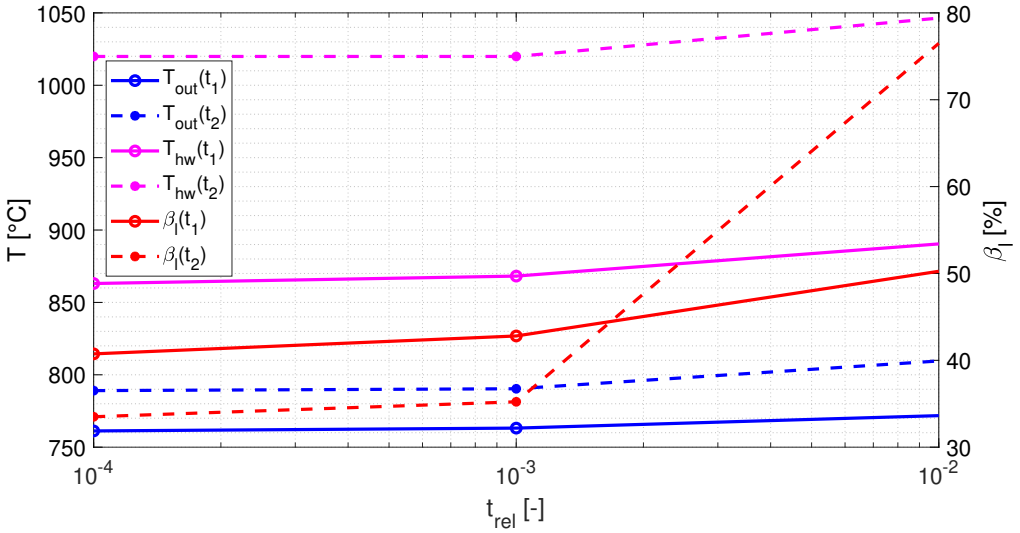

Figura 5.11. Convergenza rispetto alla tolleranza relativa t_{rel} di alcune grandezze significative (T_{out}, T_{hw} e β_l) nello studio di *time convergence* per un istante nella fase di scarica ($t_1 = 1500\,\mathrm{s}$) e un istante in fase di carica ($t_2 = 5500\,\mathrm{s}$).

In figura 5.12 si riporta l'errore relativo più alto per una certa tolleranza relativa e il costo computazionale della simulazione. Si può ritenere accettabile la soluzione ottenuta per $t_{rel} = 10^{-3}$ perché l'errore massimo che si osserva rispetto a $t_{rel,finest}$ è pari al 2.1%. I risultati delle simulazioni sono riportati per un $\Delta t = 100\,\mathrm{s}$.

5.9 Validazione

Non è possibile eseguire una vera e propria procedura di validazione perché gli studi relativi alla tecnologia in oggetto sono ancora a uno stato pre-prototipale per cui non esistono dati sperimentali rispetto cui confrontare i risultati ottenuti dalle simulazioni

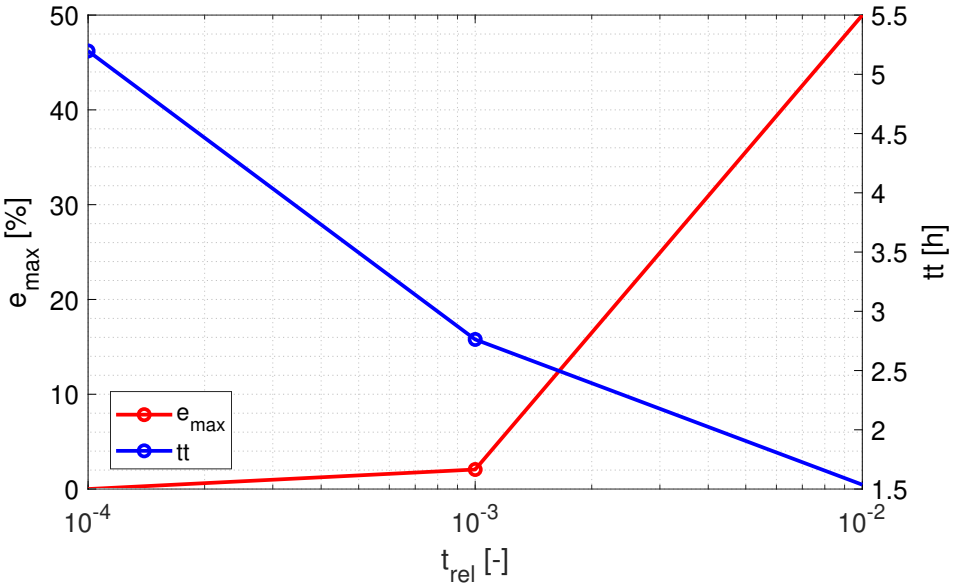

Figura 5.12. Confronto tra l'errore relativo più alto e_{max} e il costo computazionale delle simulazioni tt per le tolleranze relative t_{rel} considerate nello studio di *time convergence*.

CFD. Una validazione sarà possibile quando verrà realizzato un prototipo del ricevitore solare [3]. Al momento quanto di meglio sia possibile fare è confrontare i risultati ottenuti da questo studio con i risultati ottenuti negli studi di *mesh independence* eseguiti dall'Università di Roma Tre [14].

Il modello adottato dall'Università di Roma Tre presenta alcune differenze rispetto a quello descritto in questo studio che è opportuno richiamare:

1. il cambiamento di fase è modellato con l'*enthalpy-porosity method* anziché con il metodo della capacità termica apparente
2. la convezione naturale è risolta nel dominio dell'aria esterna anziché essere modellata con le correlazioni per il numero di Nu
3. gli effetti di galleggiamento nel dominio del PCM non sono stati trascurati
4. il modello di turbolenza $k - \epsilon$ è risolto in dipendenza dal tempo durante i transitori
5. il flusso radiativo incidente è imposto da una simulazione *ray-tracing* che simula 100 mila raggi solari

Queste differenze rendono sicuramente il modello di Roma Tre più accurato ma ampiamente più oneroso dal punto di vista computazionale.

Assumendo come soluzione esatta quella sulla mesh più fine adottata nello studio di Roma Tre e applicando la formula per il calcolo degli errori relativi risulta che lo scostamento massimo è pari allo 1.3% e si osserva su β_l. L'errore ottenuto è basso nonostante il modello adottato preveda delle semplificazioni rispetto a quello originale, segno che il modello implementato riesce a catturare gli effetti fisici principali. I risultati ottenuti in questo studio possono essere ritenuti soddisfacenti (tabella 5.8).

Possiamo inoltre aggiungere che il fattore di vista della cavità F_{amb} è calcolabile per via analitica come descritto in [17]. Il grafico 5.14 mostra che F_{amb} calcolato numericamente e F_{amb} calcolato analiticamente mostrano un buon match. La discrepanza all'imbocco della cavità è da attribuirsi al fatto che il modello analitico non tiene conto della presenza dell'anello solare che, pur in misura ridotta, può scambiare radiazione con la cavità. A mano a mano che ci si avvicina al fondo della cavità questo effetto diventa trascurabile e le due curve arrivano a coincidere.

$$F_{amb} = \frac{1}{2}\left|\frac{n_x - Hn_y + HZn_y}{P} - \frac{1 + H^2 - R^2}{Pn_x}\right| \tag{5.43}$$

dove $H = x/y$, $R = R_{cav,aperture}/y$, $Z = 1 + H^2 + R^2$, $P = (Z^2 - 4R^2)^{\frac{1}{2}}$. n_x, n_y e n_z sono le componenti del vettore normale a un elemento di superficie.

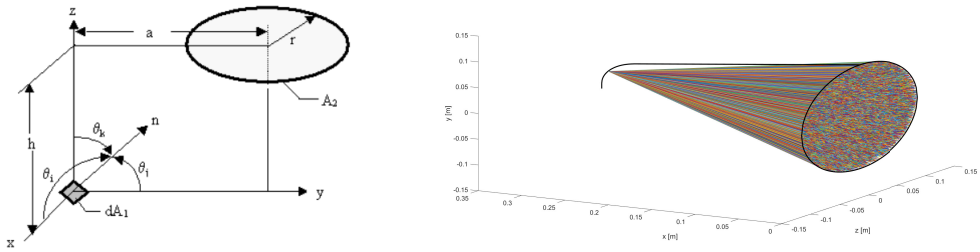

Figura 5.13. Sopra: schema per il calcolo del fattore di vista F_{amb} per via analitica [17]. Sotto: esempio di simulazione Monte Carlo per il calcolo del fattore di vista F_{amb} per via statistica [33].

I due metodi presentati finora valutano F_{amb} per via geometrica. Si riporta inoltre anche l'andamento di F_{amb} ottenuto in una tesi precedente avente come oggetto lo stesso ricevitore solare in analisi [33]. In questo caso F_{amb} è stata ottenuta per via statistica tramite una simulazione Monte Carlo che simula l'emissione di radiazione da ogni punto lungo il profilo della cavità. La curva mostra una buona aderenza alle altre due nel tratto del tronco di cono ma non nel raccordo sferico e nel fondo piano. Una possibile spiegazione di questo comportamento risiede nel fatto che la simulazione Monte Carlo è stata effettuata ipotizzando che tutta la superficie della cavità sia isoterma. La probabilità di emissione di radiazione da un punto di una superficie è proporzionale alla quarta potenza della temperatura assoluta di quel punto. Nella realtà la superficie della cavità non è isoterma: raccordo e fondo sono a temperatura più alta rispetto al tronco di cono. Il metodo MC prevede che raccordo e fondo emettano ("vedono") meno verso l'ambiente esterno rispetto a quanto non avvenga effettivamente, di conseguenza ne risulta un F_{amb} più basso.

Per completezza le equazioni per F_{amb} ottenute nella tesi precedente [33] sono citate qui di seguito:

$$F_{amb,tronco} = 187.8749x^4 - 141.7733x^3 + 42.76917x^2 - 6.96307x + 0.618986 \tag{5.44}$$

$$F_{amb,raccordo} = 6.27737x^2 - 3.9528964x + 0.673588286 \tag{5.45}$$

$$F_{amb,fondo} = 0.0515 \tag{5.46}$$

dove x è la distanza misurata dall'apertura della cavità in metri.

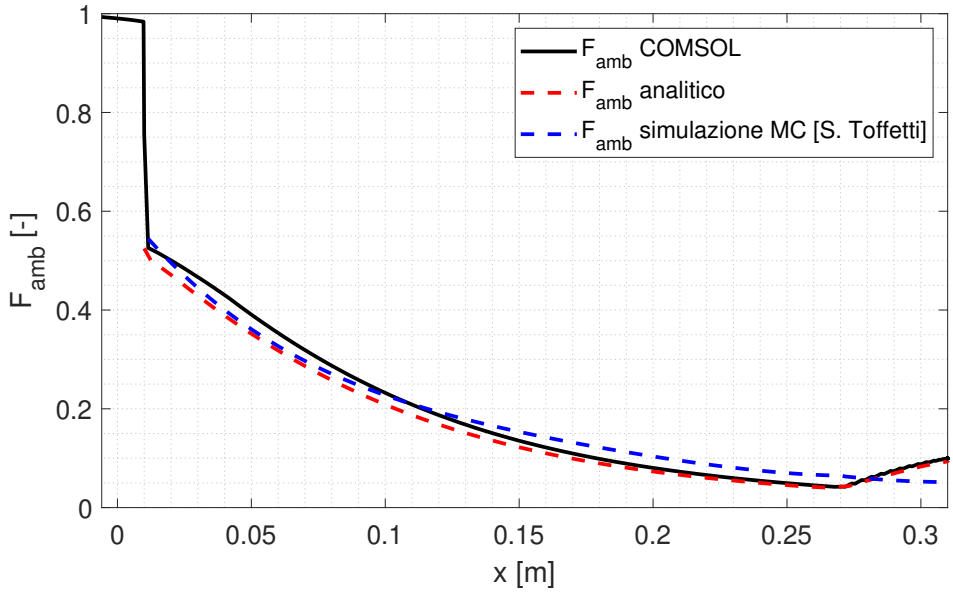

Figura 5.14. Andamento del fattore di vista con cui la superficie esterna del ricevitore vede l'ambiente F_{amb} rispetto alla coordinata assiale x calcolato numericamente con il FEM, analiticamente [17] e con simulazione MC [33].

Studio	T_{out} [°C]	β_l [%]	T_{hw} [°C]
Questo studio	825	93	1096
Roma Tre [14]	826	92	1100

Tabella 5.8. Confronto tra i risultai ottenuti in questo studio e negli studi dell'Università di Roma Tre.

5.10 Risultati della modellazione numerica

5.10.1 Risultati dello studio in regime stazionario

In questa sezione sono riportati i risultati ottenuti in regime stazionario sulla mesh (3), reputata come mesh a *mesh independence*.

Si può osservare che il flusso si sviluppa nella porzione esterna del tubo fino ad a diventare completamente sviluppato prima dell'ingresso nel ricevitore. Qui inizia lo scambio termico con il PCM, in cui i tubi dell'HTF sono immersi. La temperatura dell'HTF aumenta lungo il tubo a U fino a raggiungere T_{out} sulla sezione di uscita. Il riscaldamento

più evidente si ha in prossimità della piega a U del tubo a causa del già citato distacco della vena fluida, che genera una regione di stagnazione con vortici che favoriscono lo scambio termico.

Il campo di temperatura presenta un gradiente che si sviluppa dalla superficie frontale verso il fondo del ricevitore. Come atteso, la superficie frontale è quella più calda perché esposta al flusso radiativo. Il gradiente termico osservato a cavallo dell'assorbitore è ridotto perché lo strato offre una resistenza termica bassa, combinazione del fatto che la conducibilità termica del SiC è molto elevata e lo strato è sottile rispetto alla dimensione del sistema. Se lo strato di materiale assorbitore fosse approssimabile a uno strato piano la sua resistenza termica sarebbe:

$$R_{th,abs} = \frac{t_{abs}}{k_{abs} A_{front}} = 3.7 \cdot 10^{-4} K/W \tag{5.47}$$

Il punto più caldo del dispositivo si ha in prossimità dell'estremità superiore dell'anello solare, dove lo scambio termico con l'HTF è più ostacolato. La massima temperatura raggiunta dallo strato di SiC è pari a:

$$T_{max} = 1261°C \tag{5.48}$$

che è compatibile con la massima temperatura operativa del materiale (1500-1600°C [23]).

Il punto più freddo si ha invece in corrispondenza della sezione d'ingresso dell'HTF. Qui si concentra infatti la frazione solida residua di PCM (fiugra 5.17).

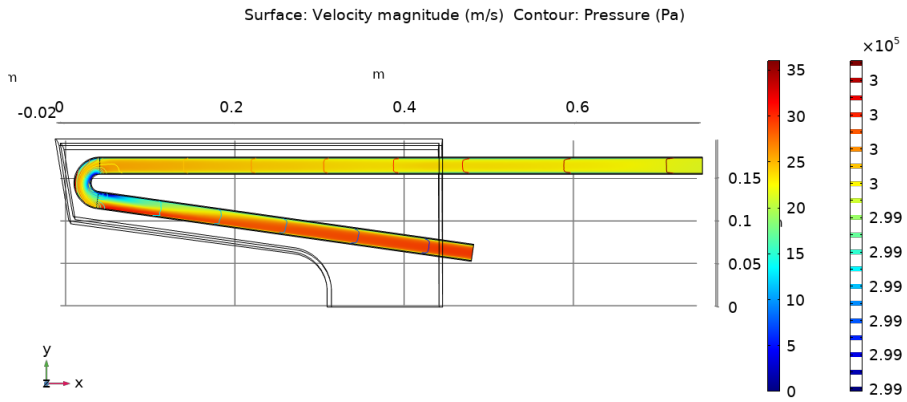

Figura 5.15. Campo di moto e di pressione dell'HTF in regime stazionario risolto con il modello di turbolenza $k - \epsilon$ realizzabile.

5.10.2 Risultati dello studio in transitorio

In figura 5.18 sono riportate le evoluzioni di temperatura di tutte le principali grandezze d'interesse per il problema (T_{out}, β_l e T_{hw}) quando il dispositivo è sottoposto a un flusso solare concentrato variabile nel tempo $q_{solar}(t)$ così come è stato definito nel grafico 5.10.

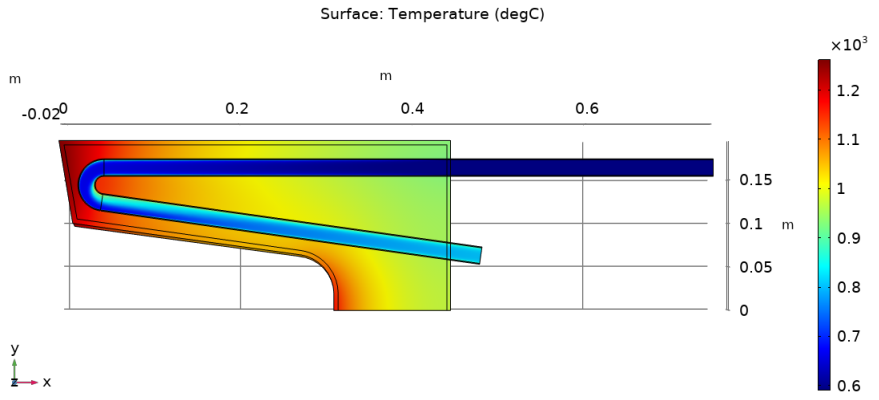

Figura 5.16. Campo di temperatura dell'HTF in regime stazionario.

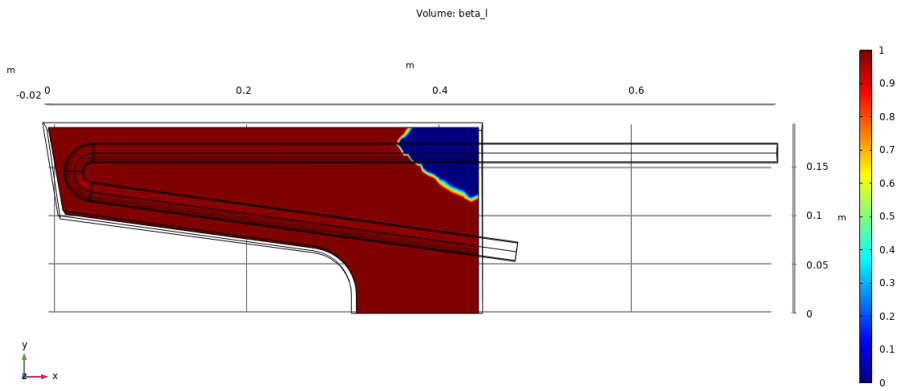

Figura 5.17. Distribuzione della frazione liquida del PCM in regime stazionario.

Fase di scarica (solidificazione del PCM)

Si può notare che nei primi 300 s la frazione liquida del PCM β_l rimane costante pari al valore raggiunto in regime stazionario. In questi primi istanti β_l rimane costante a causa di due fattori:

1. $q_{solar}(t)$ sta diminuendo da 500 kW/m^2 a 0 kW/m^2
2. la maggior parte del PCM si trova a una temperatura superiore alla temperatura di cambiamento di fase T_{pc} quindi cede prevalentemente calore sensibile

Nei successivi 2400 s β_l decresce in maniera pressoché lineare con il tempo fino ad annullarsi intorno all'istante $t = 2600$ s. In questa fase l'HTF che scorre nei tubi estrae la potenza termica liberata sotto forma di calore latente dal PCM nella solidificazione:

$$\frac{\partial E_{stored,lat}}{\partial t}|_{scarica} = -\left|\frac{\partial \beta_l}{\partial t}\right| \rho V_{PCM} L_{pc} \tag{5.49}$$

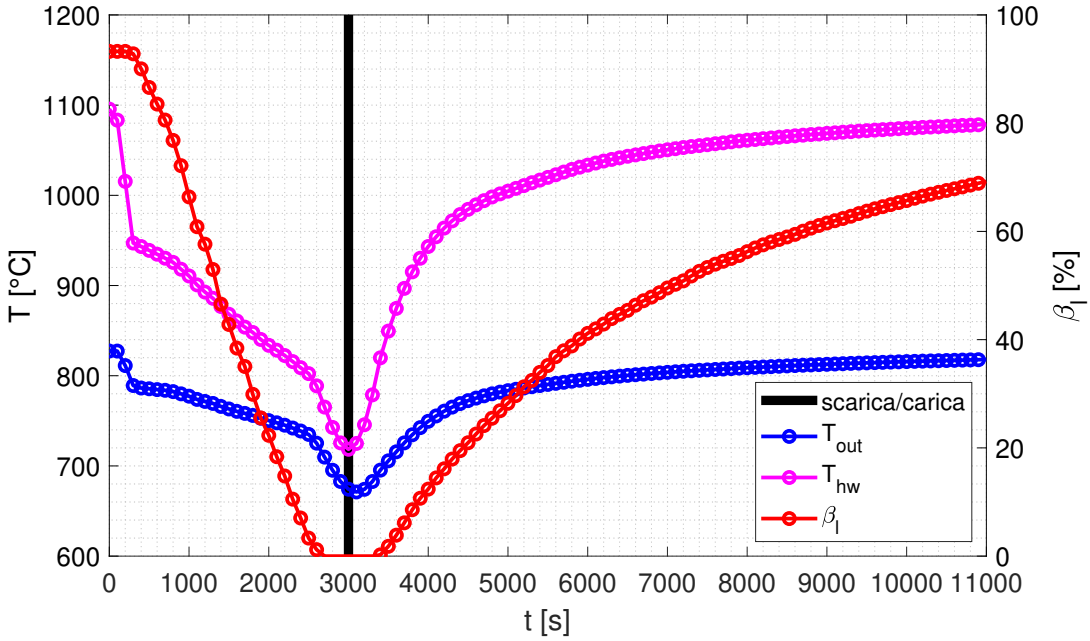

Figura 5.18. Evoluzioni delle grandezze d'interesse durante la fase di scarica e carica.

Come mostrato in figura 5.21, il fronte di solidificazione parte dalla zona intorno ai tubi e si sviluppa verso la regione centrale del PCM fino a quando il PCM non si è completamente solidificato.

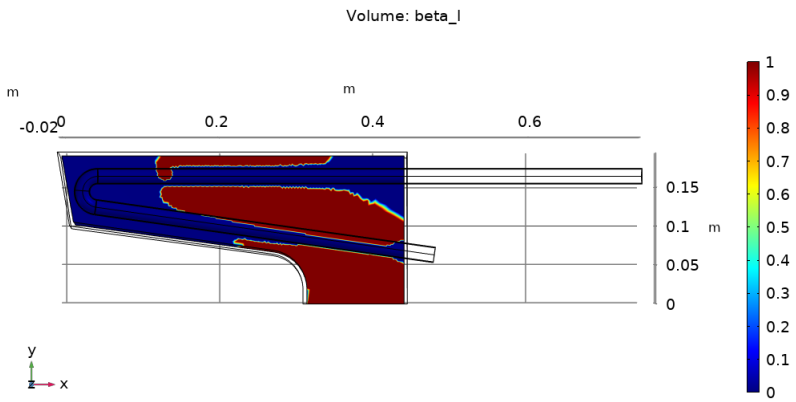

Figura 5.19. Distribuzione della frazione liquida all'inizio della fase di scarica ($t = 1000\,\mathrm{s}$).

Al termine del processo di carica le temperature T_{out} e T_{hw} sono prossime allo stesso valore, sintomo che il dispositivo sta esaurendo la carica e sta raggiungendo l'equilibrio

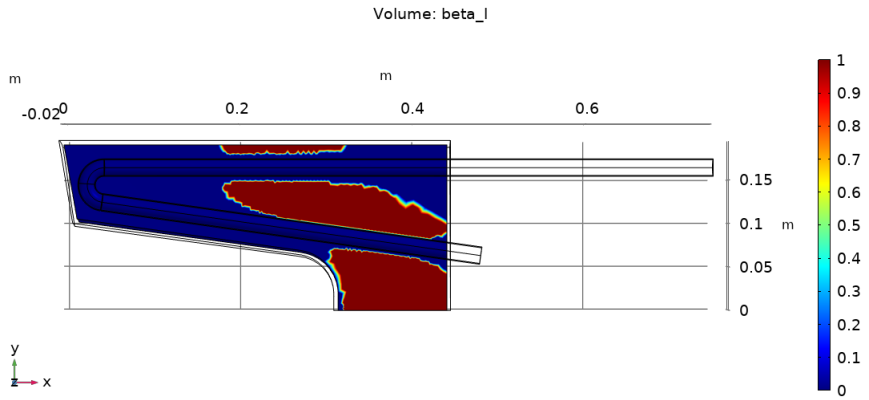

Figura 5.20. Distribuzione della frazione liquida a metà della fase di scarica ($t_1 = 1500\,\mathrm{s}$).

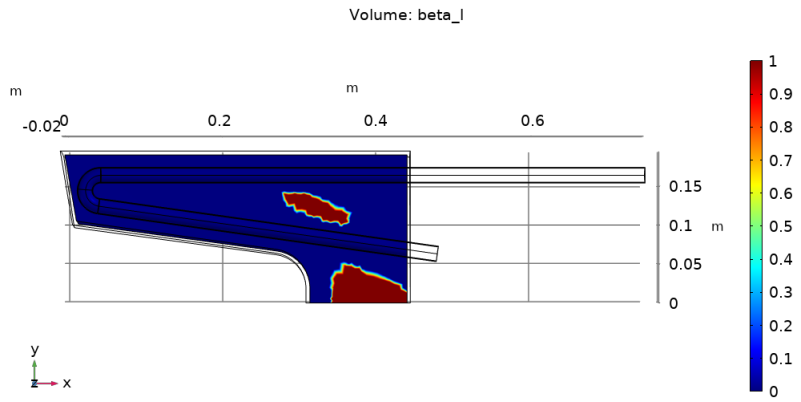

Figura 5.21. Distribuzione della frazione liquida alla fine della fase di scarica ($t = 2300\,\mathrm{s}$).

termico ovunque.

Vale la pena soffermarsi sul significato fisico della figura 5.22, dove è riportato uno zoom della fase di scarica. La figura vuole mettere in evidenza un fenomeno inerente al legame tra gli andamenti di T_{out} e β_l.

La curva tratteggiata descrive l'andamento che T_{out} avrebbe se si sopprimesse il contributo latente nell'espressione di $c_{p,app}(T)$, ovvero se nel PCM non si manifestasse il cambiamento di fase. Si può notare che la pendenza di questa curva è la stessa di quella di T_{out} reale nei primi 300 s e a partire dall'istante in cui β_l si annulla. Questo è indice del fatto che la presenza del cambiamento di fase nel PCM introduce un'inerzia termica aggiuntiva che determina un effetto ritardante sulla diminuzione di T_{out} reale che raggiunge 675°C dopo 3000 s anziché dopo 900 s. L'istante in cui la curva T_{out} reale cambia pendenza indica che l'HTF ha terminato di assorbire calore latente dal PCM perché il PCM si è completamente solidificato.

Quello appena descritto è esattamente l'effetto di stabilizzazione della temperatura di uscita dal ricevitore (e quindi della TIT) che è scopo di questo dispositivo.

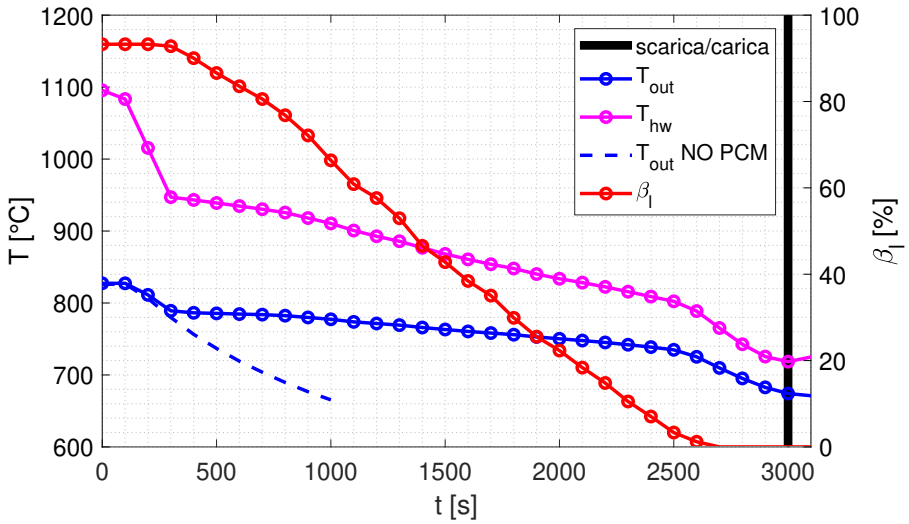

Figura 5.22. Dettaglio della fase di scarica. Si mette in evidenza l'effetto ritardante del PCM sulla diminuzione di T_{out}.

Fase di carica (liquefazione del PCM)

Si può notare che nei primi 400 s dall'inizio della fase di carica la frazione liquida del PCM β_l rimane costante e nulla. La causa è che la maggior parte del PCM si trova a una temperatura inferiore alla temperatura di cambiamento di fase T_{pc} quindi inizialmente il PCM assorbe unicamente calore sensibile che contribuisce ad aumentare le temperature ma non β_l.

Come mostrato in figura 5.25 il flusso termico (e quindi anche il fronte di liquefazione) si propagano dalla superficie frontale del ricevitore solare verso il fondo.

Al termine del periodo di carica simulato la temperatura T_{out} raggiunge circa gli 818°C mentre β_l si attesta intorno al 69%. La simulazione mette in evidenza una criticità del dispositivo: nonostante la carica sia stata simulata per più di due ore non si è ancora riusciti a ripristinare le condizioni stazionarie, segno che, nonostante il PCM selezionato abbia una elevata conducibilità termica k, lo scambio termico in seno al PCM non è ancora sufficiente.

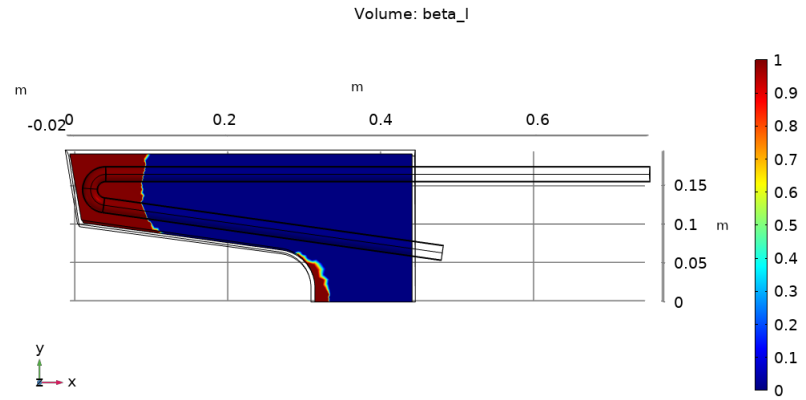

Figura 5.23. Distribuzione della frazione liquida all'inizio della fase di carica ($t = 4300\,\mathrm{s}$).

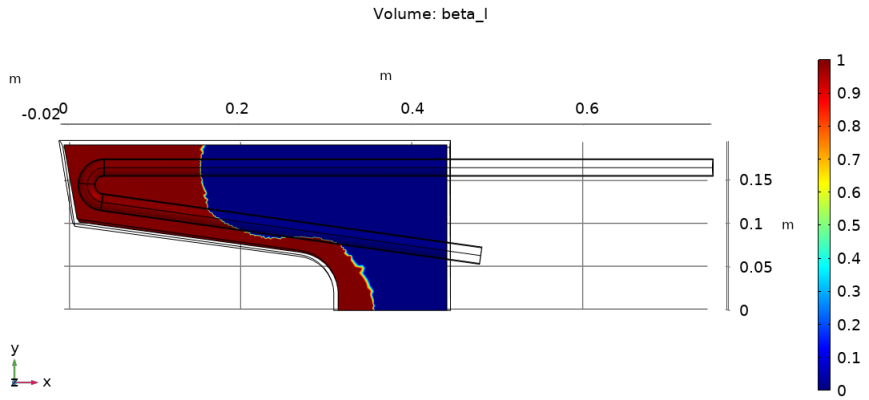

Figura 5.24. Distribuzione della frazione liquida a metà della fase di carica ($t_2 = 5500\,\mathrm{s}$).

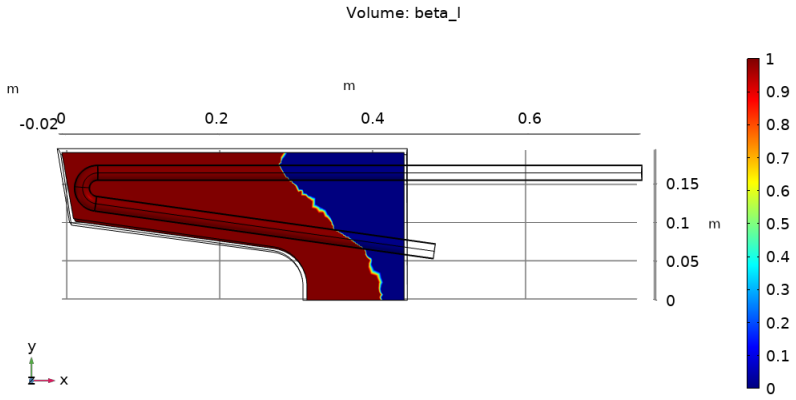

Figura 5.25. Distribuzione della frazione liquida alla fine della fase di carica ($t = 11\,000\,\mathrm{s}$).

Capitolo 6

Studio parametrico

6.1 Test di PCM alternativi

6.1.1 PCM selezionati

In questa sezione si simula il comportamento del dispositivo in regime stazionario sostituendo MgSi con altri PCM aventi caratteristiche ritenute compatibili con gli scopi del ricevitore [1]. I PCM alternativi sono anch'essi due leghe metalliche: AlSb e Mg_2Si. Le proprietà imposte nel modello sono le stesse riportate in tabella 6.1.

PCM	T_{pc} [°C]	L_{pc} [kJ/kg]	ρ [kg/m^3]	k [W/(mK)]	c_p [J/(kgK)]
Mg_2Si	1100	1090	1885	17	1030
MgSi	946	757	1900	70	632
AlSb	1060	420	4218	60	311

Tabella 6.1. Proprietà termofisiche dei PCM testati [1].

6.1.2 Risultati

PCM	k [W/(mK)]	T_{out} [°C]	β_l [%]	T_{hw} [°C]	T_{max} [°C]
MgSi	70	825	93	1096	1261
AlSb	60	821	83	1094	1268
Mg_2Si	17	787	45	1119	1349

Tabella 6.2. Confronto dei principali risultati ottenuti dalla simulazione dei PCM selezionati in condizioni stazionarie.

Dalle figure 6.1 e 6.2 si evince che entrambi nuovi PCM non arrivano a liquefazione totale. Come mostrato in tabella 6.2 il β_l raggiunto è quindi più basso di quello del MgSi. Il modello adottato per la simulazione del comportamento del PCM lo tratta come un

solido in cui il calore si trasmette per conduzione quindi la qualità dello scambio termico nel PCM causa è determinata in regime stazionario dalla conducibilità termica k.

Dai risultati in tabella 6.2 si può concludere che MgSi raggiunge la β_l massima per due effetti combinati:

1. ha la k più elevata,
2. ha la T_{pc} più bassa.

Dominio	Materiale	Volume V [10^{-3} m^3]	Massa ρV [kg]
PCM	MgSi	39.03	74.2
	AlSb		165.8
	Mg_2Si		73.6
Tubi	Inconel	0.85	7.0
Assorbitore	SiC	4.44	13.8
Totale	con MgSi	44.32	95.0
	con AlSb		186.6
	con Mg_2Si		94.4

Tabella 6.3. Volumi e masse delle parti che compongono il ricevitore solare.

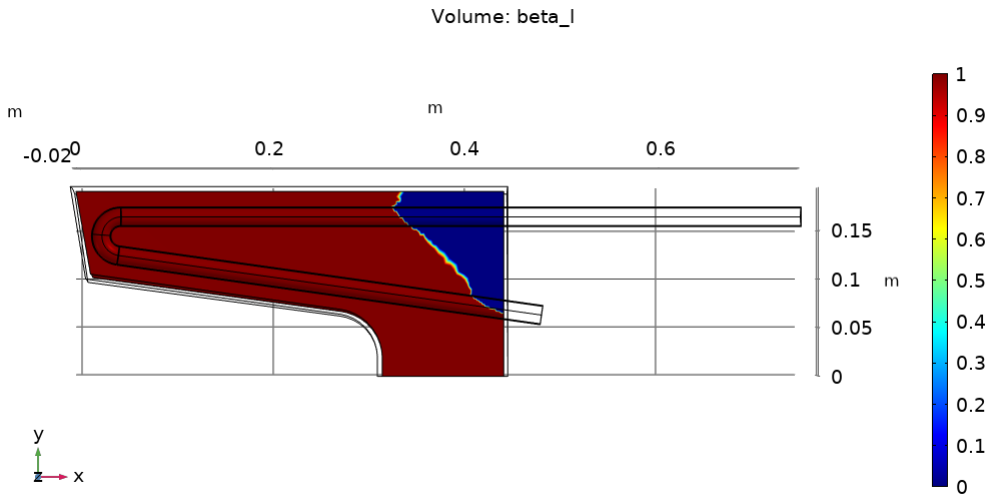

Figura 6.1. Distribuzione della frazione liquida nel caso di AlSb in regime stazionario.

Come ulteriore parametro di confronto delle performance dei PCM selezionati, valutiamo la quantità di energia termica accumulata nel dispositivo E_{stored} perché, in prima approssimazione, il rapporto tra E_{stored} e la potenza termica assorbita dall'HTF Q_f fornisce il tempo di scarica dell'accumulo τ:

$$\tau \sim \frac{E_{stored}}{Q_f} \tag{6.1}$$

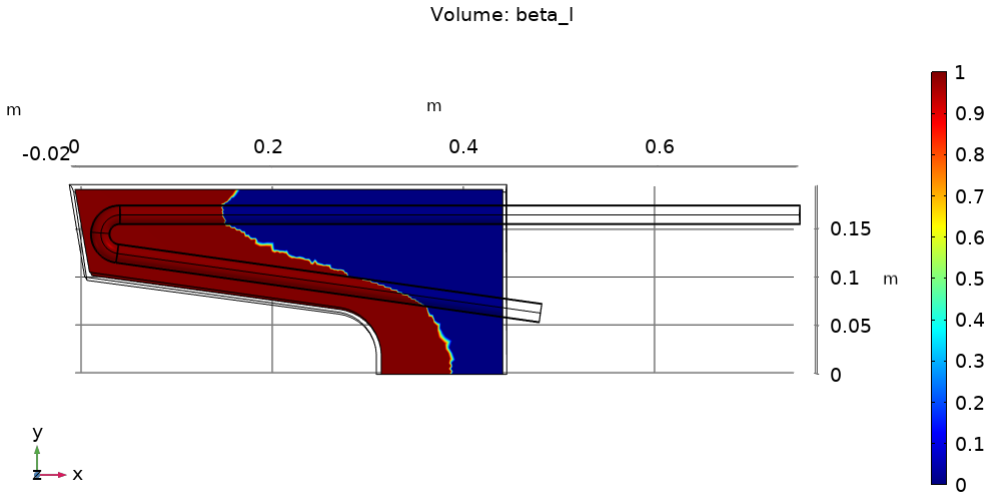

Figura 6.2. Distribuzione della frazione liquida nel caso di Mg_2Si in regime stazionario.

dove la potenza termica assorbita dall'HTF Q_f è:

$$Q_f = \dot{m} c_{p,f} (T_{out} - T_{in}) \tag{6.2}$$

mentre l'energia termica accumulata nel dispositivo E_{stored} è:

$$E_{stored} = E_{stored,PCM} + E_{stored,SiC} + E_{stored,Inconel} \tag{6.3}$$

$$E_{stored,PCM} = E_{stored,sens} + E_{stored,lat} \tag{6.4}$$

$$E_{stored,sens} = \int_{T_{start}}^{T_{sol}} \rho c_p V \, dT + \int_{T_{liq}}^{T} \rho c_p V \, dT \tag{6.5}$$

$$E_{stored,lat} = \beta_l \rho V L_{pc} \tag{6.6}$$

mentre per $E_{stored,SiC}$ e $E_{stored,Inconel}$ vale:

$$E_{stored,sens} = \int_{T_{start}}^{T} \rho c_p V \, dT \tag{6.7}$$

Le densità di energia per unità di volume e di massa sono definite rispettivamente come:

$$e_{stored,volume} = \frac{E_{stored}}{V_{PCM} + V_{SiC} + V_{Inconel}} \tag{6.8}$$

$$e_{stored,massa} = \frac{E_{stored}}{(\rho V)_{PCM} + (\rho V)_{SiC} + (\rho V)_{Inconel}} \tag{6.9}$$

dove T_{start} è la temperatura minima che si vuole garantire per l'HTF all'uscita del ricevitore ovvero 800°C.

I grafici 6.3 e 6.4 riportano i risultati ottenuti. I valori si riferiscono all'intero ricevitore solare, non al solo dominio computazionale. Si evince che il maggior contributo all'energia accumulata proviene dal contributo latente del PCM, che è proporzionale alla frazione di liquido raggiunta β_l. Inoltre c'è una relazione quasi lineare tra la conducibilità termica k e la frazione di liquido raggiunta β_l.

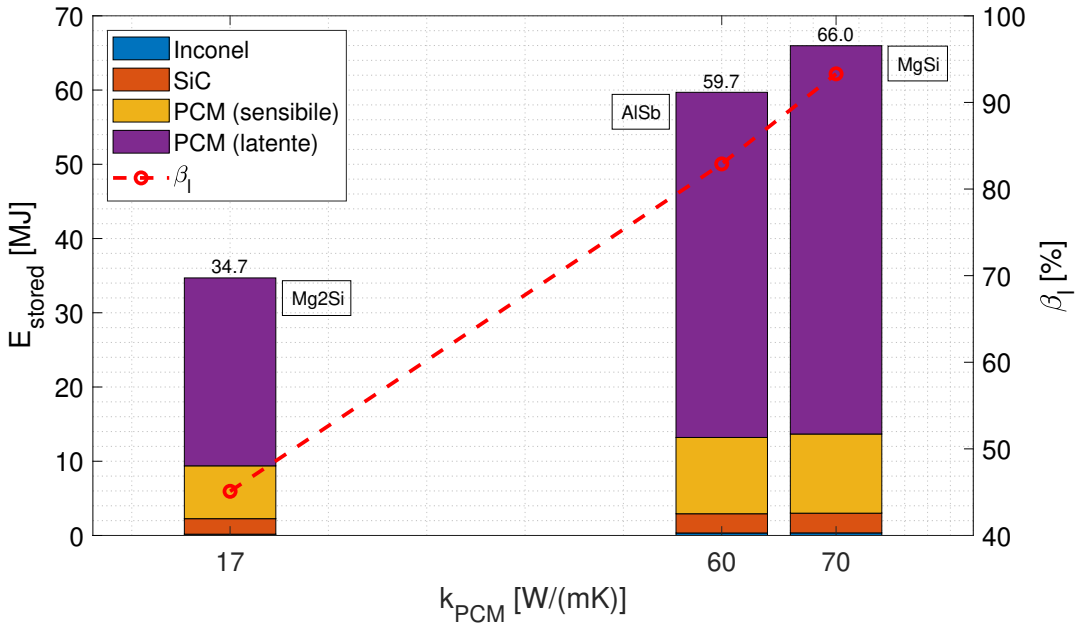

Figura 6.3. Energia termica totale accumulata nel ricevitore solare E_{stored} in relazione alla conducibilità termica k dei PCM selezionati in condizioni stazionarie.

Dai risultati dei calcoli è possibile rilevare le seguenti considerazioni.

1. Già in prima istanza Mg_2Si non è una scelta accettabile perché T_{out} è inferiore a 800°C.
   Inoltre lo sfruttamento del cambiamento di fase è il peggiore tra i PCM considerati. Ne consegue che, nonostante il calore di cambiamento di fase L_{pc,Mg_2Si} sia il più elevato (1090 kJ/kg), l'energia termica accumulata nel ricevitore E_{stored} sia la più bassa (34.7 MJ). Questo si riflette sulla capacità del PCM di stabilizzare T_{out}, che rimane costante solo per circa 500 s (figura 6.5).
   Infine T_{max} è la più alta (1349°C). Pur rimanendo al di sotto della soglia per il SiC potrebbe rappresentare un problema a flussi solari concentrati q_{solar} più elevati.
2. I risultati ottenuti in regime stazionario (T_{out}, β_l, E_{stored} e e_{stored} per unità di volume) per AlSb sono confrontabili o leggermente inferiori a quelli ottenuti per MgSi. A questo livello AlSb si pone come una valida alternativa a MgSi.
3. Fa eccezione la e_{stored} per unità di massa di AlSb che è la più bassa tra tutti i PCM considerati (0.32 MJ/kg). Si evidenzia che il peso del ricevitore è una fattore importante da considerare nel suo progetto perché nell'impianto reale il dispositivo

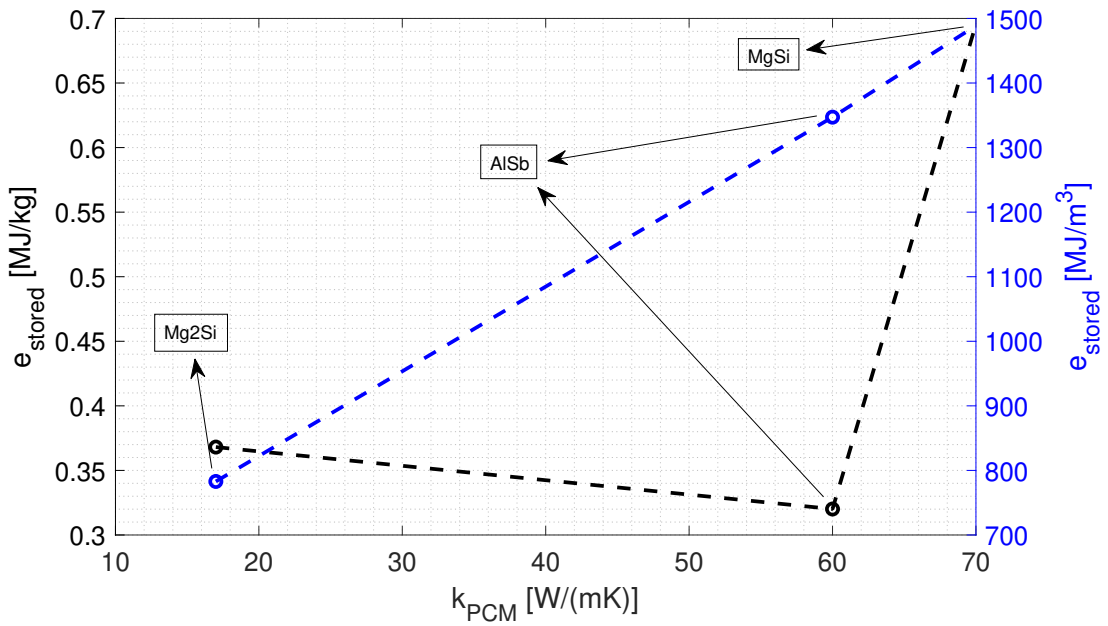

Figura 6.4. Trend dell'energia accumulata nel ricevitore solare per unità di volume e di massa e_{stored} in relazione alla conducibilità termica k dei PCM selezionati.

andrà montato su di un supporto collegato al disco concentratore. Di conseguenza è desiderata una elevata densità di energia per unità di massa per evitare d'indurre tensioni meccaniche troppo elevate nel supporto.

4. Simulando il transitorio per AlSb con $q_{solar} = 500\,\mathrm{kW/m^2}$ si può notare che la sua capacità di stabilizzare la temperatura di uscita dell'HTF dal ricevitore solare T_{out} è inferiore a MgSi. Con AlSb T_{out} rimane stabile per circa 1100 s mentre con MgSi rimane stabile per circa 2700 s. La causa principale è la differenza in calore latente di solidificazione: $L_{pc,AlSb} = 420\,\mathrm{kJ/kg}$ mentre $L_{pc,MgSi} = 757\,\mathrm{kJ/kg}$.

Alle considerazioni fisiche già elencate si aggiungono anche alcune considerazioni chimiche [3].

- MgSi non pone rischi di natura chimica se non possibilità di ossidazione alle alte temperature.
- Sb (antimonio) può essere tossico in certe situazioni.
- Mg_2Si può dare problemi di corrosione alle alte temperature.

Infine da un punto di vista economico si può dire che [3]:

- Mg_2Si ha un costo stimato in 350€/100 g.
- MgSi è più economico: ha un costo di 260€/100 g.
- In letteratura non è riportato il prezzo di AlSb.

In definitiva si può concludere che la scelta di MgSi come PCM appare come la migliore possibile sotto ogni punto di vista. D'ora in poi si assumerà sempre MgSi come PCM.

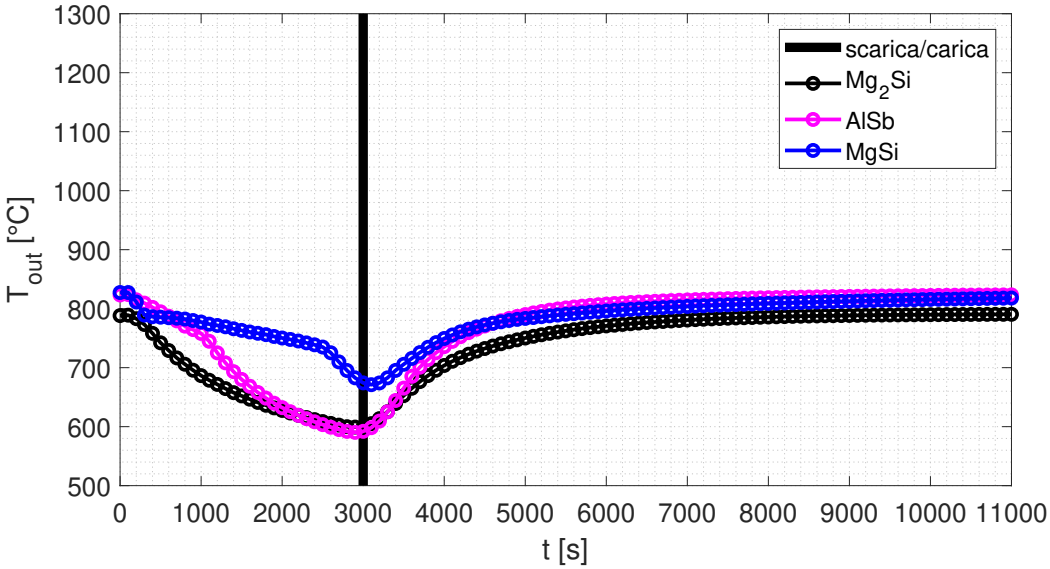

Figura 6.5. Confronto tra le evoluzioni della temperatura di uscita dell'HTF T_{out} durante un transitorio di scarica e carica per i materiali candidati come PCM nel ricevitore: Mg_2Si, AlSb e MgSi.

6.2 Studio parametrico rispetto alla portata

In questa sezione si simula il comportamento del dispositivo in regime stazionario variando il valore della portata $\dot{m}$ in un intorno di 0.1 kg/s, da 0.085 kg/s a 0.115 kg/s.

In condizioni stazionarie e a parità di condizioni imposte, aumentando la portata $\dot{m}$ la temperatura di uscita T_{out} diminuisce. Per questo è più sensato confrontarne le performance del ricevitore in termini di potenza assorbita dall'HTF Q_f. La MGT richiede almeno 21 kW come potenza termica in ingresso.

Come mostrato nel grafico 6.6 Q_f cresce in maniera leggermente sovralineare con $\dot{m}$ mentre β_l diminuisce rapidamente per portate superiori a 0.095 kg/s. Con β_l diminuiscono anche $E_{stored,lat}$ e il tempo di scarica dell'accumulo τ. All'aumentare della portata aumenta anche la caduta di pressione a cavallo del ricevitore solare e quindi la potenza che deve essere assorbita dal compressore (figura 6.7).

Un buon compromesso tra le varie esigenze si può ritenere $\dot{m} = 0.1$ kg/s. Nel seguito si supporrà sempre di utilizzare 0.1 kg/s come portata di HTF.

6.3 Studio parametrico rispetto al flusso solare concentrato

In questa sezione si simula il comportamento del dispositivo in regime stazionario e transitorio variando il valore del flusso solare concentrato q_{solar} da 300 kW/m^2 a 700 kW/m^2.

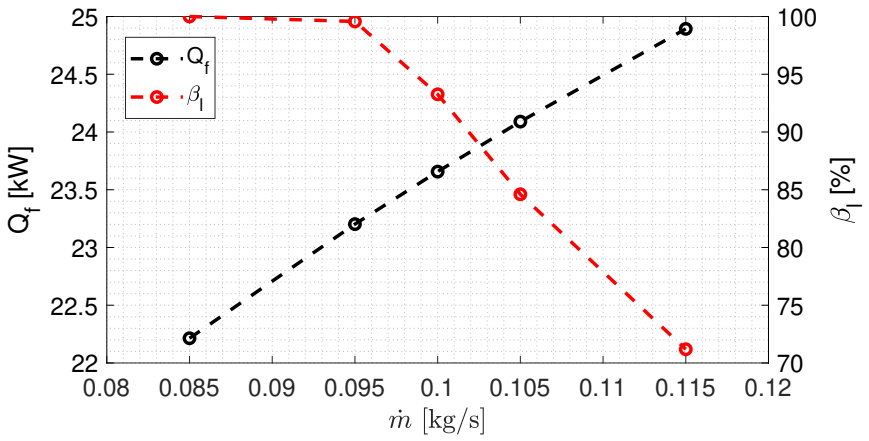

Figura 6.6. Trend della potenza assorbita dall'HTF Q_f e della frazione liquida β_l in funzione della portata di HTF $\dot{m}$.

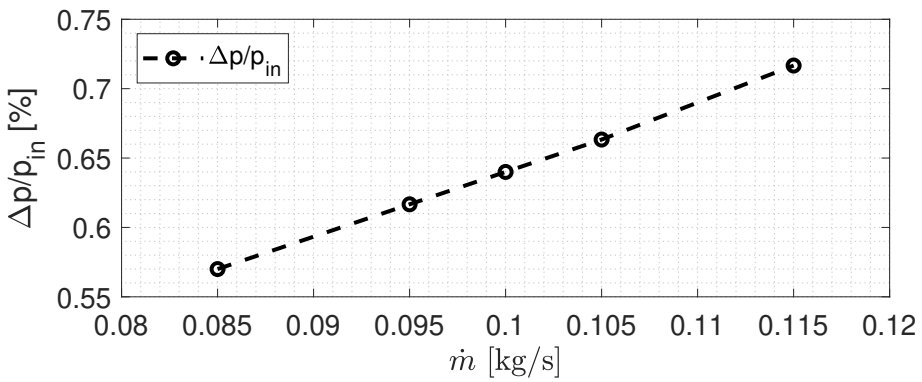

Figura 6.7. Trend della caduta di pressione relativa $\Delta p/p_{in}$ in funzione della portata di HTF $\dot{m}$.

6.3.1 Studio stazionario

Il grafico 6.8 mostra che con l'aumentare di q_{solar} tutte le temperature aumentano in maniera leggermente sovralineare. Anche β_l aumenta ma con una pendenza maggiore delle temperature e raggiunge saturazione al 100% intorno a q_{solar}=600 kW/m^2.

Anche nelle condizioni di massima radiazione considerate T_{max} si mantiene sotto la soglia sopportabile dal SiC.

Sotto q_{solar}=480 kW/m^2 la radiazione solare concentrata è troppo bassa e T_{out} risulta inferiore a 800°C, non soddisfano le condizioni di funzionamento di progetto della MGT.

Per alcuni valori di q_{solar} (300 kW/m^2, 500 kW/m^2 e 700 kW/m^2) si è calcolata la quantità di energia accumulata nel dispositivo in condizioni stazionarie E_{stored} e l'energia accumulata per unità di massa o volume e_{stored}.

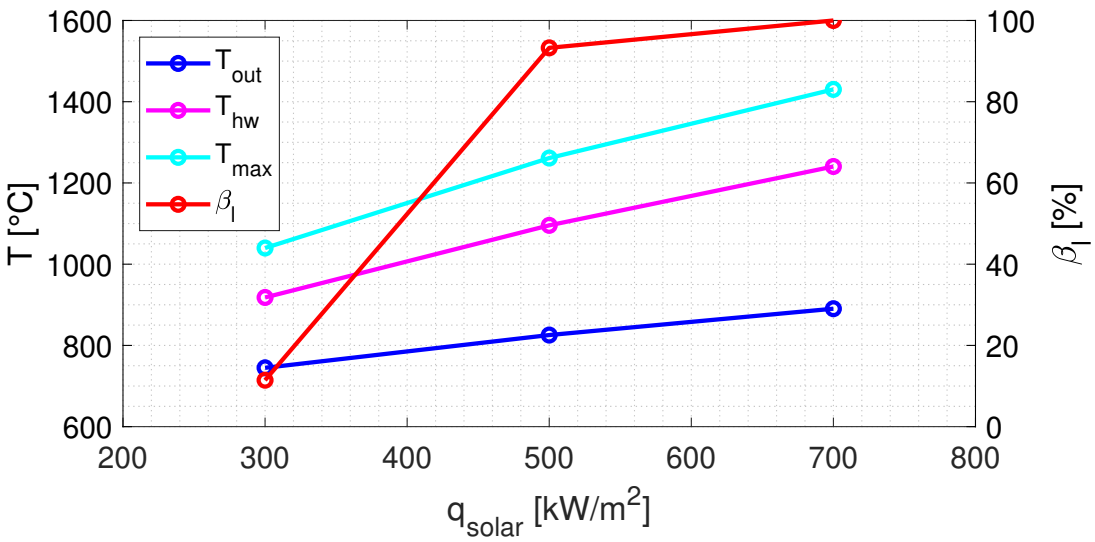

Figura 6.8. Trend delle principali grandezze considerate rispetto al flusso solare concentrato q_{solar} in regime stazionario.

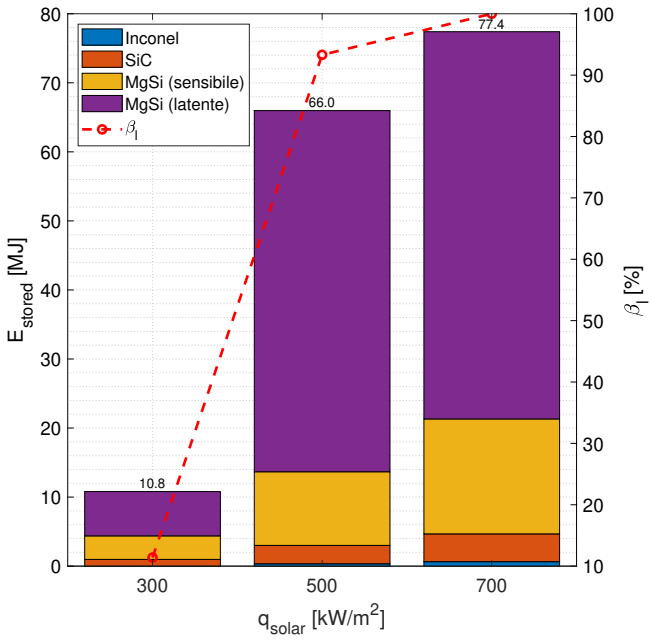

Figura 6.9. Trend dell'energia termica totale accumulata nel ricevitore solare E_{stored} in relazione al flusso termico concentrato q_{solar} in condizioni stazionarie.

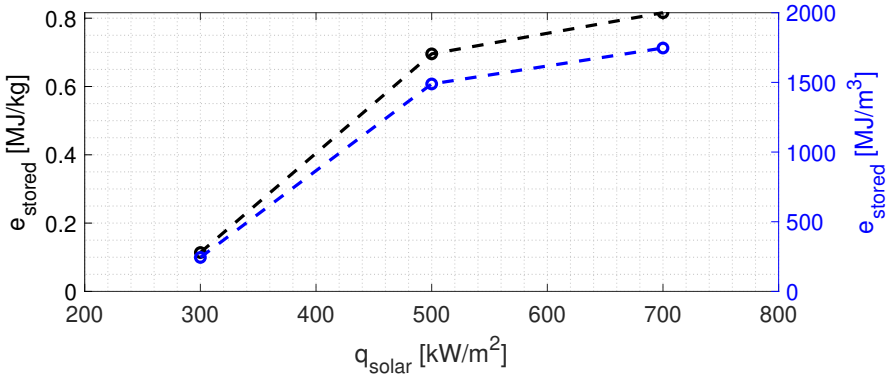

Figura 6.10. Trend della densità di energia termica totale accumulata nel ricevitore solare e_{stored} per unità di volume e massa in relazione al flusso termico concentrato q_{solar} in condizioni stazionarie.

6.3.2 Studio transitorio

Nel seguito si è simulato il comportamento del dispositivo in condizioni transitorie per determinarne in maniera accurata il tempo di scarica τ. Si vuole determinare il valore di q_{solar} per cui il dispositivo riesce a raggiungere una frazione liquida β_l tale da garantire un tempo di scarica pari a circa 30 minuti, come previsto dal progetto del ricevitore.

Valgono le considerazioni fisiche già fatte finora.

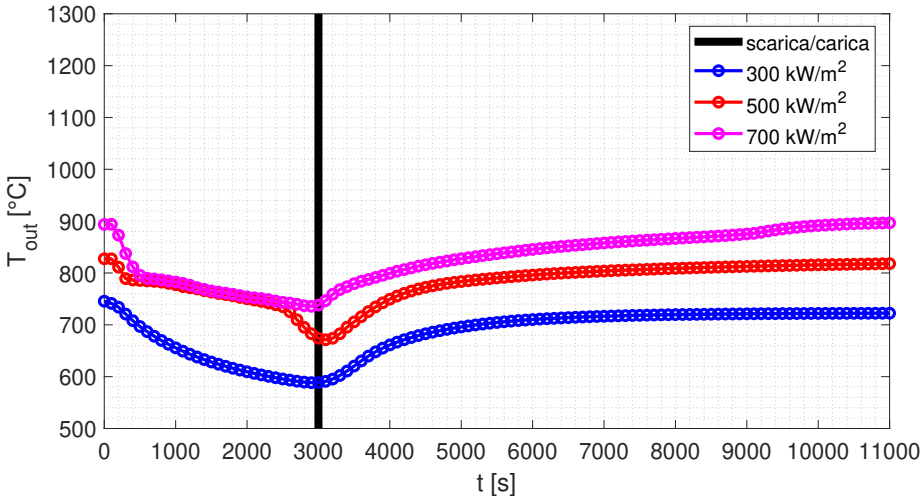

Figura 6.11. Evoluzione della temperatura di uscita dell'HTF dal ricevitore T_{out} per vari valori di flusso solare concentrato q_{solar}.

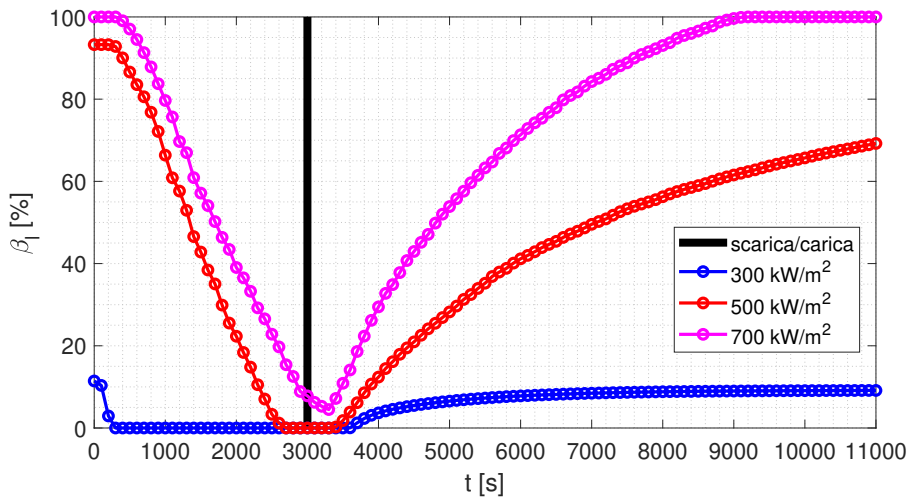

Figura 6.12. Evoluzione della frazione liquida del PCM β_l per vari valori di flusso solare concentrato q_{solar}.

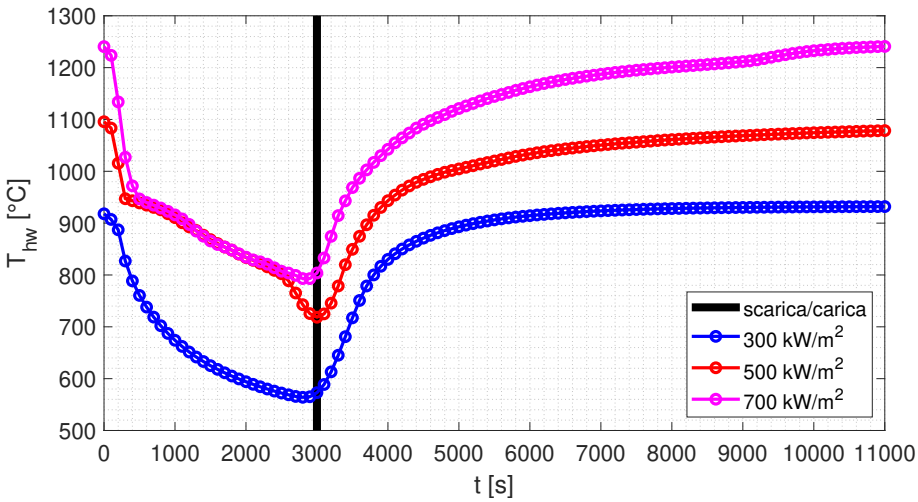

Figura 6.13. Evoluzione della temperatura media della cavità dal ricevitore T_{hw} per vari valori di flusso solare concentrato q_{solar}.

6.4 Rendimento

6.4.1 DNI fluttuante

Il ruolo svolto dal PCM nel ricevitore solare è quello d'introdurre un'inerzia termica aggiuntiva che accomodi un'oscillazione della radiazione solare. Il dispositivo è dimensionato

in modo tale da stabilizzare il sistema per 15-30 minuti.

Per testare la risposta del ricevitore solare rispetto a una radiazione solare fluttuante, imponiamo una DNI variabile nel tempo rappresentativa del fenomeno meteo.

Per questo studio sono stati messi a disposizione i dati registrati dalla stazione meteo dell'Energy Center di Torino. È stata selezionata una giornata caratterizzata da una forte e improvvisa oscillazione della DNI. L'8 agosto 2019 la stazione meteo dell'Energy Center ha registrato una riduzione della radiazione solare del 50% in 15 minuti (tra le 13:75 e le 14). La radiazione si è nuovamente stabilizzata al livello iniziale dopo circa 30 minuti (intorno alle 14:30).

Si osservi che i dati sono resi disponibili ogni 15 minuti quindi tra una misurazione e la successiva si suppone un comportamento lineare per $DNI(t)$, come riportato in figura 6.14. Per facilitare la convergenza numerica del metodo, è stata nuovamente utilizzata la funzione di regolarizzazione delle funzioni integrata nel software COMSOL Multiphysics.

6.4.2 Dimensionamento del disco solare

In questa sezione viene descritta la logica di dimensionamento del disco solare. È necessario stabilire dei valori di progetto per il flusso solare concentrato q_{solar} e d'irradianza solare diretta DNI.

Il flusso solare concentrato di progetto $q_{solar,design}$ è stato fissato a $500\,\mathrm{kW/m^2}$ perché, sulla base dei risultati precedenti, garantisce una T_{out} superiore a 800°C.

Per la maggior parte dei luoghi soleggiati si può ritenere che la DNI di progetto sia pari a $800\,\mathrm{W/m^2}$ [2]. In questo studio si è deciso di seguire l'approccio suggerito da Iaria [18], che prevede di selezionare il DNI_{design} come il valore di DNI più frequente durante l'anno meteorologico tipico. L'irradianza solare diretta di progetto DNI_{design} è stata fissata analizzando i dati meteo relativi all'Energy Center di Torino. Osservando il grafico 6.15 si evince che i valori di DNI aventi la maggiore frequenza annuale sono compresi tra i $750\,\mathrm{W/m^2}$ e i $900\,\mathrm{W/m^2}$. Si tratta di livelli di DNI raggiunti quasi esclusivamente tra i mesi di aprile e settembre. In definitiva, la scelta di $800\,\mathrm{W/m^2}$ come DNI_{design} appare opportuna.

Sulla base delle considerazioni fatte, l'area di apertura del disco A_{dish} è calcolabile come:

$$A_{dish} = \frac{q_{solar,design} A_{front}}{\eta_{opt} DNI_{design}} = 86.36\,\mathrm{m^2} \tag{6.10}$$

η_{opt} rappresenta l'efficienza ottica del sistema disco-ricevitore solare accoppiato. Per semplicità in questo studio è ritenuto costante e definito come: $\eta_{opt} = \rho_{dish}\phi = 86.48\%$. Dove $\rho_{dish} = 92\%$ rappresenta la riflettività della superficie a specchio del concentratore solare mentre $\phi = 94\%$ è il fattore d'intercettazione del flusso solare concentrato. I valori ipotizzati sono suggeriti da [2].

L'area A_{dish} calcolata corrisponde a un disco di diametro D_{dish}:

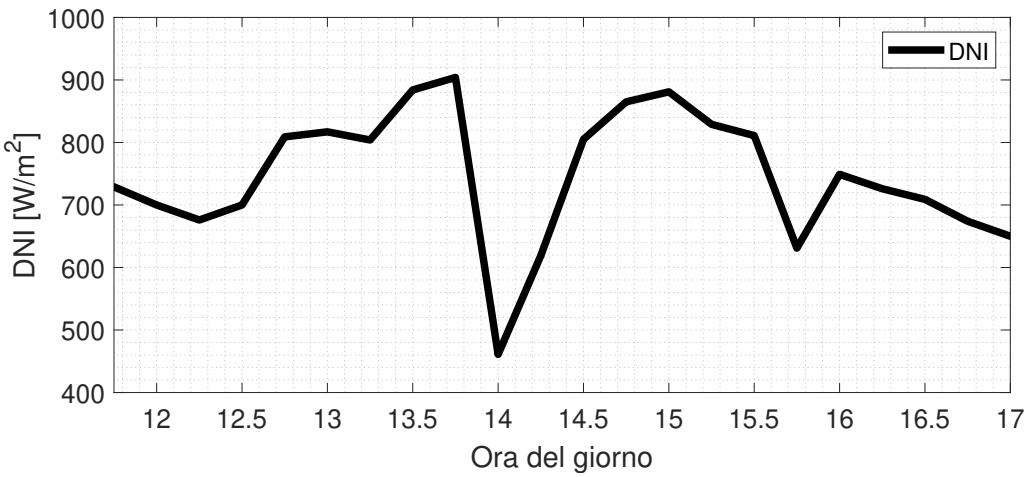

Figura 6.14. Irradianza solare diretta fluttuante $DNI(t)$ misurata presso l'Energy Center di Torino nella giornata dell'8 agosto 2019.

$$D_{dish} = \sqrt{\frac{4A_{dish}}{\pi}} = 10.49\,\mathrm{m} \tag{6.11}$$

Per avere un confronto, il disco solare sito sul tetto dell'Energy Center di Torino ha un diametro di e un'area pari a $4.5\,\mathrm{m}^2$. Secondo il costruttore, in condizioni d'irradianza diretta di $800\,\mathrm{W/m}^2$ il dispositivo concentra una potenza di 3.6 kW. La potenza concentrata richiesta dal ricevitore solare in analisi è pari a:

$$Q_{conc} = DNI_{design} \cdot A_{dish} = 69.1\,\mathrm{kW} \tag{6.12}$$

Per riuscire a concentrare questa potenza equivalente occorrerebbe l'equivalente di 19.2 dischi solari dell'Energy Center.

6.4.3 Condizioni al contorno

In questa sezione vengono presentate le modifiche apportate al modello transitorio del ricevitore solare per integrare una DNI variabile nel tempo.

Dominio dell'assorbitore: superficie frontale del ricevitore

Sulla superficie frontale del ricevitore è stato imposto un flusso radiativo concentrato variabile nel tempo $q_{solar}(t)$ definito come:

$$q_{solar}(t) = \eta_{opt} \frac{Q_{conc}(t)}{A_{front}} \tag{6.13}$$

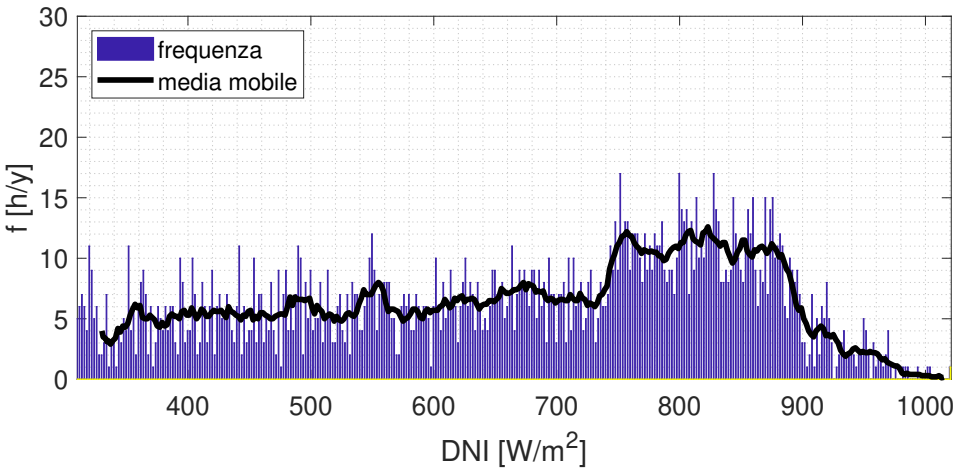

Figura 6.15. Frequenza (espressa in ore all'anno) con cui si registrano i valori di DNI presso l'Energy Center di Torino.

η_{opt} rappresenta l'efficienza ottica del sistema disco-ricevitore solare accoppiato. Q_{conc} rappresenta la potenza solare concentrata dal disco: $Q_{conc} = DNI \cdot A_{dish}$, con A_{dish} area dell'apertura del disco concentratore. A_{front} è l'area della superficie frontale del ricevitore solare:

$$A_{front} = \frac{\pi D_{rec}^2}{4} = 0.1195\,\mathrm{m}^2 \tag{6.14}$$

Altre condizioni al contorno

Tutte le condizioni al contorno non citate rimangono invariate rispetto al modello descritto precedentemente per lo studio in regime transitorio. L'unica modifica apportata è inerente alla temperatura ambiente T_{amb} che è fissata a 25°C.

6.4.4 Definizione dei rendimenti

Si parta dalla scrittura del bilancio di primo principio sul ricevitore solare espresso in termini di potenze in ingresso e uscita dal sistema:

$$Q_{conc} - Q_{losses} = Q_f + Q_{stored} \tag{6.15}$$

Q_{losses} è la perdita totale, somma di tutte le forme di perdite: perdite ottiche, perdite per scambio termico convettivo e perdite per scambio termico radiativo. Le perdite per scambio termico conduttivo non sono considerate perché si possono spesso ritenere trascurabili. Q_{conc} è la potenza concentrata disponibile. $Q_{abs,HTF}$ è la potenza termica utile estratta dall'HTF. Q_{stored} è la potenza accumulata o liberata nel/dal ricevitore solare (in particolare nel/dal PCM).

Dividendo entrambi i lati dell'equazione per lo stesso termine Q_{conc} si ottiene:

$$1 - \frac{Q_{losses}}{Q_{conc}} = \frac{Q_f + Q_{stored}}{Q_{conc}} \tag{6.16}$$

Da qui è possibile definire i seguenti rendimenti:

1. **Rendimento termico *solar to thermal*** η_{s2th}
   Rendimento di conversione da potenza concentrata a potenza termica estratta dall'HTF:
   $$\eta_{s2th} = \frac{Q_f}{Q_{conc}} = \frac{\dot{m}c_{p,f}(T_{out} - T_{in})}{DNI \cdot A_{dish}} \tag{6.17}$$
2. **Rendimento termico *solar to stored*** $\eta_{s2stored}$
   Rendimento di conversione da potenza concentrata a potenza termica accumulata o liberata nel/dal ricevitore:
   $$\eta_{s2stored} = \frac{Q_{stored}}{Q_{conc}} = \frac{\partial E_{stored}/\partial t}{Q_{conc}} \tag{6.18}$$
   $$E_{stored} = E_{stored,PCM} + E_{stored,SiC} + E_{stored,Inconel} \tag{6.19}$$
3. **Rendimento termico netto *solar to thermal*** $\eta^*_{s2thermal}$
   Rendimento di conversione da potenza concentrata a potenza termica globale:
   $$\eta^*_{s2th} = 1 - \frac{Q_{losses}}{Q_{conc}} = \frac{Q_f + Q_{stored}}{Q_{conc}} = \eta_{s2th} + \eta_{s2stored} \tag{6.20}$$

È necessario porre alcune osservazioni circa le quantità appena introdotte. Per definizione $\eta_{s2stored}$ assume il segno della derivata temporale di E_{stored} quindi è positivo durante la fase di carica del ricevitore negativo durante la fase di scarica del ricevitore. In condizioni stazionarie non si accumula energia nel ricevitore quindi $\partial E_{stored}/\partial t = 0$. Ne consegue che $\eta_{s2stored} = 0$.
In conclusione, in condizioni stazionarie:

$$\eta^*_{s2th} = \eta_{s2th} \tag{6.21}$$

Considerando l'intero impianto si può definire il rendimento di conversione da potenza concentrata a potenza elettrica:

$$\eta_{s2el} = \frac{W_{el}}{Q_{conc}} \tag{6.22}$$

In questa sezione si descrivono le equazioni utilizzate per modellare in maniera semplice il funzionamento dei principali componenti di un impianto D-MGT.

L'obiettivo finale è il calcolo della potenza elettrica netta erogata dall'**alternatore** W_{el} è esprimibile come:

$$W_{el} = \eta_o(W_t - \eta_{mecc}W_c) \tag{6.23}$$

Le potenze coinvolte in questa formulazione sono la potenza meccanica all'albero della **microturbina** W_t e la potenza meccanica assorbita dal **compressore** W_c.

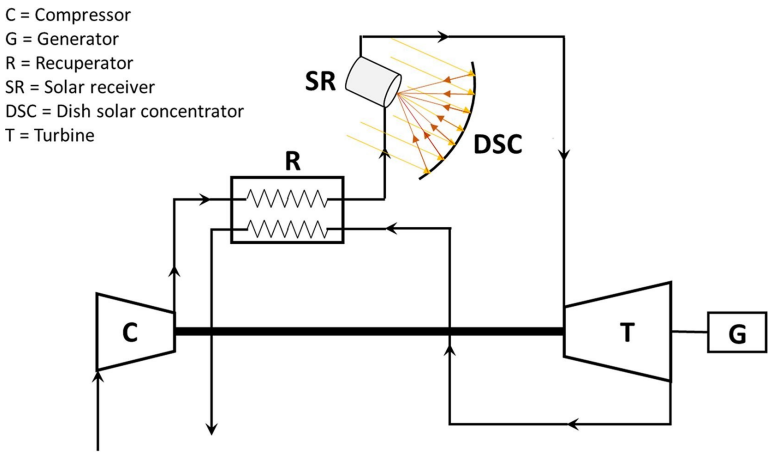

Figura 6.16. Schema di un impianto CSP di tipo D-MGT [13].

$$W_t = \dot{m} \cdot \eta_{is,t} c_p T_4 (1 - \beta_t^{-\frac{k-1}{k}}) \tag{6.24}$$

$$W_c = \dot{m} \cdot \frac{c_p T_1}{\eta_{is,c}} (\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1) \tag{6.25}$$

dove:

- β_t è il rapporto di espansione della turbina: $\beta_t = \eta_{\pi b} \beta_c$.
- β_c è il rapporto di compressione: $\beta_c = 3$.
- T_4 è la temperatura d'ingresso turbina (TIT); corrisponde a T_{out}, uno dei risultati della simulazione CFD del ricevitore.
- T_1 temperatura d'ingresso compressore; corrisponde a T_{amb}.

Le rimanenti grandezze coinvolte nelle formule sopracitate sono riassunte in tabella 6.4.

Simbolo	Significato	Valore	Unità di misura
c_p	Calore specifico dell'aria	1004.5	J/(kgK)
k	Esponente dell'adiabatica dell'aria	1.4	-
β_c	Rapporto di compressione	3	-
$\eta_{is,c}$	Rendimento isoentropico di compressione	79.6	%
$\eta_{is,t}$	Rendimento isoentropico di espansione	81.8	%
$\eta_{\pi b}$	Rendimento pneumatico	93.7	%
η_{mecc}	Rendimento meccanico	85	%
η_o	Rendimento organico	88.2	%

Tabella 6.4. Principali parametri coinvolti nella formulazione del modello dell'impianto [18].

6.4.5 Risultati

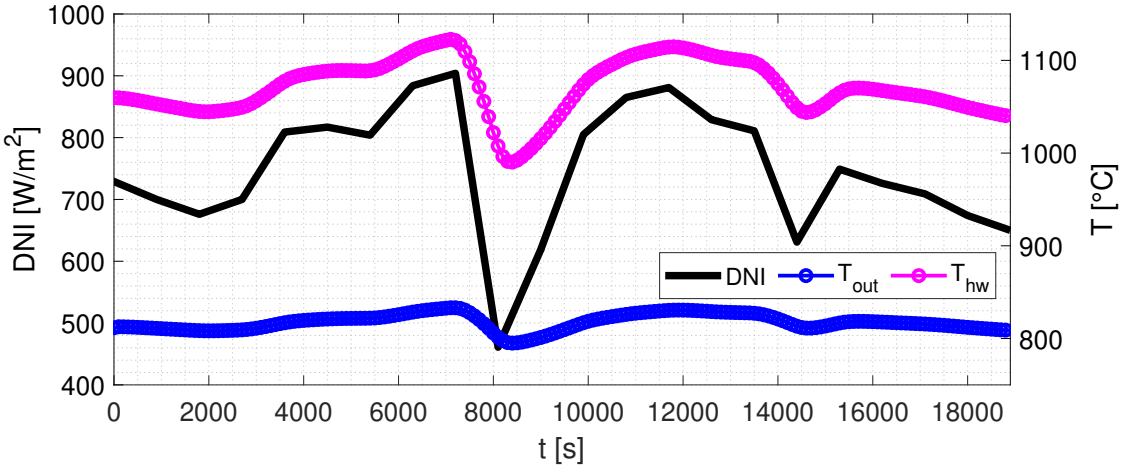

Figura 6.17. Evoluzione della temperatura di uscita dell'HTF dal ricevitore solare T_{out} e temperatura media della cavità T_{hw} durante il transitorio con radiazione solare fluttuante.

Dai risultati ottenuti è possibile trarre alcune considerazioni di carattere fisico sul comportamento del sistema.

In figura 6.17 si può osservare che la temperatura media della cavità T_{hw} evolve nel tempo oscillando in fase con la radiazione solare. Significa che i minimi e i massimi delle due funzioni si realizzano negli stessi istanti di tempo t. Lo sfasamento tra le due evoluzioni temporali è nullo perché la cavità è una superficie direttamente esposta alla radiazione solare quindi risente istantaneamente della variazione del flusso solare concentrato. L'effetto ritardante del PCM non interviene.

Per quanto concerne la temperatura di uscita dell'HTF dal ricevitore T_{out}, si può notare l'effetto di stabilizzazione operato dal PCM. T_{out} è circa costante lungo tutto il transitorio e pari a 818°C. Il minimo (795°C) e il massimo (833°C) sono fuori fase rispetto alla radiazione solare di circa 7 minuti. Lo sfasamento è prodotto dall'effetto ritardante del PCM.

Dalla figura 6.18 si evince che il comportamento di β_l non è dissimile da quello di T_{out}. Picchi e valli della funzione sono sfasati rispetto a quelli di DNI di un tempo compreso tra 7 e 40 minuti. Nella prima fase del transitorio la frazione liquida aumenta perché la radiazione solare aumenta fino a raggiungere un massimo. Durante l'oscillazione di DNI β_l diminuisce. A una riduzione della frazione di liquido del PCM β_l corrisponde una scarica di energia termica che consente la stabilizzazione della temperatura T_{out}. L'andamento di β_l riflette l'andamento dell'energia termica accumulata nel ricevitore solare E_{stored} (figura 6.19) perché circa il 95% di E_{stored} è accumulata nel PCM sotto forma sensibile e, soprattutto, sotto forma latente.

Passando alle potenze coinvolte (figura 6.20), si può notare come $Q_{conc}(t)$ evolva come $DNI(t)$ a meno di A_{dish} come costante di proporzionalità. Q_f è stabile perché il PCM

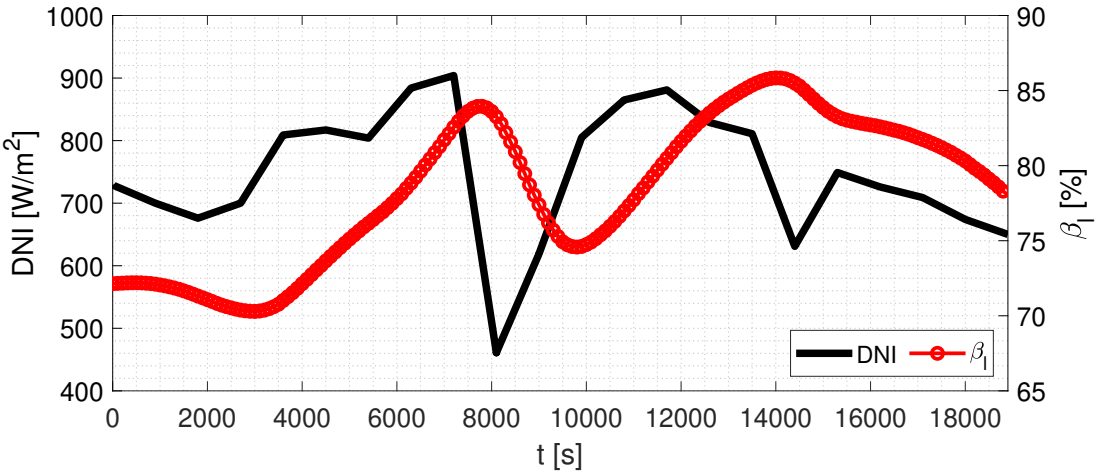

Figura 6.18. Evoluzione della frazione liquida del PCM β_l durante il transitorio con radiazione solare fluttuante.

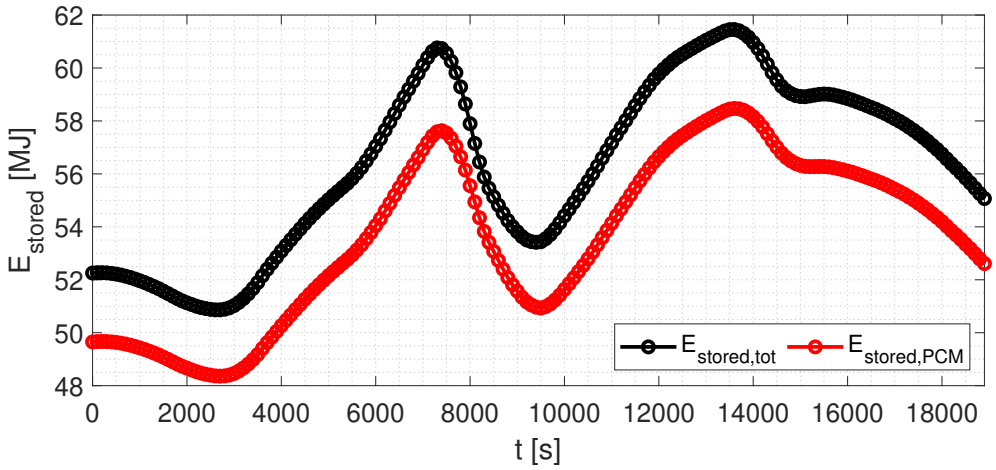

Figura 6.19. Evoluzione dell'energia accumulata nel ricevitore solare E_{stored} durante il transitorio con radiazione solare fluttuante. Si mette in evidenza il contributo di energia accumulata nel PCM $E_{stored,PCM}$

ha un effetto di stabilizzazione di T_{out}. L'effetto finale è che anche la potenza elettrica erogata dall'impianto W_{el} si mantiene costante. Inoltre W_{el} è circa pari al valore nominale di 10 kW nonostante la radiazione solare scenda ampiamente sotto il valore di progetto $DNI_{design} = 800\,\mathrm{W/m^2}$ durante il transitorio.

Si conclude analizzando il comportamento dei rendimenti definiti in sezione 6.4.4.

Per definizione il rendimento $\eta_{s2stored}$ (rendimento di conversione da potenza concentrata a potenza termica accumulata o liberata nel/dal ricevitore) assume il segno di

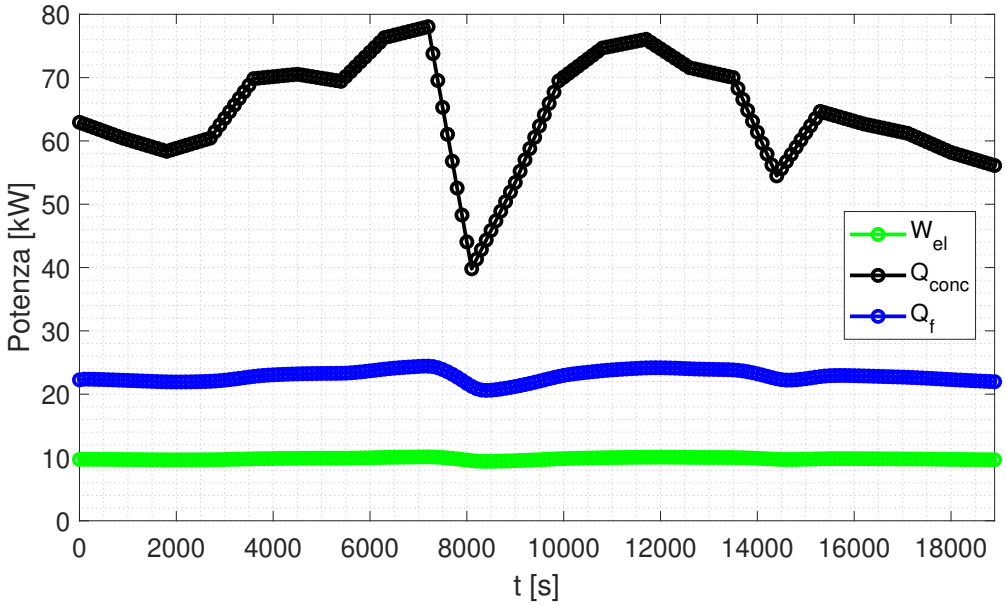

Figura 6.20. Evoluzione durante il transitorio con radiazione solare fluttuante della potenza concentrata dal disco solare Q_{conc}, della potenza termica estratta dall'HTF Q_f e della potenza elettrica netta erogata W_{el}.

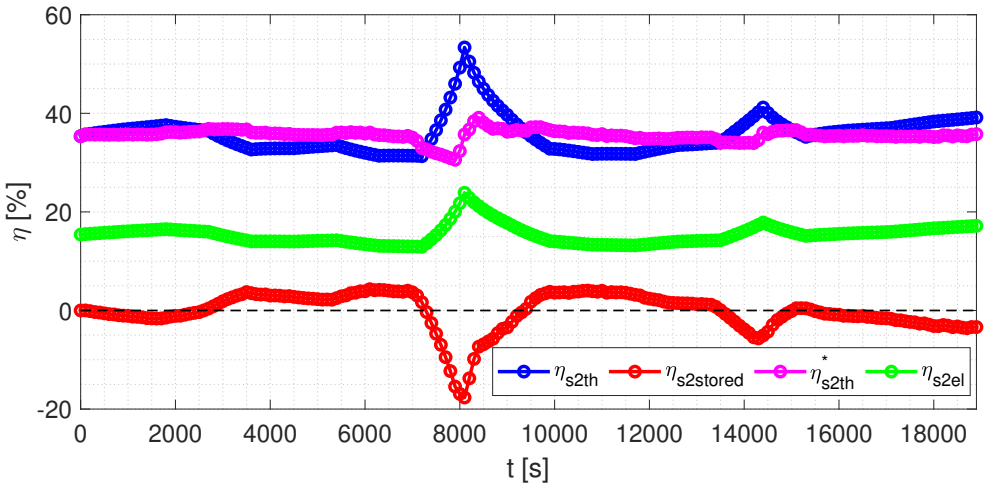

Figura 6.21. Evoluzione dei rendimenti termici del ricevitore solare e del rendimento elettrico dell'impianto D-MGT durante il transitorio con radiazione solare fluttuante.

$\partial E_{stored}/\partial t$. Un $\eta_{s2stored}$ positivo è indice del fatto che si sta accumulando energia termica nel ricevitore mentre un $\eta_{s2stored}$ negativo indica che il ricevitore sta liberando energia

termica. Durante l'oscillazione della radiazione solare che avviene nell'intorno dell'istante di tempo $t = 8100\,\mathrm{s}$, il ricevitore sta operando come se fosse in fase di scarica quindi il rendimento $\eta_{s2stored}$ è negativo. Inoltre qui raggiunge il suo minimo, pari a circa -18%.

Il rendimento η_{s2th} (rendimento di conversione della potenza solare concentrata dal disco in potenza termica estratta dall'HTF) presenta un evidenti picco in corrispondenza dell'intorno dell'istante di tempo $t = 8100\,\mathrm{s}$. L'andamento del rendimento potrebbe apparire anomalo. In realtà si spiega attraverso la fisica del sistema. Al tempo $t = 8100\,\mathrm{s}$ il ricevitore sta producendo pressoché sempre la stessa potenza termica Q_f partendo da una potenza concentrata sensibilmente più bassa rispetto a quella di progetto. Questo è reso possibile dalla potenza termica liberata dal PCM nel processo di solidificazione, che contribuisce a riscaldare l'HTF (infatti in questo frangente $\eta_{s2stored}$ è negativo).

Il rendimento termico netto η^*_{s2th} è definito come la somma di $\eta_{s2stored}$ e η_{s2th} è invece sempre positivo e circa costante. Le oscillazioni nel comportamento di η^*_{s2th} riflettono approssimativamente il comportamento di T_{hw} perché è una grandezza connessa alle perdite totali Q_{losses}: le perdite radiative dipendono dalla quarta potenza della temperatura superficiale mentre le perdite convettive dipendono in maniera lineare dalla temperatura superficiale.

Il comportamento di η_{s2el} (rendimento di conversione della potenza solare concentrata dal disco in potenza elettrica netta erogata dall'impianto D-MGT) è analogo a quello di η_{s2th}. Il loro rapporto è pressoché costante e fisicamente corrisponde al rendimento di conversione del sistema MGT da potenza termica di input dell'HTF in potenza elettrica, indicato come η_{th2el}.

In tabella 6.5 sono riportati i valori minimo e massimo del rendimento *solar to electrical* per l'impianto D-MGT. Gli stessi sono confrontati con il rendimento ricavato dalla letteratura per un impianto analogo che utilizza un ricevitore solare standard [12]. Si può concludere che l'impianto ha un rendimento di conversione globale in linea con i valori attesi.

Rendimento *solar to electrical* η_{s2el}	Valore	Unità di misura
Questo studio	12.9 - 23.9	%
Giostri [12]	19.8	%

Tabella 6.5. Confronto del rendimento *solar to electrical* per l'impianto D-MGT analizzato e i valori disponibili in letteratura [12].

Capitolo 7

Analisi economica

7.1 Definizione di LCOE

In questo capitolo vengono eseguiti alcune valutazioni finalizzate a caratterizzare l'impianto da un punto di vista della convenienza economica. L'obiettivo della metodologia presentata in seguito è il calcolo dell'LCOE (*Levelized Cost of Electricity*). Nell'economia dei sistemi energetici è spesso utilizzato come valore di riferimento per il confronto tra sistemi di diversa natura. Si calcolerà il LCOE di un sistema D-MGT per poi confrontarlo con quello di altre tecnologie già disponibili.

Il LCOE rappresenta il prezzo medio per unità di energia elettrica prodotta a cui deve essere venduta l'energia elettrica stessa per poter raggiungere un NPV (*Net Present Value*) nullo dopo n anni dall'inizio dell'operazione dell'impianto. La sua unità di misura è quindi [€/kWh$_{el}$]. Il LCOE è definito come:

$$LCOE = \frac{costi\ \ totali\ \ sostenuti\ \ durante\ \ la\ \ vita\ \ dell'impianto}{energia\ \ totale\ \ prodotta\ \ durante\ \ la\ \ vita\ \ dell'impianto} \tag{7.1}$$

Dandone una formulazione matematica:

$$LCOE = \frac{C_{tot} + \sum_{t=1}^{n} C_{annual} \cdot (1+i)^{-t}}{\sum_{t=1}^{n} E_{el,t=1} \cdot TF \cdot (1-DR)^{t} \cdot (1+i)^{-t}} \tag{7.2}$$

Il significato delle grandezze introdotte è il seguente:

- C_{tot} è il costo sostenuto come investimento iniziale
- C_{annual} è la somma dei costi sostenuti annualmente
- n è il numero di anni di vita (di operazione) attesi per l'impianto
- $E_{el,t=1}$ è l'energia elettrica prodotta durante il primo anno di operazione dell'impianto (ovvero per $t = 1$)
- TF è il*Tracking Factor* del sistema CSP
- DR è il *Degradation Rate* dell'impianto
- i è il tasso d'interesse

Possiamo riscrivere la formulazione considerando alcune specificità per il sistema considerato. Introduciamo le seguenti ipotesi:

1. I costi annuali C_{annual} corrispondono alla somma di costi di *Operation and Maintenance* $C_{O\&M}$ e i costi del combustibile C_{fuel}. Dato che il dispositivo è pensato in modo da funzionare esclusivamente in modalità *solar-only*, non si consuma combustibile quindi C_{fuel} non sarà considerato.
2. I sistemi CSP con concentratore solare a disco sono dotati di un sistema di tracking a doppio asse che garantisce un efficace inseguimento solare quindi si può ritenere che il TF sia prossimo al 100%.
3. Dato che mancano informazioni circa la degradazione delle prestazioni del sistema nel tempo, calcoliamo il LCOE in riferimento esclusivamente al primo anno di operazione dell'impianto. Equivale ad assumere esclusivamente il primo anno di operazione dell'impianto quando il DR è pari allo 0%.

Sotto le ipotesi elencate il LCOE è calcolabile come [18]:

$$LCOE = \frac{\alpha C_{tot} + C_{O\&M}}{E_{el,y}} \tag{7.3}$$

dove α è il fattore di recupero del capitale, definito come:

$$\alpha = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \tag{7.4}$$

Il costo d'investimento iniziale dell'impianto C_{tot} è riportato a un singolo anno moltiplicandolo per il fattore α. αC_{tot} è detta annualità del costo d'investimento iniziale.

Nelle sezioni successive saranno discusse le metodologie adottate per calcolare il costo d'investimento iniziale C_{tot} e l'energia elettrica prodotta in un anno $E_{el,y}$. I valori assunti dei principali parametri economici coinvolti sono riassunti in tabella 7.1.

Grandezza	Simbolo	Assunzione	Unità di misura
Fattore d'interesse	i	7	%
Tempo di operazione dell'impianto	n	25	anni
Costi di *Operation and Maintenance*	$C_{O\&M}$	5% C_{tot}	€

Tabella 7.1. Assunzioni economiche [18].

7.2 Metodologia per il calcolo del costo d'investimento iniziale

L'approccio adottato in questo studio per il calcolo del costo d'inevstimento iniziale C_{tot} è quello descritto da Iaria [18] basato sulle *cost functions*.

7.2.1 *Cost functions*

Mentre la letteratura in materia di funzioni di costo per impianti turbogas è estesa, pochi studi si sono concentrati sulle microturbine. Nel seguito si utilizzeranno le funzioni di

costo suggerite da Galanti [11]. Lo studio tratta di una casistica simile a quella esaminata in questa tesi. Si tratta di un impianto D-MGT con ricevitore solare tubolare ma privo di PCM. Tutti i costi risultanti sono espressi in euro. Le grandezze coinvolte e i valori utilizzati sono riassunti in tabella 7.2.

Alcune specificità nel calcolo del costo di recuperatore e ricevitore sono discusse rispettivamente in sezione 7.2.5 e 7.2.6.

$$C_{compr} = \sqrt{\frac{R_g}{R_{ref}}} \cdot c_1 \cdot \frac{\dot{m}}{(c_2 - \eta_{pol,c})} \cdot ln(\beta_c) \tag{7.5}$$

$$C_{turb} = \sqrt{\frac{R_g}{R_{ref}}} \cdot t_1 \cdot \frac{\dot{m}}{(t_2 - \eta_{pol,t})} \cdot ln(\beta_t) \tag{7.6}$$

$$C_{recup} = 1.5 \cdot f_m \cdot r_1 \cdot \dot{m}_{cold,in} \cdot (p_{cold,in} \cdot \Delta p)^{-0.5} \cdot \frac{\epsilon}{(1-\epsilon)} \tag{7.7}$$

$$C_{gen} = g_1 (P_{el})^{g_2} \tag{7.8}$$

$$C_{dish} = 260 \cdot A_{dish}^{n_{dish}} \tag{7.9}$$

Parametro	Valore	Unità di misura
c_1	55.8	€
c_2	0.942	-
t_1	376.1	€
t_2	0.903	-
r_1	625.1	€
g_1	18.7	€
g_2	0.95	-
R_g	289.25	J/(kgK)
R_{ref}	289.25	J/(kgK)
n_{dish}	1	-

Tabella 7.2. Parametri coinvolti nelle funzioni di costo [11].

La funzione di costo relativa al ricevitore solare è basata su uno studio condotto da Pioneer Engineering e interpolata da Iaria [18]:

$$C_{rec} = 0.0304 \cdot Q_{rec} \tag{7.10}$$

7.2.2 *Scaling* temporale

Ai risultati delle funzioni di costo viene applicato uno *scaling* temporale. Le funzioni di costo sono state sviluppate in un anno passato mentre il costo dei componenti è necessario all'anno corrente. Per tener conto della variazione del valore della valuta nel tempo si utilizza il CEPCI *Chemical Engineering Plant Cost Index*, indice valido per un ampio

paniere di componenti, inclusi i componenti termici. Lo *scaling* temporale si applica come segue:

$$C_{j,2021} = C_{j,2009} \cdot \frac{CEPCI_{2021}}{CEPCI_{2009}} \tag{7.11}$$

dove $C_{j,2021}$ è il costo del componente j-esimo riferito all'anno d'interesse (2021) e $C_{j,2009}$ è il costo dello stesso componente nell'anno in cui è stata sviluppata la funzione di costo utilizzata (2009) [11].

Anno	CEPCI
2009	521.9
maggio 2021	686.7

Tabella 7.3. CEPCI nell'anno di riferimento e CEPCI attuale [24].

7.2.3 *Scale economy*

Nel calcolo del costo dei componenti non è stato tenuto conto dell'effetto della *scale economy* ovvero dell'effetto che ha il rateo di produzione di un componente sul suo costo: maggiore il quantitativo di componenti prodotti, minore sarà il prezzo di vendita del singolo componente.

7.2.4 Costo d'investimento iniziale

Il costo dei singoli componenti calcolato a questo livello è detto BEC (*Bare Erected Cost*). Il BEC totale dell'impianto può essere ottenuto come somma dei BEC dei singoli componenti:

$$BEC_{tot} = \sum_{j=1}^{N_{comp}} BEC_j = C_{MGT} + C_{rec} + C_{dish} \tag{7.12}$$

Il costo d'inevstimento iniziale C_{tot} è dato dalla somma del BEC totale dell'impianto BEC_{tot} e del costo d'installazione C_{inst}:

$$C_{tot} = BEC_{tot} + C_{inst} \tag{7.13}$$

Si ipotizza che C_{inst} sia pari al 17% del costo di acquisto dei componenti BEC_{tot} [18].

7.2.5 Recuperatore

L'espressione della funzione di costo del recuperatore contiene il coefficiente f_m, detto *material factor*. f_m corregge il costo base tenendo conto del materiale adottato per la produzione di un componente nel caso in cui il componente sia realizzato con un materiale diverso rispetto al caso base. La funzione di costo introdotta precedentemente assume come materiale di base acciaio inossidabile. I valori di f_m da assumere in caso di materiali metallici differenti sono riportati in tabella 7.4. La scelta del materiale è determinata dalla

temperatura alla quale opera un componente. Maggiore è la temperatura di esercizio, maggiore è la resistenza termica richiesta. Naturalmente un materiale di alta qualità è anche più costoso. Per essere conservativi si assumerà che la temperatura di esercizio di un componente sia la più alta misurata. Nel caso del recuperatore la temperatura massima osservata corrisponde a quella d'ingresso del fluido freddo nello scambiatore. Nel peggiore dei casi tale temperatura corrisponde a quella di uscita dal ricevitore solare, pari a circa 800°C. Questa situazione si realizza qualora la turbina debba essere bypassata. Di conseguenza il materiale più adatto è Inconel 625 a cui corrisponde un $f_m = 5.0$.

Materiale	T_{max} [°C]	f_m [-]
Acciaio inossidabile	675	1.0
Super 347	750	1.5
Inconel 625	800	5.0
Haynes 230	850	7.0
Haynes 214	900	9.0

Tabella 7.4. Fattore f_m per vari materiali metallici [11].

7.2.6 Ricevitore solare

Cost function

La funzione di costo relativa al ricevitore solare è basata su uno studio condotto da Pioneer Engineering e interpolata da Iaria [18]. La funzione è valida per ricevitori solari ad aria compressa adatti per essere integrati con dischi solari e microturbine.

$$C_{rec} = 0.0304 \cdot Q_{rec} \tag{7.14}$$

dove Q_{rec} è la potenza termica di input del ricevitore espressa in [W]. Q_{rec} è calcolabile come:

$$Q_{rec} = \eta_{opt} DNI_{design} A_{dish} \tag{7.15}$$

***Cost function* corretta**

È necessario precisare che la funzione citata tiene conto del costo dei materiali e del costo di costruzione del ricevitore. A differenza del ricevitore innovativo in analisi in questo studio, normalmente i ricevitori non integrano un PCM. Di conseguenza la funzione di costo non è adatta a trattare il ricevitore in analisi.

Di qui la necessità di correggere la funzione per tenere conto del costo del PCM. In generale i PCM metallici sono estremamente costosi e il MgSi non fa eccezione. La funzione di costo sottostima ampiamente il costo del ricevitore per cui la si corregge aggiungendo il costo del PCM:

$$C^*_{rec} = C_{rec} + C_{MgSi} \tag{7.16}$$

Non includiamo i costi di SiC e Inconel supponendoli già inclusi in C_{rec}. In ogni caso i costi di SiC e Inconel sarebbero trascurabili rispetto a quello di MgSi, come mostrato in tabella 7.5.

Anche in questo caso non si è tenuto conto della *scale economy* sul costo del PCM.

Materiale	Costo unitario [€/kg]	Costo [€]	Percentuale sul totale [%]
MgSi (44/56)	2,600 [3]	192,810	98.5
Inconel 718	46 [16]	319	0.2
α-SiC	190 [9]	2,623	1.3
Totale		195,760	100

Tabella 7.5. Costo unitario e costo delle parti che compongono il ricevitore solare.

7.3 Metodologia per il calcolo dell'energia elettrica prodotta su base annua

L'energia elettrica prodotta dall'impianto D-MGT in un anno $E_{el,y}$ è calcolabile integrando la potenza elettrica W_{el} su 8760 h.

$$E_{el,y} = \int_{t=0}^{t=8760\,\mathrm{h}} W_{el}(t)\,dt \tag{7.17}$$

$W_{el}(t)$ è la funzione che descrive come evolve la potenza elettrica netta erogata dall'impianto nel corso di un anno.

Dato che non è possibile simulare per un transitorio lungo un anno il comportamento del ricevitore si procede al calcolo di $E_{el,y}$ con un approccio alternativo. Da un punto di vista pratico $E_{el,y}$ si può calcolare calcolando l'energia elettrica prodotta a ogni livello di DNI e sommando i singoli contributi. Ogni contributo è dato dal prodotto tra la frequenza con cui si verifica un certo DNI e la potenza elettrica a esso associata.

$$E_{el,y} = \sum_{DNI} f_{[h/y]} \cdot W_{el} \tag{7.18}$$

Al di sotto di un livello di DNI pari a 600 W/m^2, la radiazione solare è insufficiente a permettere il funzionamento del ricevitore perché non si soddisfano i requisiti di input di potenza termica della turbina.

Sommando i contributi orari di energia elettrica prodotta si ottiene $E_{el,y}$. Il risultato è equivalente ad assumere l'ipotesi di un *Capacity Factor* CF dell'impianto pari a:

$$CF = \frac{E_{el,y}}{W_{el,nom} \cdot 8760\,\mathrm{h/y}} \tag{7.19}$$

7.4 Risultati

7.4.1 Costo d'investimento iniziale

Il grafico 7.1 illustra la ripartizione del costo totale d'investimento C_{tot} per l'impianto D-MGT in due casi:

1. includendo il costo del PCM contenuto nel ricevitore
2. nel caso limite in cui il costo del PCM sia trascurabile

Questo approccio permette di mettere in evidenza il peso del costo del PCM sull'economia globale del sistema.

Sulla base della funzione di costo introdotta, per una potenza termica di input al ricevitore $Q_{rec} = 59.73\,\text{kW}$ risulta un costo del ricevitore pari a $C_{rec} = 1816$ €. Se si tiene anche conto del costo associato al PCM MgSi il costo del ricevitore sale fino a $C^*_{rec} = 194{,}630$ €. In altre parole, il contributo relativo al costo del PCM aumenta il costo totale del ricevitore di almeno un ordine di grandezza.

Sotto l'ipotesi del caso 1. l'elemento che impatta di più su C_{tot} è il ricevitore, che ne costituisce l'84.5%. Nel caso 2. l'elemento che impatta di più su C_{tot} è il disco concentratore, che ne costituisce il 78.7%. L'impatto del ricevitore solare scende al 4.8%.

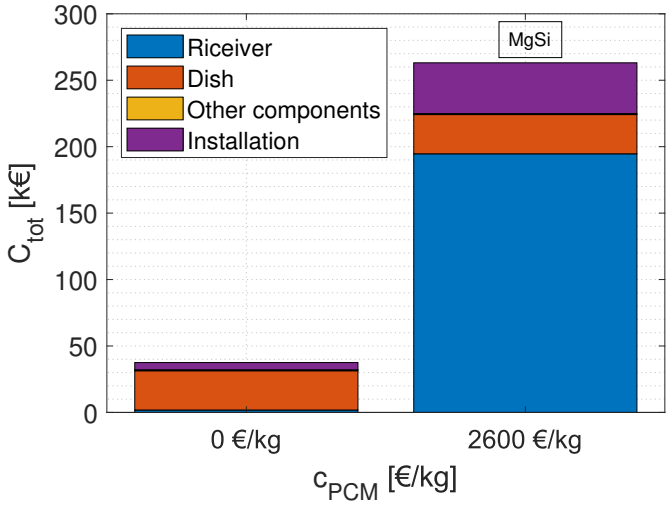

Figura 7.1. Ripartizione del costo totale d'investimento iniziale C_{tot}. A destra: risultati ottenuti considerando il costo reale del PCM MgSi. A sinistra: risultati ottenuti nel caso limite in cui si trascuri il costo del PCM.

7.4.2 Energia elettrica prodotta su base annua

Il calcolo dell'energia dell'energia elettrica prodotta in un anno $E_{el,y}$ è stato ripetuto considerando i dati meteorologici relativi a due località di riferimento distinte:

1. l'Energy Center di Torino

2. una comunità rurale del Lesotho (Africa)

La località 2. è stata suggerita dalla letteratura [27]. E' stata selezionata perché presenta le caratteristiche attese per località per la quale il sistema in oggetto è stato pensato:

- comunità rurale con scarso o nessun accesso alla rete elettrica
- elevati livelli d'irradianza solare diretta lungo tutto l'anno

In figura 7.2 sono mostrate l'irraggiamento solare diretto annuale e la rete elettrica del Lesotho. Si può notare che il Lesotho è caratterizzato da un livello d'irraggiamento solare diretto superiore a quello di Torino e che solo la parte occidentale del Paese è elettrificata.

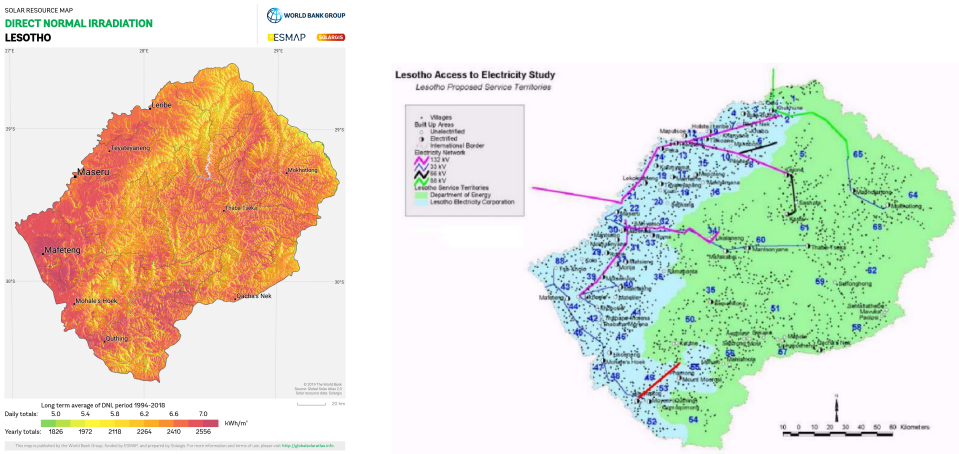

Figura 7.2. Irraggiamento solare diretto annuo [7] e stato dell'elettrificazione in Lesotho [27].

È opportuno evidenziare che (figura 7.3) la comunità rurale del Lesotho presenta livelli di DNI più elevati con una frequenza superiore a quanto accada a Torino. Questa caratteristica meteorologica si riflettono quanto atteso: lo stesso dispositivo installato nella comunità rurale del Lesotho produce più energia elettrica, di conseguenza si raggiungere un CF più elevato (tabella 7.6). Nello specifico, in Lesotho si ottengono un $E_{el,y}$ e un CF superiori del 49% in termini relativi.

Grandezza	Simbolo	Torino	Lesotho	Unità di misura
Energia elettrica prodotta	$E_{el,y}$	14496	21662	kWh_{el}/y
Capacity Factor	CF	16.6	24.7	%

Tabella 7.6. Energia elettrica prodotta in un anno $E_{el,y}$ e *Capacity Factor* CF considerando come località di riferimento l'Energy Center di Torino e una comunità rurale del Lesotho.

7.4.3 LCOE

Riportiamo infine i risultati ottenuti per il LCOE dell'impianto. Il LCOE dell'impianto D-MGT equipaggiato con il ricevitore solare a PCM è pari a 149.2 c€/kWh_{el} e 99.9

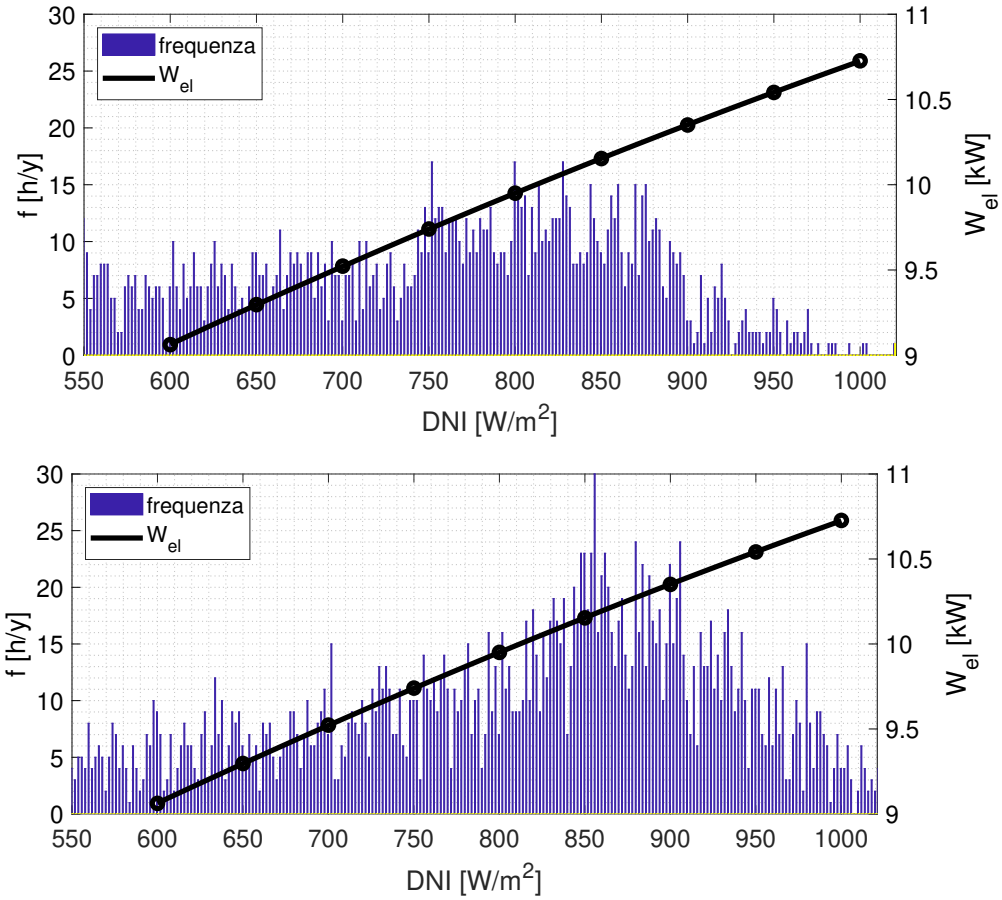

Figura 7.3. Potenza elettrica prodotta dall'impianto D-MGT W_{el} per diversi livelli di DNI e frequenza f (espressa in ore all'anno) con cui si registrano i valori di DNI presso le località selezionate. Sopra: presso l'Energy Center di Torino. Sotto: presso una comunità rurale del Lesotho [7].

c€/kWh$_{el}$, rispettivamente per Torino e per la comunità rurale del Lesotho.

I risultati di LCOE ottenuti per lo stesso sistema sotto l'ipotesi limite di trascurare il costo del PCM sono 35.2 c€/kWh$_{el}$ e 23.5 c€/kWh$_{el}$, rispettivamente per Torino e per la comunità rurale del Lesotho.

Si può calcolare che il LCOE si riduce del 33% passando da Torino alla comunità rurale del Lesotho oppure del 76% escludendo il costo del PCM dall'analisi economica.

In tabella 7.7 sono riassunti i valori di LCOE calcolati in questo studio e gli stessi sono messi a confronto con i risultati ottenuti in studi disponibili in letteratura relativi a tecnologie che competono nello stesso mercato del sistema in oggetto.

Iaria [18] ha eseguito l'ottimizzazione di un impianto D-MGT da 7 kW$_{\mathrm{el}}$ dotato di un ricevitore solare tubolare standard, privo di PCM. Utilizzando Roma come località di

riferimento, si è calcolato un LCOE pari a 22.81 c€/kWh$_{el}$. Il LCOE ottenuto con i dati meteo del Lesotho e nel caso limite di costo del PCM trascurabile, è 23.5 c€/kWh$_{el}$ quindi è compatibile con il LCOE calcolato da Iaria per un ricevitore standard, indice del fatto che l'analisi economica è stata eseguita correttamente. Il valore ottenuto da Iaria è più basso ma lo studio prevedeva un'ottimizzazione dell'impianto. Se la stessa procedura di ottimizzazione fosse applicata anche allo studio in analisi si potrebbe ottenere una ulteriore riduzione del LCOE.

Ragnolo [28] ha calcolato il LCOE per un impianto D-MGT dotato di un ricevitore solare standard ibridizzato con una camera di post-combustione che utilizza gas naturale come combustibile. Utilizzando come località di riferimento Catania e Siviglia, si è calcolato un LCOE pari a 15.3 c€/kWh$_{el}$. Questo valore non tiene conto del costo associato alle emissioni di CO_2 causate dal consumo di combustibile. Il costo sensibilmente più basso è dovuto all'ibridizzazione che consente all'impianto di operare per un numero di ore superiore all'impianto non ibrido. Un CF più alto riduce il LCOE ma per l'impianto in questione è progettato per lavorare esclusivamente in modalità *solar-only*. Non è prevista ibridizzazione perché pensato per essere adottato in comunità rurali prive di accesso alla rete elettrica per cui neppure l'accesso alla rete del gas naturale è garantito.

Nello stesso studio, si calcola il LCOE di un sistema *Dish-Stirling Engine*: 22.4 c€/kWh$_{el}$. Caratteristica dei motori Stirling è la loro flessibilità. Possono operare anche con livelli di DNI bassi ma con una ridotta efficienza.

Studio	Tipo di tecnologia analizzata	LCOE [c€/kWh$_{el}$]
Questo studio	D-MGT con ricevitore a PCM	149.3 - 99.9
	D-MGT con ricevitore a PCM (c_{PCM} trascurabile)	35.2 - 23.5
Iaria [18]	D-MGT ottimizzato con ricevitore standard	22.81
Ragnolo [28]	D-MGT con ricevitore standard ibridizzato con *c.c.*	15.3
	Dish-Stirling Engine System	22.4

Tabella 7.7. Revisione dei LCOE disponibili in letteratura per varie tecnologie CSP che competono nello stesso mercato del sistema D-MGT analizzato in questa tesi ([18], [28]).

Si può concludere evidenziando che il LCOE del sistema in oggetto è troppo elevato per essere competitivo nel mercato in cui dovrebbe inserirsi. La causa principale è l'elevato costo associato al PCM. Nonostante il MgSi non sia tra i PCM metallici più costosi [2], il suo costo unitario è comunque troppo alto (2600 €/kg [3]). L'ottimizzazione dell'impianto può ridurre il LCOE ma non in maniera determinante. Sono necessariamente richieste ulteriori indagini circa i PCM ad alta temperatura compatibili con la tecnologia in esame. Allo stato attuale la letteratura disponibile circa questi PCM è scarsa e le proprietà termofisiche note sono spesso incomplete.

Capitolo 8

Conclusioni

L'obiettivo del lavoro di tesi è stata la modellazione CFD di un ricevitore solare per impianti CSP di tipo D-MGT (*Dish-Micro Gas Turbine*) equipaggiato con un sistema per l'accumulo termico a breve termine basato su un materiale a cambiamento di fase (PCM) ad alta temperatura di fusione.

L'impianto realizza un ciclo Bryton-Joule rigenerativo con aria come HTF e WF finalizzato alla generazione di energia elettrica in aree rurali caratterizzate da un'elevata DNI e prive o con limitato accesso alla rete elettrica.

Il PCM introduce un'inerzia termica aggiuntiva tale da permettere di accomodare fluttuazioni nella DNI per 15-30 minuti. Il calore latente rilasciato dall'accumulo nella transizione di fase liquido-solido del PCM stabilizza la temperatura di uscita dell'HTF. Questo meccanismo mantiene la microturbina al riparo da danni causati da rapide variazioni termiche. Inoltre la potenza elettrica generata rimane pressoché costante per un tempo sufficiente a superare un transitorio nuvoloso.

I PCM che soddisfano i requisiti imposti dal tipo di applicazione sono soprattutto leghe metalliche. Il loro pregio principale è l'elevata conducibilità termica, caratteristica atipica per i PCM. Il PCM considerato in questo studio è stata la miscela eutettica MgSi (44/56 % in peso). MgSi presenta una temperatura di fusione di 946°C, un calore latente di fusione di 757 kJ/kg e una conducibilità termica di 70 W/(mK).

Una trattazione analitica del sistema risulterebbe insoddisfacente quindi si è proceduto alla costruzione di un modello numerico del ricevitore solare. La modellazione è stata eseguita utilizzando il software commerciale FEM COMSOL Multiphysics. Particolare attenzione è stata dedicata nella descrizione delle ipotesi adottate.

Il dominio computazionale scelto corrisponde ad 1/24 della geometria del ricevitore. L'assunzione è legittima sotto l'ipotesi di effetti di galleggiamento in seno al PCM trascurabili e data la sussistenza di contemporanea simmetria di modelli e condizioni al contorno.

Successivamente sono state introdotte le proprietà termofisiche dei materiali che compongono il ricevitore. I materiali utilizzati sono SiC come materiale assorbitore, MgSi come PCM, aria secca come HTF e Inconel 718 per i tubi in cui scorre l'HTF. L'aria è stata trattata come gas ideale. Le restanti proprietà sono assunte omogenee e indipendenti dalla temperatura.

I modelli che sono stati implementati nelle simulazioni sono:

1. modello di scambio termico radiativo tra le superfici della cavità con accoppiamento multifisico al modello di scambio termico
2. modello di trasmissione del calore nell'intero dominio del ricevitore
3. metodo della capacità termica apparente come modello di cambiamento di fase nel solo dominio del PCM con $c_{p,app}(T)$ inizializzata come una funzione costante a tratti
4. modello k-ϵ realizzabile come modello di turbolenza nel solo dominio dell'HTF con standard *wall fuctions* per i profili di velocità e temperatura

Per far sì che il problema sia ben posto dal punto di vista matematico è necessario imporre opportune condizioni al contorno. Sono richieste anche condizioni iniziali per lo studio transitorio.

Appurata l'affidabilità numerica del modello tramite procedure di *mesh independence* e *time convergence*, i risultati ottenuti sono stati confrontati con quelli disponibili in letteratura. Non è stata possibile una vera e propria procedura di validazione perché il ricevitore è allo stato pre-prototipale e non sono disponibili dati sperimentali. Il modello numerico presentato prevede varie semplificazioni rispetto a quello originale e gli errori stimati sono contenuti. Allo stesso tempo, il costo computazionale associato alle simulazioni è minore quindi si può considerare il compromesso come accettabile.

Dall'analisi dei risultati delle simulazioni in regime transitorio è emerso l'effetto di stabilizzazione della temperatura di uscita dell'HTF dal ricevitore.

Il modello numerico sviluppato è stato utilizzato per eseguire uno studio parametrico di alcune grandezze.

Testando AlSb e Mg_2Si come PCM alternativi al MgSi è emerso come offrano prestazioni inferiori dal punto di vista della stabilizzazione della temperatura di uscita dell'HTF e dell'energia immagazzinata. Inoltre MgSi è superiore per ragioni chimico-fisiche ed economiche.

Dallo studio parametrico è emerso che un flusso solare concentrato pari a $300\,\mathrm{kW/m^2}$ è insufficiente a soddisfare i requisiti di funzionamento della MGT.

È stata scelta una giornata con forte fluttuazione di DNI per mettere in evidenza la risposta del sistema a una radiazione solare oscillante. Nonostante la variazione del DNI, l'effetto ritardante del PCM stabilizza la temperatura di uscita dell'HTF dal ricevitore a una temperatura prossima a 820°C. Ne consegue che anche la potenza elettrica erogata è pressoché costante e prossima al valore nominale di $10\,\mathrm{kW_{el}}$. E' stato calcolato un rendimento di conversione *solar-to-electrical* tra il 13% e il 24%. I valori sono in linea con quanto atteso (19.8% [12]).

Utilizzando la metodologia descritta da Iaria [18], è stato calcolato il LCOE.

Il costo d'investimento iniziale dell'impianto è stato determinato a partire dai costi dei singoli componenti. Il prezzo di ciascun componente è calcolato utilizzando le *cost functions*. I costi sono stati attualizzati al 2021 applicando loro uno *scaling* temporale.

L'energia elettrica prodotta in un anno dall'impianto è calcolata usando i dati meteo relativi a due località distinte: l'Energy Center di Torino e una comunità rurale del Lesotho (Africa). Come atteso, in Lesotho si raggiungono livelli di DNI oltre i $800\,\mathrm{W/m^2}$ per un numero di ore all'anno maggiore rispetto a Torino quindi l'energia elettrica prodotta e il *Capacity Factor* sono superiori.

I risultati sono stati confrontati con quelli di altre tecnologie. Dallo studio è emerso che per la comunità rurale del Lesotho risulta un LCOE pari a circa 99.9 c€/kWh$_{el}$. Il LCOE non è accettabile perché troppo alto se confrontato con quello di altre tecnologie in competizione nello stesso mercato. La causa è il contributo del ricevitore che pesa per l'85% sul costo totale d'investimento dell'impianto. Per ridurre il LCOE è necessario intervenire sul costo unitario del PCM che è troppo alto, attestandosi a 2600 €/kg.

In conclusione sono citati alcuni possibili sviluppi futuri dello studio.

Il lavoro di modellazione ha appurato che un ricevitore a PCM è d'interesse da un punto di vista tecnico. Il passo successivo consiste nella costruzione di un prototipo reale. I risultati sperimentali ottenuti potrebbero essere utilizzati per eseguire una vera e propria validazione del modello numerico. La sperimentazione dovrebbe fornire indicazioni circa la compatibilità chimica tra MgSi e il SiC perché, allo stato attuale, questa è garantita solo fino a 1000°C. Si richiede anche una verifica strutturale per accertare che lo spessore dello strato di contenimento sia sufficiente a sostenere le tensioni indotte dalla dilatazione termica del PCM. Inoltre mancano dati sulla degradazione delle proprietà termofisiche del PCM causata dal ciclaggio termico.

Sono richiesti progressi nella ricerca di PCM alternativi, sia per motivi tecnici che economici. Lo studio della fase di carica del ricevitore ha evidenziato una criticità tecnica del dispositivo. Nonostante MgSi abbia una elevata conducibilità termica, il tempo di carica è ancora eccessivamente lungo. Dopo 2 ore dall'inizio della fase di carica, infatti, la frazione di liquido raggiunta è pari solo al 69%, inferiore al 93% raggiungibile in condizioni stazionarie. Sul fronte della convenienza economica del sistema, invece, la ricerca deve essere finalizzata a trovare PCM che offrano prestazioni pari o superiori al MgSi ma con costi decisamente più bassi per ridurre il LCOE dell'impianto. Dall'analisi economica svolta nel caso limite in cui il costo del PCM sia trascurabile è emerso che ridurre il costo del PCM non sarebbe di per sé sufficiente a rendere il sistema competitivo. È necessario mettere in pratica un'ottimizzazione dei parametri di funzionamento dell'impianto. L'ibridizzazione con una camera di post-combustione che utilizzi gas naturale come combustibile non è una soluzione possibile perché l'impianto è pensato per essere utilizzato in aree rurali prive o con limitato accesso alla rete.

Bibliografia

[1] M. A. Bashir and A. Giovannelli. Design optimization of the phase change material integrated solar receiver: A numerical parametric study. *Applied Thermal Engineering*, 160:114008, 2019. ISSN 1359-4311. doi: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114008. URL https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431119306878.

[2] M. A. Bashir, A. Giovannelli, and H. M. Ali. Design of high-temperature solar receiver integrated with short-term thermal storage for dish-micro gas turbine systems. *Solar Energy*, 190:156–166, 2019. ISSN 0038-092X. doi: https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.07.077. URL https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X19307480.

[3] M. A. Bashir, A. Giovannelli, K. P. Amber, M. S. Khan, A. Arshad, and A. M. Daabo. High-temperature phase change materials for short-term thermal energy storage in the solar receiver: Selection and analysis. *Journal of Energy Storage*, 30:101496, 2020. ISSN 2352-152X. doi: https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101496. URL https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352152X19318286.

[4] M. A. Bashir, A. M. Daabo, K. P. Amber, M. S. Khan, A. Arshad, and H. Elahi. Effect of phase change materials on the short-term thermal storage in the solar receiver of dish-micro gas turbine systems: A numerical analysis. *Applied Thermal Engineering*, 195:117179, 2021. ISSN 1359-4311. doi: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117179. URL https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431121006189.

[5] COMSOL Multiphysics. Improving convergence of transient models. URL https://www.comsol.kr/support/knowledgebase/1262.

[6] EUROfusion. Fusion on the sun, 2021. URL https://www.euro-fusion.org/fusion/fusion-on-the-sun/.

[7] European Commission. Photovoltaic geographical information system. URL https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/it/#DR.

[8] European Commission. Final report summary: Omsop (optimised microturbine solar power system), 2018. URL https://cordis.europa.eu/project/id/308952/reporting.

[9] Fastwell. Inconel 718 price per kg. URL https://www.fastwell.in/inconel-718.html.

[10] J. H. Ferziger and M. Peric. *Computational methods for fluid mechanics*. Springer, 2002.

[11] L. Galanti and A. F. Massardo. Micro gas turbine thermodynamic and economic analysis up to 500kwe size. *Applied Energy*, 88(12):4795–4802, 2011. ISSN 0306-2619. doi: https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.06.022. URL https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261911004107.

[12] A. Giostri. Preliminary analysis of solarized micro gas turbine application to csp parabolic dish plants. *Energy Procedia*, 142:768–773, 12 2017. doi: 10.1016/j.egypro.2017.12.124.

[13] A. Giovannelli and M. Bashir. High-temperature cavity receiver integrated with a short-term storage system for solar mgts: Heat transfer enhancement. *Energy procedia*, 126:557–564, 2017. ISSN 1876-6102.

[14] A. Giovannelli and M. A. Bashir. Charge and discharge analyses of a pcm storage system integrated in a high-temperature solar receiver. *Energies*, 10(12), 2017. ISSN 1996-1073. doi: 10.3390/en10121943. URL https://www.mdpi.com/1996-1073/10/12/1943.

[15] A. Giovannelli and M. A. Bashir. Development of a solar cavity receiver with a short-term storage system. *Energy procedia*, 136:258–263, 2017. ISSN 1876-6102.

[16] Goodfellow (Catalogo). Silicon carbide. URL https://www.goodfellow.com/catalogue/GFCat4I.php?ewd_token=0GForT3ad1fSJGl2nXxaQA51SRMLck&n=J41ZFUn6GGwy3vP127lDNRWDZs41Yc&ewd_urlNo=GFCat411&Catite=SI516010&CatSearNum=1.

[17] Hollands. *On the superposition rule for configuration factors*. J. Heat Transfer, 1995.

[18] D. Iaria, H. Nipkey, J. A. Zaili, A. Sayma, and M. Assadi. Development and validation of a thermo-economic model for design optimisation and off-design performance evaluation of a pure solar microturbine. *Energies (Basel)*, 2018.

[19] N. I. Ibrahim, F. A. Al-Sulaiman, S. Rahman, B. S. Yilbas, and A. Z. Sahin. Heat transfer enhancement of phase change materials for thermal energy storage applications: A critical review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74:26–50, 2017. ISSN 1364-0321. doi: https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.169. URL https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032117301739.

[20] IEA. Technology roadmap: Concentrating solar power, 2010. URL https://www.iea.org/reports/technology-roadmap-concentrating-solar-power.

[21] IEA. Net zero by 2050, 2021. URL https://www.iea.org/reports/net-zero-by-2050.

[22] M. Liu, N. Steven Tay, S. Bell, M. Belusko, R. Jacob, G. Will, W. Saman, and F. Bruno. Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53:1411–1432, 2016. ISSN 1364-0321. doi: https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.026. URL https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S136403211500996X.

[23] R. Mancini. Volumetric solar receiver for a parabolic dish and micro-gas turbine system: Design, modelling and validation using multi-objective optimization, 2015.

[24] C. Maxwell. Cost indices. URL https://solargis.com/maps-and-gis-data/download/lesotho.

[25] B. R. Munson. *Munson's fundamentals of fluid mechanics / Philip M. Gerhart, Andrew L. Gerhart, John I. Hochstein*. Wiley, Singapore, 8th ed edition, 2017. ISBN 9781119248989.

[26] M. Perez and R. Perez. A fundamental look at supply side energy reserves for the planet. URL https://www.iea-shc.org/data/sites/1/publications/2015-11-A-Fundamental-Look-at-Supply-Side-Energy-Reserves-for-the-Planet.pdf.

[27] S. Quoilin and M. Orosz. Rural electrification through decentralized concentrating solar power: Technological and socio-economic aspects. 195:199–212, 2013. doi: DOI: http://dx.doi.org/10.13044/j.sdewes.2013.01.0015. URL https://orbi.uliege.be/bitstream/2268/150122/1/JSDEWES_2013.01.0015%20final.pdf.

[28] G. Ragnolo, L. Aichmayer, W. Wang, T. Strand, and B. Laumert. Technoeconomic design of a micro gas-turbine for a solar dish system. *Energy Procedia*, 69:1133–1142, 2015. ISSN 1876-6102. doi: https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.182. URL https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610215004889. International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, SolarPACES 2014.

[29] REN21. Renewables 2021: Global status report, 2021. URL https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2021_Full_Report.pdf.

[30] K. L. S. Paitoonsurikarn. A new correlation for predicting the free convection loss from solar dish concentrating receivers. 2006.

[31] Solargis. Direct normal irradiation map. URL https://1.bp.blogspot.com/-YWDbuz7IEyw/XjcYRq4s8JI/AAAAAAABkyQ/pA1-Gwwinu84xtOJBkC4PQIeVafFK1aHwCLcBGAsYHQ/s1600/Global_Map_of_Direct_Normal_Radiation_01.png.

[32] K. L. . W. Stein. *Concentrating solar power technology. Principles, developments and applications*. Woodhead Publishing, 2012.

[33] S. Toffetti. Modellazione e analisi cfd di un accumulo termico a cambiamento di fase integrato in un ricevitore solare. *tesi di Laurea magistrale*, 2020. URL https://webthesis.biblio.polito.it/16363/.

[34] H. Zirin. Solar constant. encyclopedia britannica, 2012. URL https://www.britannica.com/science/solar-constant.