

POLITECNICO DI MILANO
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica



**SIMULAZIONE E ANALISI TECNO-ECONOMICA
DI CICLI SUPERCRITICI A CO₂ CON ACCUMULO
TERMICO A SALI FUSI PER IMPIANTI SOLARI A
TORRE**

Relatore: Prof. Stefano Campanari
Correlatore: Ing. Marco Binotti

Tesi di Laurea di:
Nicolò Lazzarin Matr. 800765
Fabio Lo Mauro Matr. 799621

Anno Accademico 2013-2014

Ringraziamenti

Giunti alla fine del nostro percorso di studi volevamo dare un grazie speciale al Politecnico di Milano, per questi 5 anni che dopotutto sono passati in un baleno.

Ringraziamenti sentiti vanno al Prof. Campanari e all' Ing. Binotti per averci coinvolto in un lavoro riguardante una tematica così attuale e stimolante. Grazie della vostra disponibilità e al supporto fornitoci durante il percorso di tesi, nonostante i vostri impegni lavorativi e accademici.

Grazie al Moerc, Fede, Gian, Pit, Fra, Brie, Ago, Mazzu, Umbe, Cesbu e Marotta per averci fatto trascorrere meno pesantemente questi anni universitari!

Grazie alle Ceres post esami, che ci hanno sempre portato bene.

Grazie ad Armorgames, Facebook, Instagram, SofII, Achtung die Kurve e tutti gli altri svaghi: nonostante voi siamo riusciti a finire in tempo.

Fabio ringrazia

Chi mi conosce sa che non sono né un oratore, né tanto meno uno scrittore. Scrivere solo di mio pugno dei ringraziamenti sarebbe risultato pesante sia per me sia per voi che ora state leggendo. Per questo motivo ho deciso di prendere spunto dai ringraziamenti scritti su altre tesi per scrivere i miei. Penso sia il giusto metodo che sintetizza l'insegnamento più importante appreso da tutti i miei anni accademici: leggere, ascoltare, pensare, valutare, decidere e agire.

Detto ciò mi piacerebbe ringraziare le persone che più hanno segnato questo primo step della mia vita, è anche merito loro se sono fatto così (nel bene ma anche nel male) ed un grazie mi sembra il minimo contraccambio. Grazie a:

Angela e Serafino, per la continua sponsorizzazione e per avermi sempre sostenuto nelle mie scelte accademiche e non;

Anto, per avermi sempre aiutato in caso di bisogno;

Tutto il resto del parentado, per avermi fatto sentire a casa anche vedendoci una volta l'anno;

Sissi, per avermi migliorato come uomo e per avermi spronato a reagire e a non piangermi addosso nei momenti di difficoltà;

Lazza, per tutto quello detto e fatto in questi anni, per la sua contagiosa voglia di emergere e perché è anche merito suo se questa tesi è stata più gioie che dolori;

Gli Amici, per tutti i momenti passati insieme in questi anni e per aver cercato di ostacolare i miei studi con serate, scommesse del pomeriggio, aperitivi...;

I CC e tutti gli amici "di giù", per avermi fatto conoscere un altro modo di stare in compagnia e per i momenti speciali in vostra presenza;

I Roosters, perché più che una squadra siete veramente come un'altra famiglia e le famiglie vanno sempre ringraziate (e anche sfamate e dissetate, so già di dover portare pizze e birre).

Fabio Lo Mauro

Nicolò ringrazia

Quando si arriva ad un traguardo così importante, capisci che il merito va condiviso con tutte le persone intrinsecamente coinvolte. Ora nel mio caso, le persone che hanno partecipato agli sforzi e alle gioie di questo percorso sono così numerose e importanti, che riassumere un ringraziamento in poche righe è arduo e riduttivo, mentre nominarle tutte impossibile.

Il grazie più sentito e sincero alla mia famiglia, Mauro, Cristina, Alberto, nonni, zii e parenti. Partecipi delle mie mete, difficoltà e fatiche hanno saputo dare un contributo ed un appoggio fondamentale: sarò sempre in debito per tutto quello che hanno fatto per me.

Grazie al socio Loma, con cui avrei volentieri continuato ad oltranza questo lavoro, tra MaGa, Poli, bar e tutti i luoghi disparati in cui si è svolto.

Grazie a tutti i miei compagni di università, con cui ho passato 5 anni di affossini, abbiocchi, soprannomi, SOF e aperitivi; qualsiasi cosa diventava più interessante pur di saltare il massimo numero di ore di lezione.

Grazie ai miei amici d'infanzia, con cui sono contento di aver condiviso gran parte della mia vita. Grazie al pistino, alla piazzetta, all'albergo, alla chiesetta, al garage di Stefan e poi la mansarda; grazie a casa vecchia e nuova di Puppò, alla casa della morte, a casa Porrizzo, al bosco e al bar.

Grazie al Politecnico di Milano per la formazione eccellente e le esperienze internazionali. Grazie agli amici di Barcellona, a quelli di Parigi ed a tutti gli altri.

Grazie agli 11 amici di Castiglione, alla Saxo, a Enrique e le 10 Superbock, ai Bogani, alla struzzo, agli acidoni, al code ed alla saletta.

Grazie a Jackass, Thrasher, MethodMag e Nitro Circus per la motivazione.

Grazie a South Park, ArmorGames, CB01, Forbes e IMDb.

Da non dimenticare sono Patrick Bateman, Spike Jonze, Drugo, F. Underwood, D.Darko, S.Hawking, I Pulp, Q.Tarantino, F.Nietzsche, A. Einstein, i Daft Punk, S.Kubrick, Scott Stevens, Z-Boys, W.Buffet, gli Yuppies, Charlie Kaufman, i Cohen brothers, i VodkaMartini, il Rock& Roll, Andy Warhol e Travis Pastrana.

Ringrazio infine questa pagina di ringraziamenti, che mi ha fatto ripensare a tutte le persone/cose che non ho citato qui.

Volevo terminare con una citazione di W.Churchill: *“Il gin tonic ha salvato più vite inglesi, e menti, che tutti i dottori dell'impero”* – e la mia mente l'ha sicuramente salvata.

Nicolò Lazzarin

Abstract

Reducing the cost of electricity from concentrated solar plants (CSP) is a crucial step for their success. The central tower plants have the potential to significantly reduce their production costs by reaching high operating temperatures and easily coupling with thermal storage systems; the former improves the efficiency of the thermodynamic cycle and the latter ensures the dispatchability of the produced electricity.

The use of high-efficiency thermodynamic cycles is a key point to obtain competitive costs. The aim of the present work was to investigate the coupling by a molten salt circuit between a supercritical CO₂ Brayton cycle with a solar tower similar to Gemasolar's plant. Closed gas cycles can be simpler, more compact, cheaper and with quicker transients compared to steam cycles of water.

To be able to fully exploit the potential of these systems is necessary to operate at temperatures above 700°C. Given that current molten salts are unstable above 590° C, we firstly sought alternative heat transfer fluids. In Chapter 2 we discussed how the KCl-MgCl₂ salt was found to be the most suitable candidate, being cheap, stable at high temperatures, with excellent qualities of heat exchange and environmentally friendly. The KCl-MgCl₂ salt is not currently used because it has a melting temperature of 426°C. In order to obtain the same inlet thermal power with a normal steam cycle operating at 590°C a significant flow of salts is required. This would imply a considerable auxiliary energy consumption and a big disadvantage of the net electrical efficiency. Moreover, a Rankine steam cycle would not be the most suitable candidate having it low regenerators outlet temperatures and low primary heat exchanger inlet temperature compared to the heat source.

Conversely, a closed Brayton cycle gas can better couple with this type of energy source.

The next step was to study the most efficient plant configurations. After careful analysis in Chapter 5, the best choices were the recompression cycle (RCMP), the partial cooling cycle (PC) and the main recompression intercooling cycle (MCI). For each one, the optimal operating temperature, i.e.: the temperature which maximizes the performance of the receiver-power block system, were firstly defined. In fact the higher the operating temperature is, the higher the cycle efficiency is but the lower the receiver thermal efficiency is. The performance of the main variables, such as the flow of salts and of CO₂ as well as the electric power generated, was also analyzed according to the variation of TIT with equal incident heat flux. For each of the three optimal temperatures, the net electric powers was within 27 MW.

The annual performance of the energy plant was characterized by simulating the behaviour of the receiver and of the heat thermal storage under changing of the weather condition. The partial cooling cycle was found to be the best, since it achieved a capacity factor of 70% by having the lowest auxiliary electrical consumption compared to other solutions.

In Chapter 7, the cost items for each component of the system were analyzed in detail in order to evaluate the total investment cost.

The optimal sizing of the thermal storage and heat exchangers was found in order to obtain the best economic performance for each cycle. In Chapter 8, it was demonstrated that the partial cooling cycle, operating at 730°C with a heat storage of about 15 equivalent hours, was the best configuration in terms of higher equivalent hours (6178), with a lower estimated investment (99 M€) and a lower cost of electricity (72.7€/MWh).

The last step, done in Chapter 9, was to dimension each component for this optimum cycle in order to obtain turbomachinery performance more realistic than those used in the literature. The contingencies factor of 100% was applied to deliberately overestimate the costs of the most innovative, and therefore more difficult to estimate, components such as the turbomachinery CO₂, the thermal storage, the heat exchangers and the receiver. Finally, this type of system was assumed to be constructed in the Italian territory (Sicily). Considering a real cycle efficiency of 46,33%, it was possible to highlight how its application in the present context can be particularly advantageous: with a COE of about 150 €/MWh and incentives of 360 €/MWh, the resulted NPV was 310 M€ with a payback time of only 5 years. These final results suggested how this technology is potentially very interesting and promising for future studies and practical applications.

Sommario

La riduzione del costo dell'elettricità prodotta dagli impianti solari a concentrazione (CSP) è un passo cruciale per il loro successo. Tra questi, gli impianti a torre centrale, riuscendo a raggiungere temperature operative elevate, con vantaggi in termini di rendimento del ciclo termodinamico, ed abbinandosi facilmente a sistemi di accumulo di tipo termico, che garantiscono la dispacciabilità della produzione elettrica, hanno la potenzialità di ridurre notevolmente i propri costi di produzione.

L'impiego di cicli termodinamici ad alto rendimento è un elemento chiave per l'ottenimento di costi competitivi. Il lavoro svolto si propone di investigare l'applicazione di cicli Brayton supercritici a CO_2 nella fase di conversione dell'energia termica in elettrica, accoppiati alla torre solare, la medesima dell'impianto Gemasolar, mediante un circuito a sali fusi.

Rispetto ai cicli a vapore d'acqua, i cicli chiusi a gas possono risultare più semplici, compatti, economici e rispondono ai transitori più rapidamente. Per riuscire a sfruttare pienamente le potenzialità di questi sistemi è necessario operare a temperature superiori ai $700\text{ }^\circ\text{C}$. Visto che gli attuali sali fusi diventano instabili sopra i $590\text{ }^\circ\text{C}$, abbiamo innanzitutto ricercato fluidi termovettori alternativi. Nel capitolo 2 abbiamo discusso di come il sale KCl-MgCl_2 sia risultato essere il candidato più idoneo, essendo economico, stabile ad alte temperature, con ottime doti di scambio termico ed environmentally friendly. Attualmente non viene impiegato in quanto possiede una temperatura di solidificazione di $426\text{ }^\circ\text{C}$. In un normale ciclo a vapore operante a $590\text{ }^\circ\text{C}$, implicherebbe una notevole portata di sali per avere la stessa potenza termica entrante nel ciclo, con un ingente consumo energetico degli ausiliari ed una grossa penalizzazione del rendimento elettrico netto. Avendo inoltre un ciclo Rankine a vapore temperature massime di uscita dai rigeneratori e di ingresso allo scambiatore primario piuttosto basse rispetto ai livelli termici di cessione del calore, non sarebbe il candidato più idoneo. Viceversa un ciclo Brayton chiuso a gas può accoppiarsi meglio a questo tipo di fonte energetica.

Passo successivo è stato quello di studiare le configurazioni impiantistiche più efficienti. Dopo un'attenta analisi svolta al capitolo 5, le scelte migliori sono risultate essere il ciclo a ricomprensione semplice (RCMP), il ciclo partial cooling (PC) ed il ciclo con main recompression intercooling (MCI). Per ognuna di esse abbiamo innanzi tutto definito la temperatura operativa ottima, cioè quella che massimizza il rendimento del sistema ricevitore-power block. Infatti, se da un lato l'innalzamento della temperatura provoca un aumento dell'efficienza del ciclo, dall'altro il rendimento termico del ricevitore diminuisce. Si è inoltre analizzato l'andamento delle principali variabili, come portata di sali e di CO₂ generata e potenza elettrica prodotta, al variare della TIT e pari flusso termico incidente. Per le tre temperature ottime si è notato come le potenze elettriche nette fossero simili, a valori dell'ordine dei 27 MW.

Simulando poi il funzionamento del ricevitore e dell'accumulo termico al variare delle condizioni atmosferiche, si è riusciti a caratterizzare il comportamento energetico annuale dell'impianto. Il ciclo partial cooling è risultato essere il migliore, ottenendo un capacity factor del 70%, poiché ha un consumo degli ausiliari minore rispetto alle altre soluzioni.

Abbiamo poi analizzato in dettaglio al capitolo 7 le voci di costo per ogni componente dell'impianto, giungendo così ad un valore di costo di investimento totale. Si è quindi dimensionata la grandezza dell'accumulo termico e degli scambiatori di calore, al fine di ottenere la performance economica ottima per ogni ciclo. Nel Capitolo 8 si dimostra come il ciclo partial cooling, operante a 730°C con un accumulo termico di circa 15 ore equivalenti, risulti essere la configurazione migliore in termini di maggiori ore equivalenti (6178), con una previsione di minore investimento (99 M€) e minore costo dell'elettricità prodotta (72,7 €/MWh).

Ultimo passo, svolto al capitolo 9 è stato quello di dimensionare ogni componente per questo ciclo ottimale, ottenendo valori di prestazione per le turbomacchine più realistici di quelli utilizzati in letteratura. Abbiamo quindi applicato dei fattori di incertezza del 100% per restare più cautelativi nei confronti della parte di costi di investimento più difficili da stimare, relativi a turbomacchine a CO₂, accumulo termico, scambiatori di calore e ricevitore. Ipotizzando infine la costruzione di questa tipologia di impianto sul territorio italiano (Sicilia), con il ciclo ottimo reale ottenuto (n=46,33%), si è potuto evidenziare come la sua applicazione nel contesto attuale possa essere particolarmente vantaggiosa: avendo un COE di circa 150€/MWh, e potendo beneficiare di incentivi di 360 €/MWh, si è ottenuto un valore di NPV di 310 M€ con un pay back time di soli 5 anni. Da questi risultati finali si capisce come questa tecnologia sia potenzialmente promettente e molto interessante per studi futuri ed applicazioni pratiche.

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Radiazione solare	1
1.2	Sfruttamento dell'energia solare	4
1.2.1	Solare fotovoltaico	4
1.2.2	Solare termodinamico	6
1.3	Solare termodinamico a concentrazione	7
1.4	Attuale diffusione della tecnologia CSP e progetti futuri	10
2	Fluidi termovettori e di lavoro	15
2.1	Cicli diretti e cicli indiretti	15
2.2	Considerazioni sul power block	16
2.3	Considerazioni sul fluido del lavoro	17
2.3.1	Effetto di gas reale	19
2.3.2	Considerazioni sulle turbomacchine	23
2.4	Heat transfer fluids	24
2.5	Confronto preliminare HTF	27
2.6	Alternative ai correnti sali fusi	29
2.6.1	Temperatura di solidificazione e tensione di vapore . .	30
2.6.2	Densità	33
2.6.3	Capacità termica	33
2.6.4	Viscosità	34
2.6.5	Conduktività termica	35
2.6.6	Analisi scambio termico	37
2.6.7	Costo dei sali	37
2.6.8	Corrosione	39
2.7	Riepilogo	40
3	Configurazioni e analisi dei cicli	42
3.1	Configurazioni di un ciclo Brayton chiuso s-CO ₂	42
3.1.1	Ciclo Brayton Recuperativo Semplice	43
3.1.2	Ciclo Brayton Recuperativo con Ricompressione	44

3.1.3	Ciclo Brayton Recuperativo con Ricomprensione e Pre-cooling (Partial Cooling)	45
3.1.4	Ciclo Brayton Recuperativo con Ricomprensione MCI (Main-Compression Intercooling)	46
3.2	Analisi termodinamica del Power Block e dello Storage	47
3.2.1	Turbina	47
3.2.2	Compressore	48
3.2.3	Scambiatori di calore	48
3.2.4	Storage	57
3.3	Validazione del modello utilizzato	59
3.4	Riepilogo	60
4	Ricevitore e campo specchi	61
4.1	Campo specchi	61
4.1.1	Shading	62
4.1.2	Coseno	62
4.1.3	Riflettività e Sporramento	63
4.1.4	Blocking	64
4.1.5	Attenuazione atmosferica	65
4.1.6	Spillage	65
4.1.7	Efficienza del campo specchi	66
4.2	Ricevitore	67
4.2.1	Geometria	67
4.2.2	Modello termico	69
4.2.3	Perdite di pressione	78
4.2.4	Calcolo spessore tubi	82
4.3	Riepilogo	83
5	Performance energetiche	85
5.1	Prestazioni del ricevitore	85
5.2	Prestazioni dei cicli	91
5.3	Prestazione del sistema	95
5.4	Riepilogo	96
6	Analisi annuale	98
6.1	Condizioni ambientali	98
6.1.1	Direct Normal Irradiance	98
6.1.2	Temperatura ambiente	98
6.2	Storage	99
6.3	Ausiliari	101
6.3.1	Pompa Ricevitore - Storage	103

6.3.2	Pompa Storage - PCHE	104
6.3.3	Ventilatori	106
6.4	Giorni di riferimento	108
6.5	Interpolazione annuale	109
6.6	Risultati	114
6.7	Riepilogo	117
7	Analisi economica	118
7.1	Costi di investimento	118
7.1.1	Campo eliostati	118
7.1.2	Torre & Ricevitore	125
7.1.3	Storage termico	126
7.1.4	Blocco di potenza	129
7.1.5	Costi Totali	134
7.2	Performance finanziarie	136
7.2.1	Costo dell'elettricità	136
7.2.2	Payback period	137
7.2.3	Net present value	138
7.3	Riepilogo	138
8	Ottimizzazione tecno-economica	139
8.1	Ottimizzazione storage	139
8.1.1	Costi storage	140
8.1.2	Prestazioni energetiche storage	141
8.1.3	Prestazioni economiche storage	142
8.2	Ottimizzazione scambiatori	144
8.2.1	Costi e prestazioni energetiche rigeneratori	144
8.2.2	Prestazioni economiche scambiatori	147
8.3	Riepilogo	149
9	Dimensionamento del ciclo ottimo	150
9.1	Dimensionamento Turbina	152
9.2	Dimensionamento Compressore	156
9.3	Dimensionamento PCHE	159
9.4	Dimensionamento Storage	162
9.5	Performance economiche	163
9.6	Riepilogo	166
10	Conclusioni	167
	Bibliografia	170

Elenco delle figure

1.1	A sinistra una ripresa del Sole (immagine NASA) e a destra una rappresentazione degli strati interni del Sole.	2
1.2	Spettro della radiazione solare e relative zone di assorbimento (immagine www.invocom.com)	3
1.3	Calcolo Air Mass (immagine da www.greenrhinoenergy.com)	4
1.4	Schema della giunzione-PN (immagine da Wikipedia)	5
1.5	Collettori solari a concentrazione (immagine da www.solar-tower.org)	9
1.6	Diffusione delle varie tecnologie CSP nel mondo (immagine da www.greentechmedia.com)	11
2.1	Ciclo diretto vs indiretto	16
2.2	Diagramma del principio degli stati corrispondenti	20
2.3	Ciclo brayton chiuso rigenerativo	21
2.4	Lavoro specifico compressore	22
2.5	Lavoro specifico turbina	22
2.6	Dimensioni turbina per diversi fluidi di lavoro [10]	23
2.7	Principali metalli liquidi e temperature di utilizzo	25
2.8	Solar plant con molten storage salt integrato	26
2.9	Temperature di utilizzo dei principali HTF discussi	26
2.10	Scambio termico all'interno di un tubo	27
2.11	Tensione di vapore in funzione della temperatura per varie classi di sali	32
2.12	Andamento dalla viscosità in funzione della temperatura dei principali sali presi in considerazione	35
2.13	Correlazione della conduttività termica in funzione del peso ionico medio per le diverse famiglie di sali	36
3.1	Esempio di Ciclo Brayton s-CO ₂ recuperativo semplice [6]	43
3.2	Esempio di Ciclo Brayton s-CO ₂ con Ricompressione [6]	44
3.3	Esempio di Ciclo Brayton s-CO ₂ Partial Cooling [6]	46
3.4	Esempio di Ciclo Brayton s-CO ₂ MCI [6]	46

3.5	Sezione frontale del PCHE [29]	54
3.6	Suddivisione in nodi dello scambiatore [10]	55
4.1	Rappresentazione delle principali perdite ottiche in un campo specchi	61
4.2	Coefficienti di shading calcolati per gli eliostati del Gemasolar alle ore 7.00 del 20 Marzo [2]	62
4.3	Rappresentazione schematica delle perdite per il coseno	63
4.4	Coefficienti di perdita per il coseno calcolati per il Gemasolar il 20 Marzo alle ore 7.00 [2]	64
4.5	Coefficienti di perdita per blocking calcolati per il Gemasolar il 20 Marzo alle ore 7.00 [2]	65
4.6	Coefficienti di perdita per attenuazione atmosferica calcolati per il Gemasolar [2]	66
4.7	Coefficienti di perdita per spillage per il Gemasolar il 20 Marzo alle ore 7.00 [2]	67
4.8	Rappresentazione del ricevitore [51]	68
4.9	Bilancio energetico su un volume di controllo	70
4.10	Mappa di irraggiamento per il giorno 21 marzo ore 12:00	71
4.11	Analogia elettrica per lo scambio radiativo	74
4.12	Analogia elettrica per lo scambio termico tra HTF e parete esterna dei tubi	77
4.13	Schema rappresentante l'algoritmo del codice del modello termico	79
4.14	Tipica vita utile di INCOLY 800HT in funzione di stress e temperatura [64]	82
4.15	Master Curve del parametro dello stress in funzione del PLM [64]	83
5.1	Distribuzione del flusso termico sul ricevitore per il giorno 21 marzo alle ore 12.00	86
5.2	Rendimento termico del ricevitore in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche	87
5.3	Portata dei sali nel ricevitore in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche	88
5.4	Distribuzione delle temperature dei sali e a parete per il ciclo partial cooling con TIT=730 °C	89
5.5	Distribuzione delle temperature a parete per il ciclo partial cooling con TIT=730 °C	90
5.6	Rendimento del ciclo in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche	91

5.7	Lavoro utile in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche	92
5.8	Portata di CO_2 in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche	94
5.9	Potenza elettrica netta in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche	94
5.10	Rendimento netto di sistema in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche	96
6.1	Mappa temporale della DNI in Siviglia, Spagna, 2012, dati da [EnergyPlus, 2012]	99
6.2	Mappa temporale della temperatura in Siviglia, Spagna, 2012, dati da [EnergyPlus, 2012]	100
6.3	Logica di controllo dello storage termico	102
6.4	Logica di controllo dello storage termico e del ciclo di potenza al 21 marzo	103
6.5	Potenza elettrica richiesta dalla Pompa dei sali Ricevitore - Storage al variare della portata massica dei sali	105
6.6	Variazione della potenza elettrica richiesta dai ventilatori al variare della temperatura ambiente rispetto al caso con $T_{amb} = 40^\circ C$	107
6.7	Efficienza degli eliostati del Gemasolar calcolata sui tre giorni di riferimento [2]	108
6.8	Efficienza del campo specchi del Gemasolar calcolata da [2]	109
6.9	Rendimento termico del ricevitore del Gemasolar con ΔT costante, accoppiato con ciclo partial cooling, calcolato per le nove mappe solari	111
6.10	Portata massica dei sali nel ricevitore del Gemasolar con ΔT costante, accoppiato con ciclo partial cooling, calcolato per le nove mappe solari	111
6.11	Confronto tra i rendimenti termici del ricevitore del Gemasolar accoppiato con i tre diversi cicli, calcolati per le 3 mappe solari del 21 marzo	113
6.12	Confronto tra le portate dei sali del ricevitore del Gemasolar accoppiato con i tre diversi cicli, calcolati per le 3 mappe solari del 21 marzo.	113
6.13	Mappa temporale dell'output elettrico annuale	116
7.1	Costi specifici degli eliostati	123
7.2	Variazione del costo specifico degli eliostati	124

7.3	Costi specifici di uno storage di 1000 MWh _t per i differenti cicli analizzati	128
7.4	Suddivisione dei costi totali per l'impianto Partial Cooling (1000 MWh _t , $\Delta P/P = 1,5\%$)	135
8.1	Costo dello storage in funzione dell'energia termica accumulata	140
8.2	Variazione del costo specifico in funzione dell'energia accumulata per il ciclo partial cooling	141
8.3	Ore equivalenti e ore defocalizzate in funzione dell'energia termica accumulata	142
8.4	Costo dell'elettricità in funzione dell'energia termica accumulata per le tre configurazioni impiantistiche	143
8.5	Perdite di carico e costi per il PCHE di alta temperatura del ciclo partial cooling	145
8.6	Perdite di carico e costi per il PCHE di bassa temperatura del ciclo partial cooling	145
8.7	Superficie di potenza in funzione delle perdite di carico per il ciclo partial cooling	146
8.8	Superficie di costo degli scambiatori in funzione delle perdite di carico per il ciclo partial cooling	146
8.9	COE al variare delle perdite di pressioni negli scambiatori per il ciclo partial cooling	148
9.1	Configurazione e diagramma T-s del ciclo partial cooling [6]	151
9.2	Efficienza della turbina al variare del numero di giri	153
9.3	Rappresentazione schematica delle dimensioni della turbina generate da AXTUR	155
9.4	Rappresentazione dei triangoli di velocità dei tre stadi della turbina generati da AXTUR	156
9.5	Diagramma di Balje diametro specifico D_s - velocità specifica ω_s per uno stadio di compressore, con curve di iso-rendimento [38].	157
9.6	Confronto tra temperature e pressioni operative di diverse tipologie di scambiatori di calore [29]	159
9.7	Immagini di vari componenti del PCHE [29].	160
9.8	Design serbatoio caldo storage [21]	163
9.9	Suddivisione dei costi totali per l'ipotetico impianto italiano	165
9.10	Andamento dei flussi di cassa per la configurazione nel caso italiano	166

Elenco delle tabelle

1.1	Classificazione delle tipologie di solare termodinamico	8
1.2	Collettori solari a concentrazione (dati da [18])	9
1.3	Lista degli impianti CSP attualmente presenti nei Paesi industrializzati (dati da [8])	13
1.4	Lista degli impianti CSP attualmente presenti nei Paesi in rapido sviluppo (dati da [8])	14
2.1	Temperature e pressioni critiche vari componenti	17
2.2	Rapporto W/Q per diversi gas	19
2.3	Rapporto W/Q vari fluidi	29
2.4	Temperatura di solidificazione per i principali sali candidati . .	31
2.5	Principali caratteristiche fisiche dei sali presi in considerazione	32
2.6	Composizione molare e densità per i principali sali presi in considerazione	33
2.7	Composizione molare e calore specifico per i principali sali presi in considerazione	34
2.8	Conduttività termica alla temperatura corrispondente dei diversi sali presi in considerazione	36
2.9	Parametri di merito per i principali sali presi in considerazione	38
2.10	Costo specifico dei vari elementi presi in considerazione	39
2.11	Riassunto delle proprietà fisico-chimiche per i migliori sali candidati	40
3.1	Confronto tra le proprietà termodinamiche di Caloria HT-43 nelle condizioni operative di Solar One [12] e il sale fuso KCl-MgCl ₂ in condizioni operative molto simili a quelle di questo studio.	58
3.2	Rendimenti dei componenti del ciclo utilizzati nel modello . .	59
3.3	Condizioni operative dei cicli ottimizzati sul rendimento, con TIT di 700°C e raffreddamento ad aria.	60
4.1	Principali grandezze geometriche del ricevitore	69

5.1	Perdite di pressione utilizzate negli scambiatori del ciclo termodinamico	91
5.2	Principali valori operativi dei cicli per la TIT che massimizza il rendimento di sistema	96
6.1	Confronto tra gli storage da 1000 kWh _{th} per l'impianto recompression, main-compreession e partial cooling	100
6.2	Confronto tra il funzionamento alle ore 12.00 del 21 marzo delle Pompe Ricevitore - Storage per l'impianto recompression, main-compreession e partial cooling	104
6.3	Confronto tra il funzionamento delle Pompe Storage - PCHE per l'impianto recompression, main-compreession e partial cooling	105
6.4	Confronto tra il funzionamento dei Ventilatori per l'impianto recompression, main-compreession e partial cooling con $T_{amb} = 40^{\circ}\text{C}$	107
6.5	Assegnazione delle mappe solari rese adimensionali rispetto alla potenza termica totale incidente sul ricevitore alle varie ore dell'anno	109
6.6	Confronto tra il funzionamento annuale dei tre impianti recompression, main-compreession e partial cooling	115
7.1	Stima dei costi diretti degli eliostati [BLS, 2015] [54] [20] . . .	121
7.2	Stima dei costi indiretti degli eliostati [BLS, 2015] [54] [20] . .	122
7.3	Stima dei costi specifici del campo specchi di un impianto simile al Gemasolar ($A_{Elio} = 120 \text{ m}^2$, $V_{Elio} = 2'650 \text{ u}$, $\sigma_{slope} = 2,6 \text{ mrad}$)	123
7.4	Stima dei costi dei diversi materiali dello storage termico [21] [71]	127
7.5	Stima dei costi di un accumulo di 1000 MWh_t	128
7.6	Stima dei costi delle turbomacchine per le diverse configurazioni impiantistiche	131
7.7	Stima dei costi degli scambiatori per le diverse configurazioni impiantistiche	132
7.8	Stima dei costi del sistema Air cooled per le diverse configurazioni impiantistiche [2]	133
7.9	Stima dei costi del generatore e riduttore di giri [74] [53] . . .	134
7.10	Stima dei costi totali per tipologia di impianto con storge e scambiatori non ottimizzati	135

8.1	Principali parametri operativi per le diverse configurazioni impiantistiche con accumulo termico ottimo	144
8.2	Perdite di carico e parametri operativi con scambiatori ottimizzati per le diverse configurazioni impiantistiche	148
9.1	Valori ottimizzati del ciclo partial cooling discussi nel paragrafo 5.3	150
9.2	Punti termodinamici del ciclo Partial Cooling ottimizzato con componenti reali	152
9.3	Prestazioni del ciclo partial cooling ottimo	152
9.4	Geometria della turbina calcolata tramite il software AXTUR	154
9.5	Coefficiente di carico isoentropico e grado di reazione per ogni stadio della turbina calcolati tramite il software AXTUR . . .	155
9.6	Ottimizzazione dei compressori attraverso il diagramma di Balje	158
9.7	Dimensioni approssimate dei tre PCHE: rigeneratore di alta temperatura (HT), rigeneratore di bassa temperatura (LT) e scambiatore CO ₂ - sali	161
9.8	Stima dei costi dello storage termico [21]; [71]	164

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Radiazione solare

Eccetto l'energia delle maree che è provocata dall'attrazione gravitazionale della Luna, la maggior parte delle energie rinnovabili provengono, in forma diretta o indiretta, dal Sole. Il Sole è una stella costituita per il 75% in massa da idrogeno, nel cui nocciolo centrale si sviluppano le reazioni nucleari che sprigionano l'energia sotto forma di radiazioni elettromagnetiche. Il resto del Sole è una crosta isolante e tale energia è trasferita dal nucleo fino alla superficie esterna attraverso processi radiativi e convettivi (figura 1.1).

La temperatura del Sole scende da 14 milioni di gradi a 5775 K, cioè la temperatura sulla superficie solare. La potenza che il Sole irradia in tutto l'Universo è pari a $3,8 \cdot 10^{26}$ W mentre la potenza complessivamente intercettata dalla Terra è pari a $1,75 \cdot 10^{17}$ W, 2 miliardesimi di volte quella emessa dal Sole. Questa differenza è data dalla distanza tra i due corpi e dalla differenza di dimensioni. Si può così definire la costante solare $G_{sc} = 1350$ W m² ovvero la quantità di energia radiante che dal Sole batte perpendicolarmente su un m² di superficie terrestre. Considerando poi che circa il 30% della potenza viene riflessa prima di raggiungere la superficie, la potenza disponibile è di circa 120000 TW di fronte ai circa 16 TW oggi richiesti alle attività umane.

Guardando lo spettro della radiazione solare, si può notare che la distribuzione è molto simile a quello di corpo nero ed è concentrata in 3 fasce principali:

- *Ultravioletto*: $\lambda < 0.38 \mu\text{m}$ (il 6,4% dell'energia totale compresa nello spettro)
- *Visibile*: $0.38 \mu\text{m} < \lambda < 0.78 \mu\text{m}$ (48%)
- *Infrarosso*: $\lambda > 0.78 \mu\text{m}$ (45,6%)

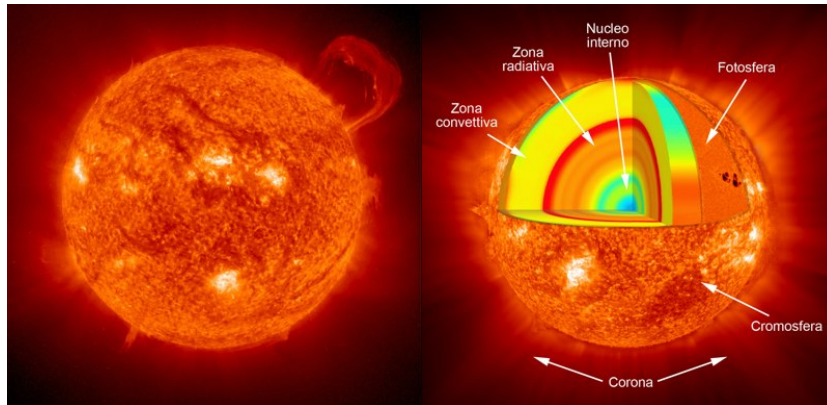


Figura 1.1: A sinistra una ripresa del Sole (immagine NASA) e a destra una rappresentazione degli strati interni del Sole.

La radiazione solare che arriva sulla superficie terrestre, però, differisce dalla radiazione extraterrestre a causa di due fenomeni:

- *Scattering*: è la deviazione della radiazione in tutte le direzioni (diversa quindi dalla riflessione) causata dall'interazione tra i fotoni e le molecole di aria o particolato sospeso nell'atmosfera. È il fenomeno che genera la radiazione diffusa ed è proporzionale alla grandezza del particolato e alla lunghezza d'onda. In particolar modo possiamo identificare due tipologie di scattering:
 - *Rayleigh scattering*: si ha una diffusione isotropica della radiazione e interessa maggiormente le particelle e le molecole di piccole dimensioni e le basse lunghezze d'onda.
 - *Mie scattering*: si ha una diffusione anisotropica e si verifica con particelle e molecole di dimensioni maggiori.
- *Assorbimento*: causato dalla presenza di alcune molecole come O_3 , H_2O , CO_2 che assorbono la radiazione in alcuni specifici intervalli di lunghezza d'onda modificandone, di conseguenza, lo spettro (figura 1.2). La radiazione assorbita viene poi riemessa come infrarosso ed è per questo motivo che la temperatura dell'atmosfera è maggiore di quella dello spazio. Ogni molecola ha in particolar modo la sua banda di assorbimento preferita: l'ozono, per esempio, nel campo degli ultravioletti ($\lambda < 0.29 \mu m$) e l'acqua nell'infrarosso ($\lambda > 0.78 \mu m$, specialmente nell'intorno di 1.0, 1.4 e 1.8 μm); oltre 2.5 μm l'atmosfera è praticamente opaca alla radiazione solare a causa della presenza delle molecole di acqua e di anidride carbonica.

1.2. Radiazione solare

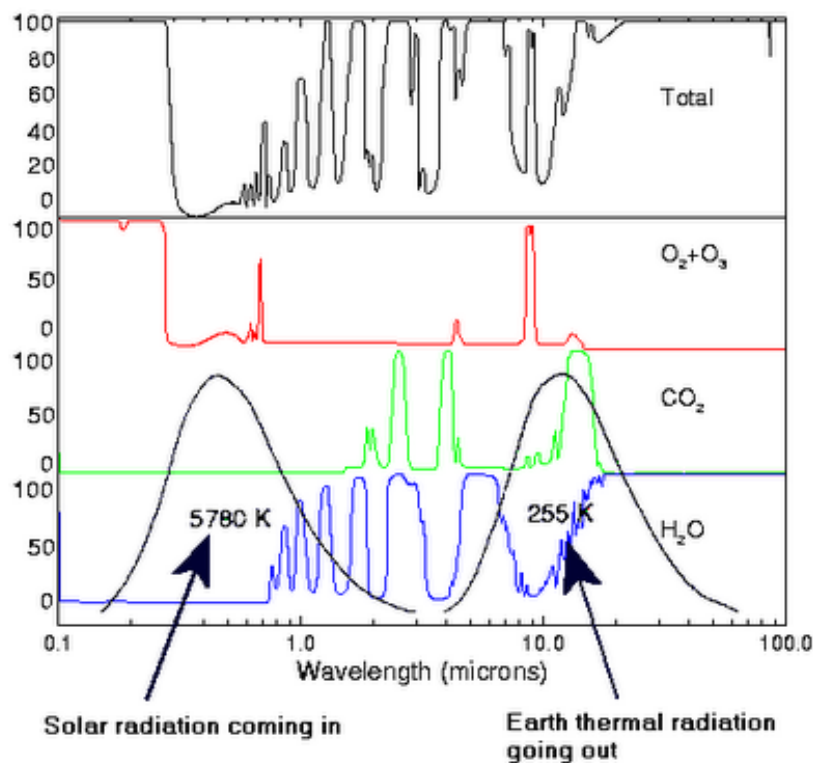


Figura 1.2: Spettro della radiazione solare e relative zone di assorbimento (immagine www.invo.com)

L'insieme di tutti i fenomeni che influiscono sulla radiazione solare causati dalla presenza dell'atmosfera si possono ricollegare ad un parametro detto "air mass" (AM), il quale definisce la lunghezza della radiazione solare che attraversa l'atmosfera. AM, infatti, è il rapporto tra la massa di atmosfera che la radiazione ha attraversato per raggiungere la superficie terrestre e la massa di atmosfera attraversata dalla radiazione se il Sole fosse perpendicolare alla superficie terrestre: $AM = 1$ quando il Sole è perpendicolare al terreno, altrimenti $AM > 1$. Una buona approssimazione per AM è:

$$AM = \frac{1}{\cos(\theta_z)} \quad (1.1)$$

con θ_z = angolo zenitale.

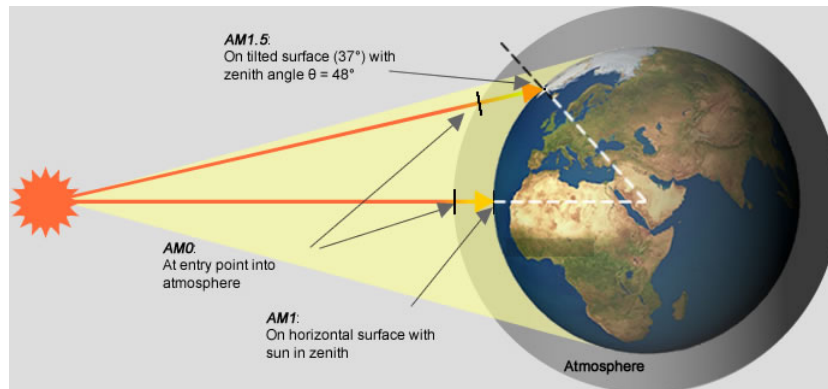


Figura 1.3: Calcolo Air Mass (immagine da www.greenrhinoenergy.com)

1.2 Sfruttamento dell'energia solare

Nel corso degli anni sono stati trovati diversi modi per sfruttare l'energia solare. Esistono gli impianti solari termici capaci di catturare l'energia solare, immagazzinarla e usarla nelle maniere più svariate, in particolare ai fini del riscaldamento dell'acqua corrente in sostituzione delle caldaie alimentate tramite gas naturale. A fianco di questi ci sono gli impianti che convertono l'energia solare in energia elettrica utilizzando principalmente due tecnologie: la conversione fotovoltaica o la conversione termodinamica.

1.2.1 Solare fotovoltaico

La tecnologia fotovoltaica sfrutta l'irradiazione solare diretta e diffusa per la produzione di energia elettrica attraverso l'*effetto fotovoltaico*.

Si considera per semplicità il caso di una convenzionale cella fotovoltaica in silicio cristallino. Di norma l'atomo di silicio ha quattro elettroni nella banda di valenza, che quindi sono resi disponibili per interazioni con altri atomi, sia di silicio sia di altri elementi. All'interno del reticolo cristallino del silicio puro, c'è un forte legame elettrostatico tra due atomi e l'elettrone condiviso. Per spezzare questo legame è necessario fornire un'energia sufficiente a portare l'elettrone ad un livello energetico superiore (banda di conduzione) nel quale ha libertà di muoversi liberamente all'interno del materiale, conducendo elettricità.

Nel silicio si crea così una lacuna positiva che può essere riempita da un altro elettrone. Per generare elettricità è necessario creare una corrente costante di elettroni e di lacune mediante un campo elettrico interno alla cella.

1.2. Sfruttamento dell'energia solare

Il campo si realizza con particolari trattamenti fisici e chimici, creando un eccesso di atomi caricati positivamente in una parte del semiconduttore, ed un eccesso di atomi caricati negativamente nell'altro. In pratica, questa condizione si ottiene immettendo piccole quantità di atomi di boro (carichi positivamente) e di fosforo (carichi negativamente) nel reticolo di silicio, ovvero drogando il semiconduttore. L'attrazione elettrostatica fra le due specie atomiche crea un campo elettrico fisso che dà alla cella la struttura detta "a diodo", in cui il passaggio della corrente, costituita da portatori di carica liberi, per esempio elettroni, è ostacolato in una direzione e facilitato in quella opposta.

Si crea così la giunzione P-N, composta da una zona P carica positivamente, da una zona N carica negativamente e da una zona di separazione come nella figura 1.4.

Affacciando i due strati si attiva un flusso elettronico dalla zona N alla zona P che, raggiunto il punto di equilibrio elettrostatico, determina un eccesso di carica positiva nella zona N, dovuto agli atomi di fosforo con un elettrone in meno, e un eccesso di carica negativa nella zona P, dovuto agli elettroni migrati dalla zona N. Il risultato è un campo elettrico, interno al dispositivo, che separa gli elettroni in eccesso generati dall'assorbimento della luce dalle rispettive buche, spingendoli in direzioni opposte (gli elettroni verso la zona N e le buche verso la zona P) in modo che un circuito esterno possa raccogliere la corrente così generata.

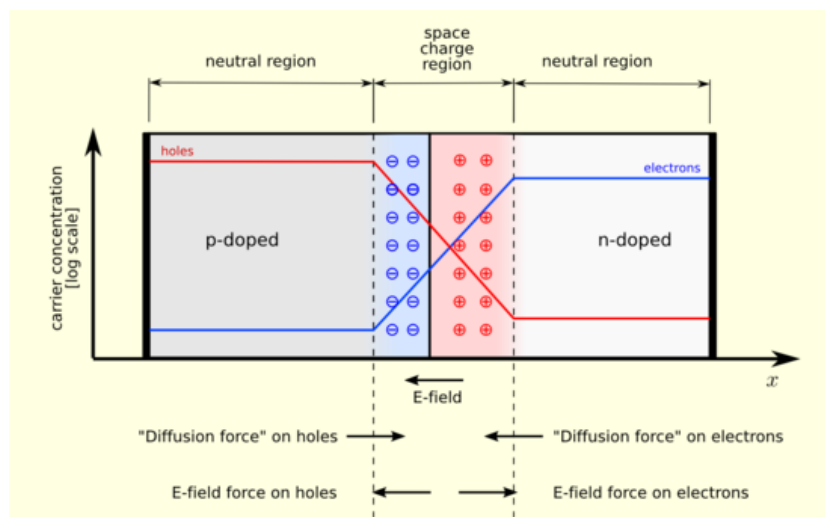


Figura 1.4: Schema della giunzione-PN (immagine da Wikipedia)

Di tutta l'energia che investe la cella solare sotto forma di radiazione luminosa, solo una parte viene convertita in energia elettrica disponibile ai

suoi morsetti. L'efficienza di conversione per celle commerciali al silicio è, in genere, compresa tra il 13% e il 20%, con un limite massimo teorico per il silicio del 29,4% [46], mentre realizzazioni speciali di laboratorio hanno raggiunto valori di poco superiori al 40% [55].

1.2.2 Solare termodinamico

A differenza dei pannelli fotovoltaici, l'obiettivo del solare termodinamico è quello di convertire l'energia solare in energia elettrica riscaldando il fluido di lavoro di un ciclo di potenza. I primi studi ed i primi sviluppi di questa tecnologia sono degli anni '70, dopo la prima crisi petrolifera; poi è ritornata in voga negli ultimi 15-20 anni e presenta diversi vantaggi:

- *Effetto di taglia*: all'aumentare della taglia dell'impianto si ha una riduzione del costo specifico, grazie all'economia di scala, e un aumento di rendimento. Nel fotovoltaico i costi sono proporzionali alla superficie dei moduli e quindi è molto meno sensibile all'economia di scala.
- *Accumulo termico*: è possibile aggiungere un accumulo termico all'impianto di potenza in modo tale da poter disaccoppiare la produzione elettrica dalla disponibilità della fonte solare, quindi anche in presenza di condizioni climatiche meno favorevoli. Ciò permette sia di aumentare le ore equivalenti dell'impianto, e quindi l'energia prodotta a pari potenza installata, sia di aumentare la dispacciabilità dell'energia prodotta, caratteristica spesso mancante negli impianti rinnovabili e molto utile per la rete elettrica.
- *Impianti ibridi*: il solare termodinamico può integrare e supportare un impianto a combustibile fossile vicino; in questo caso si può evitare l'accumulo termico dato che la dispacciabilità è garantita dall'impianto a fonte fossile.

Il più grande svantaggio rispetto alla tecnologia fotovoltaica è costituito principalmente dai maggiori costi d'impianto; la curva di apprendimento dei costi del solare termodinamico è però soltanto all'inizio e ci si aspetta una rapida diminuzione dei costi in un breve periodo, spinta soprattutto dall'economia di scala e dal fatto che si utilizza una tecnologia nota ed affidabile [22].

1.3 Solare termodinamico a concentrazione

Per cercare di innalzare il rendimento di un ciclo termodinamico è innanzitutto fondamentale aumentare la temperatura massima del ciclo. Nel caso di un impianto a fonte solare ciò implica l'aumento la quantità di radiazione assorbita e quindi di calore utile.

L'equazione generale del calore utile Q_u per un collettore piano è:

$$Q_u = A_p[S - U_l(T_p - T_a)] = A_p S - A_p U_l(T_p - T_a) \quad (1.2)$$

In particolar modo le perdite termiche $A_p U_l(T_p - T_a)$ sono direttamente proporzionali a:

- area dell'assorbitore (A_p)
- differenza di temperatura tra la temperatura operativa (T_p) e la temperatura ambiente (T_a)

Per aumentare la temperatura operativa senza innalzare le perdite termiche, l'idea è quella di aumentare l'area di apertura (A_a) utilizzando degli specchi riflettenti lasciando invariata l'area di assorbimento (A_p):

$$Q_u = A_a[S - U_l(T_p - T_a)] = A_a[S - \frac{U_l}{C_r}(T_p - T_a)] \quad (1.3)$$

con $C_r = A_a/A_p =$ *fattore di concentrazione* o *numero di soli*

Il fattore di concentrazione è un parametro molto importante che fornisce un'indicazione su quanto viene amplificata la radiazione solare per merito degli specchi: maggiore è C_r , maggiore è sia la temperatura operativa, sia il rendimento del ciclo conseguente.

Esiste però un limite termodinamico al fattore di concentrazione. Prendendo in considerazione il caso ideale (Sole e assorbitore sono corpi neri e fattori di vista unitari), in un sistema a concentrazione **3D** si possono ricavare le potenze termiche scambiate:

$$Q_{s \rightarrow a} = A_a \sigma T_s^4 \frac{r^2}{R^2} \quad Q_{p \rightarrow s} = A_p \sigma T_p^4 E_p s \quad (1.4)$$

con:

- r = raggio della Terra
- R = distanza Terra-Sole

Il fattore di concentrazione all'equilibrio ($T_s = T_p$, $Q_{s \rightarrow p} = Q_{p \rightarrow s}$) sarà:

$$C_{r,3D} = \frac{A_a}{A_p} = \frac{R^2}{r^2} \approx 45000 \quad (1.5)$$

Passando, invece, ad un sistema a concentrazione **2D**:

$$C_{r,2D} = \frac{R}{r} \approx 212 \quad (1.6)$$

I valori attuali di C_r sono attualmente molto distanti da quelli massimi, motivo per cui c'è ancora molto margine di miglioramento per il futuro.

Una distinzione molto importante tra le varie tipologie di impianti a concentrazione va fatta a seconda del sistema di puntamento il quale può essere puntuale o lineare, continuo o discontinuo. Le 4 tipologie principali sono raffigurate nella tabella 1.1 :

	Puntuale	Lineare
Continuo	Parabolic Dish	Parabolic Trough
Discontinuo	Solar Tower	Linear Fresnel

Tabella 1.1: Classificazione delle tipologie di solare termodinamico

I Linear Fresnel e i Parabolic Trough sono concentratori lineari e necessitano quindi di un sistema di inseguimento monoassiale (vedi figura 1.5); il loro fattore di concentrazione rimane sotto i 100 soli e consentono temperature medie operative al di sotto dei 550 °C (vedi tabella 1.2). I concentratori puntuali, come i Parabolic Dish o i sistemi con ricevitore centrale, hanno un sistema di inseguimento a due assi, possono raggiungere fattori di concentrazione superiori a 1500 soli e temperature superiori a 1500 °C. Per questo motivo, ci si aspetta che i concentratori puntuali raggiungano una maggiore efficienza di conversione energetica secondo Carnot. Attualmente, l'efficienza solar-to-electricity può raggiungere il 13 % per gli impianti LFC, tra l'11 % ed il 16 % per PTC , tra il 12 % e il 25 % per il PDC , e fra il 7 % e il 20 % per la CRS [18].

Per quanto riguarda il costo dell'elettricità, solo gli impianti Parabolic Trough e i Ricevitori Centrali hanno attualmente abbastanza diffusione per poter fornire una stima del range di variazione dei costi. Nella tabella 1.2 si può vedere come il costo dell'elettricità dei PT varia tra 14 c\$/kWh_{el} e 36 c\$/kWh_{el}, mentre negli impianti a torre varia tra 17 c\$/kWh_{el} e 29 c\$/kWh_{el} [18]. Nel medio termine, sono stati identificati una serie di miglioramenti che

1.4. Solare termodinamico a concentrazione

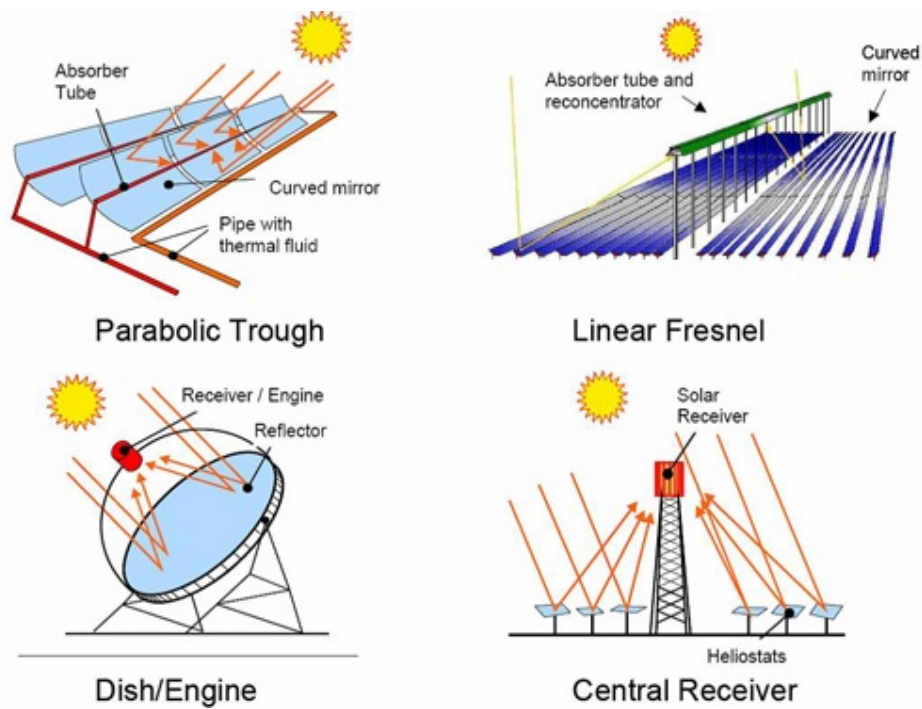


Figura 1.5: Collettori solari a concentrazione (immagine da www.solar-tower.org)

potrebbero portare ad un costo di progetto di $8 \text{ c\$/kWh}_{el}$ per gli impianti con ricevitore a torre entro il 2020 [25]. Ancora più ambizioso è il progetto SunShot lanciato dall' U. S. Department of Energy (DoE) nel 2011, finalizzato alla grid parity per i CSP, con un costo dell'elettricità di $5\text{-}6 \text{ c\$/kWh}_{el}$ senza sussidi [37].

Tabella 1.2: Collettori solari a concentrazione (dati da [18])

Collettore	Fattore Conc. [-]	Temp operativa [°C]	$\eta_{solar-to-elec}$ [%]	LEC [c\\$/kWh _{el}]
Linear Fresnel	10-40	60-500	13	-
Parabolic trough	10-85	60-550	11-16	14-36
Parabolic Dish	600-2000	100-1500	12-25	-
Central tower	300-1500	150-2000	7-20	17-29

1.4 Attuale diffusione della tecnologia CSP e progetti futuri

Attualmente sono stati costruiti in tutto il mondo all'incirca una trentina di campi specchi tra tutte le tipologie di eliostati in circolazione. Questi campi devono essere divisi in due categorie principali: quelli a fini *sperimentali* e quelli a fini *commerciali*.

La costruzione di campi eliostati sperimentali risale agli anni settanta ed agli inizi degli anni ottanta, e agli albori l'obiettivo era di realizzare fornaci solari come ad Odeillo, Francia (1970) o come a Tashkent, Uzbekistan (1976), capaci di raggiungere temperature dell'ordine dei 3000°C. Successivamente, altri campi eliostati furono costruiti per studiare diversi tipi di ricevitore multiplo: il CRTF ad Albuquerque, USA (1978), the SSPS-CRS ad Almeria, Spagna (1981), il progetto Sunshine a Nio, Giappone (1981), la torre Thémis a Targassonne, Francia (1982), ed il CESA-1 ad Almeria, Spagna (1983). Negli anni novanta ci fu un rallentamento nella ricerca, venne realizzato solo il WIS, Israele (1992) e bisogna attendere fino al 2005 per nuovi impianti sperimentali, uno edificato all'università di Hoai, Cina (2005) ed il NSEC, Australia (2005 e 2011). In aggiunta a questi campi eliostati, furono commissionati alcuni impianti pilota: Eurelios ad Adrano, Italia (1981), Solar One e Two a Barstow, USA (1982 e 1996), SPP-5 in Ucraina (1986), e più recentemente l'impianto Jülich in Germania (2008) ed il SEDC nel deserto del Negev, Israele (2008).

Per quanto riguarda i campi eliostati per fini commerciali, il primo impianto a torre ha iniziato ad essere operativo nel 2007 a Sanlúcar la Mayor, Spagna (PS10), dopo un periodo di stallo negli anni novanta e nei primi anni duemila per tutto il settore del solare a concentrazione in generale. Successivamente il trend è cambiato, aiutato soprattutto dai forti incentivi per l'elettricità prodotta da solare termodinamico. Sono state così commissionati diversi impianti commerciali che possono essere divisi in tre gruppi a seconda della taglia:

- gli impianti di *piccola taglia* ($< 10000\text{m}^2$) come AORA a Samar, Israele (2009) o Solastor a Lake Cargelligo, Australia (2011) sono progettati per fornire elettricità e/o calore a piccole comunità;
- gli impianti di *media taglia* ($10000 - 100000\text{m}^2$) come il Sierra SunTower a Lancaster, USA (2009) o il generatore di vapore per l'estrazione di petrolio a Coalinga, USA (2011) dimostrano di poter essere una soluzione adattabile alle necessità delle industrie locali (vapore, calore in generale e generazione di potenze inferiori ai 10MW_{el});

1.4. Attuale diffusione della tecnologia CSP e progetti futuri

- gli impianti di *grossa taglia* ($> 100000\text{m}^2$) come PS20 e Gemasolar in Spagna (2009 e 2011), e Ivanpah in California (2013) stanno aprendo la strada a campi eliostati sempre più estesi, con aree di oltre 1000000m^2 .

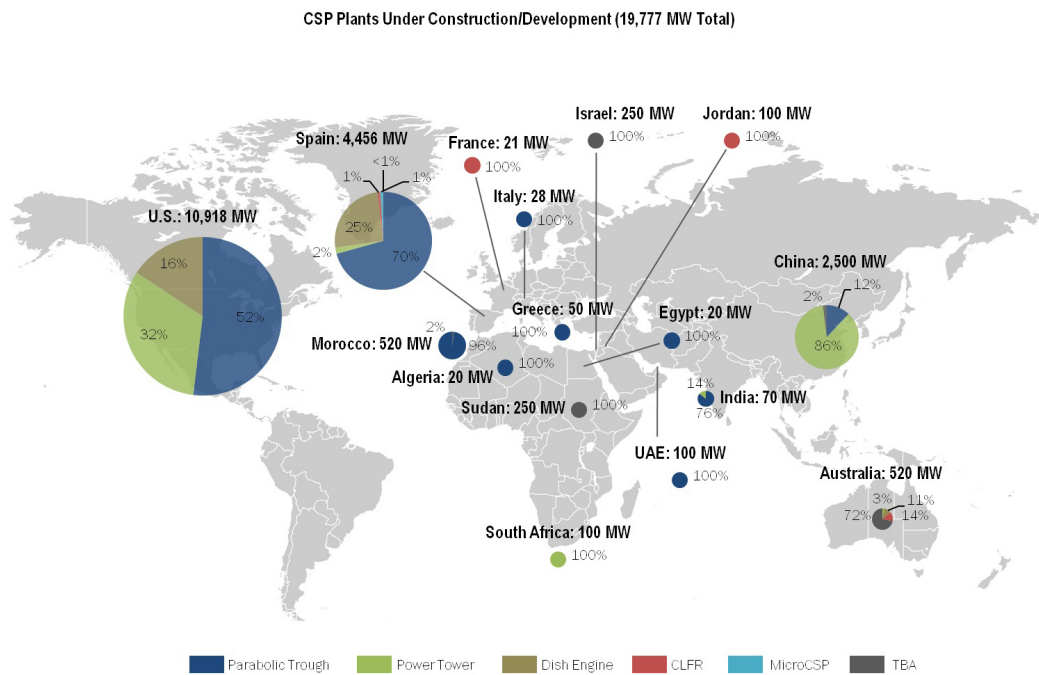


Figura 1.6: Diffusione delle varie tecnologie CSP nel mondo (immagine da www.greentechmedia.com)

Dando uno sguardo alla mappa mondiale dei campi eliostati costruiti ad ora (figura 1.6), molti di essi sono localizzati in nazioni sviluppate, in particolare in alcune regioni con un alto potenziale di radiazione diretta del sole. Il Sud della Spagna, gli USA occidentali e l'Australia centro-orientale presentano già impianti funzionanti mentre altre zone, come Africa, Cile, Nord del Brasile, Australia occidentale e Mongolia, non hanno ancora sfruttato a pieno il loro alto potenziale. Di seguito è riportata una lista degli impianti CSP attualmente presenti nel mondo.

Rispetto ad altre tecnologie di produzione elettrica da fonte rinnovabile come l'eolico e il fotovoltaico, il solare termodinamico sta per ora trovando una certa difficoltà a penetrare nel sistema energetico mondiale principalmente per tre motivi:

1. Periodi più lunghi di progettazione e costruzione
2. Maggiori costi d'investimento e O&M

3. Ritardi nello curva di apprendimento della tecnologia

Bisogna poi fare una distinzione tra lo sviluppo del solare termodinamico tra i paesi industrializzati e non:

- nelle *nazioni industrializzate*, nelle quali l'eolico e il fotovoltaico sono già molto sviluppati, l'STE giocherà un ruolo importante quando gli impianti convenzionali verranno gradualmente chiusi. Le tecnologie rinnovabili non dispacciabili contribuiscono ora come ora soltanto alla salvaguardia dei combustibili fossili, diminuendo l'utilizzo degli impianti convenzionali e dei rinnovabili dispacciabili in situazione di sovrapproduzione energetica. Nella tabella 1.3 sono riportati gli impianti CSP presenti in queste nazioni.
- nelle *nazioni in rapido sviluppo* è necessario un forte incremento nella produzione energetica (2-3 volte nei prossimi 10-20 anni). Questa quota non può essere coperta soltanto da tecnologie non dipacciabili, è necessario integrare una quota di potenza di scorta e cicli combinati. In questo contesto gli impianti STE possono essere già considerati un'opzione competitiva, con la possibilità di storage termico e di ibridizzazione, porteranno maggiori vantaggi, assieme al loro impatto macroeconomico. Nella tabella 1.4 vi è una lista dei progetti CSP già completati e di quelli in fase di sviluppo.

1.4. Attuale diffusione della tecnologia CSP e progetti futuri

Tabella 1.3: Lista degli impianti CSP attualmente presenti nei Paesi industrializzati (dati da [8])

Nazione	Situazione CSP
Spagna	Sono stati completati gli ultimi 7 impianti approvati nel 2013 (350MW) fino ad una potenza totale di 2304MW. Per la maggiore si tratta di Parabolic Trough, il 40% con storage termico, il 60% senza.
Italia	È in funzione l'impianto Parabolic Trough Archimede da 5MW a Siracusa. Altri 3 impianti sono in fase di approvazione (55MW, 50MW e 12MW) e altri impianti sono in fase di promozione per un totale di 150MW.
Francia	2 impianti Fresnel da 10MW pronti per la costruzione.
USA	Completati gli impianti Solana (280 MW, PT), Ivanpah (390 MW, T) e la prima fase di Genesis (125 MW, PT) nel 2013. La potenza attualmente installata è di 1325 MW ma a breve saranno completati Crescent Dunes (110 MW, T), Mojave (280 MW, PT) e la seconda fase di Genesis (125 MW, PT). Ci sono più di altri 20 progetti in promozione o nella prima fase di sviluppo ma solo pochi di essi avranno possibilità di essere costruiti in futuro. Per esempio l'impianto Palen (2 x 250 MW, Tower) è sotto analisi ambientale e ci sono proteste dalle tribù indigene presenti nel sito, mentre l'impianto Rice (150 MW, Tower) sta negoziando con vari enti dello stato della California.
Israele	2 impianti (110 MW, PT e Tower) in prima fase di costruzione mentre alcune centinaia di [MW] sono in fase di promozione.
Australia	Quasi completato ISCoalPlant in Kogan Creek (44 MW, F). Il progetto Solar Dawn (250 MW, F) non ha ricevuto il supporto finanziario ed è stato ritirato.

Tabella 1.4: Lista degli impianti CSP attualmente presenti nei Paesi in rapido sviluppo (dati da [8])

Nazione	Situazione CSP
Paesi arabi	Potenza totale in uso pari a 165 MW. E' stato completato Shams I (100 MW, PT) ed è in fase di costruzione Noor I (160 MW, PT), Noor II (200 MW, PT) e Noor III (100 MW, Tower) a Ouarzate (Marocco). Al Shagaya (50 MW, PT) con storage e dry cooling è stato recentemente premiato in Kuwait. In Arabia Saudita ci sono progetti ambiziosi, si vuole arrivare a 25 GW entro il 2032.
Sud Africa	In costruzione 200 MW (150 PT e 50 Tower) e in fase di approvazione altri 100 (50 PT, 50 Tower). Ci sono ottime possibilità di innalzare l'obiettivo del 2020 di 1100 MW con tecnologia STE a 3300 MW.
India	Completati Godawari (50 MW, PT) e Reliance (100 MW, Fresnel). Megha (50 MW, PT) quasi completato. altri 4 impianti molto probabilmente non saranno completati per ragioni economiche.
Cina	Escludendo alcuni impianti dimostrativi, l'unico vero risultato è il completamento della prima fase (10 MW, Tower) di Delingha (50 MW). Molti altri sono a rischio per ragioni economiche.
Cile	Il primo impianto da 110 MW a torre è da poco stato inaugurato.

Capitolo 2

Fluidi termovettori e di lavoro

In questa sezione si parlerà dei principali fluidi termovettori e dei fluidi di lavoro: si farà una stima delle proprietà caratteristiche, evidenziandone pregi e difetti. Ci si soffermerà principalmente sulle doti di scambio termico, sugli effetti di gas reale e le implicazioni nel blocco di potenza. Con le informazioni fornite si giungerà infine alla motivazione della scelta dei nostri candidati. Nella seconda parte si analizzerà più nel dettaglio la possibilità di utilizzo di sali di nuova generazione, considerando i parametri fondamentali di funzionamento. La scelta di questi è cruciale, in quanto solamente attraverso il loro impiego si potrà innalzare la temperatura del ciclo, in quanto gli odierni solar salts raggiungono temperature dell'ordine dei 580 °C.

2.1 Cicli diretti e cicli indiretti

Negli impianti a concentrazione solare il fluido termovettore asporta energia dal campo specchi e la trasferisce al blocco di potenza, dove è quindi convertita in elettricità. Parte di questa energia può essere stoccata nel sistema di accumulo termico, in modo di disaccoppiare la radiazione solare dalla produzione di potenza, con il vantaggio per la dispacciabilità dell'elettricità. La prima suddivisione che si può fare a livello impiantistica è la seguente:

- **Ciclo diretto:** il fluido termovettore che asporta calore dai tubi del ricevitore è usato direttamente in turbina per produrre potenza, e coincide quindi con il fluido di lavoro del ciclo termodinamico. Esempio per eccellenza è quando l'acqua è evaporata e surriscaldata all'interno dei tubi del ricevitore, per poi espandere direttamente in una turbina a vapore e produrre energia: il sistema in esame è definito come Direct Steam Generation (DSG). Altre configurazioni dirette prevedono l'u-

utilizzo di gas compressi, riscaldati nel ricevitore e poi espansi in una turbina a gas.

- **Ciclo indiretto:** è la configurazione più comune utilizzata negli impianti commerciali e in questo caso il fluido di lavoro non coincide con il fluido termovettore. L'HTF scorre all'interno dei tubi del ricevitore e il calore assorbito è trasferito tramite uno scambiatore intermedio al fluido di lavoro, disaccoppiando così scambio termico al ricevitore, e produzione di energia elettrica nel blocco di potenza.

La figura 2.1 chiarisce graficamente le differenze tra i due schemi di impianto.

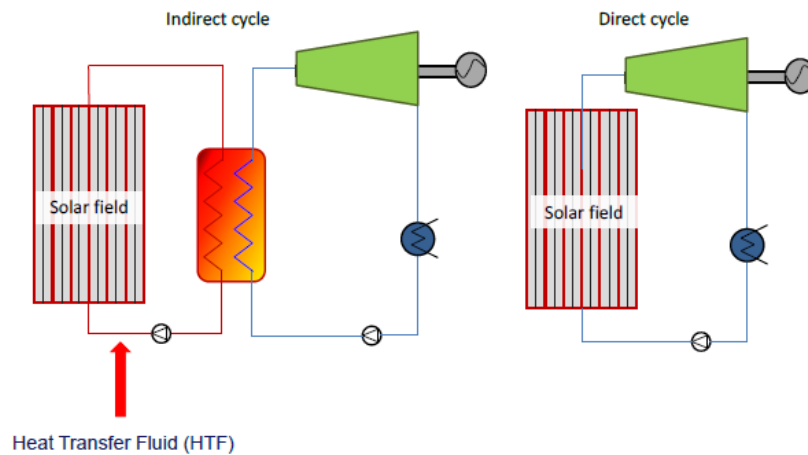


Figura 2.1: Ciclo diretto vs indiretto

2.2 Considerazioni sul power block

La riduzione del costo dell'elettricità prodotta dagli impianti solari a concentrazione è un obiettivo cruciale per il loro successo futuro. A parità di potenza elettrica, utilizzare un ciclo con efficienza maggiore comporta la diminuzione delle dimensioni di ricevitore e campo specchi, componenti principali dei costi totali di impianto. In confronto ai cicli a vapore, i cicli a gas sono generalmente più semplici, compatti, meno costosi e hanno un periodo di costruzione più limitato, riducendo così gli interessi durante questo periodo. Nel nostro lavoro ci siamo focalizzati su cicli chiusi a gas, perché rispetto a cicli aperti presentano i seguenti vantaggi [32]:

2.3. Considerazioni sul fluido del lavoro

- Il fluido di lavoro può essere scelto a piacere
- La pressione minima è libera, e non vincolata ad essere la pressione ambiente
- E' possibile utilizzare qualsiasi sorgente di calore
- Essendo il fluido di lavoro più pulito, si possono progettare scambiatori di calore avanzati, riuscendo a sfruttare grazie ai primi due punti coefficienti di scambio particolarmente favorevoli

2.3 Considerazioni sul fluido del lavoro

Il fluido di lavoro più utilizzato nei cicli chiusi è sicuramente l'elio [10]. Tuttavia per ottenere efficienze del 40-45 %, servono temperature dell'ordine dei 900 °C, sicuramente troppo elevate in quanto si presentano notevoli problemi a livello strutturali e di resistenza dei materiali. Un ciclo termodinamico capace di raggiungere alte efficienze nei range di temperatura da 500 °C a 800 °C dovrebbe essere l'obiettivo primario della ricerca in questo campo.

Sono state analizzate molte alternative all'utilizzo dell'elio, principalmente fluidi organici – idrocarburi e cloro-fluorocarburi – con temperature critiche nell'intorno di 30 °C. Tuttavia per il pericolo di infiammabilità, instabilità, corrosione, tossicità e danni al buco dell'ozono questi sono stati scartati. Sono stati analizzati cicli brayton ideali con gas dissocianti come N_2O_4 [63], tuttavia per gli stessi problemi elencati sopra anche questi sono stati abbandonati.

Tabella 2.1: Temperature e pressioni critiche vari componenti

Fluido	Formula	Temperatura critica [°C]	Pressione critica [MPa]
Ammonia	NH_3	132.89	11.28
Carbon Dioxide	CO_2	30.98	7.38
Hexafluorobenzene	C_6F_6	237.78	2.77
Perfluoropropane	C_3F_8	71.89	2.68
Sulfur Dioxide	SO_2	157.50	7.88
Sulfur Hexafluoride	SF_6	45.56	3.76
Water	H_2O	373.89	22.10
Xenon	Xe	16.61	5.88

Quindi per ovviare a queste insicurezze Feher ha indagato le proprietà di diversi fluidi supercritici, tabella 2.1, e la CO_2 è stata scelta per il valore moderato della sua pressione critica, la stabilità, la sua conoscenza delle proprietà termodinamiche, non tossicità, abbondanza e basso costo.

È inoltre possibile seguire un ragionamento analogo a quello applicato al fluido termovettore per stimare le proprietà dei principali elementi utilizzabili nel power block. Scrivendo un bilancio energetico si ottiene:

$$Q = mC_p\Delta T_g \propto \rho v D^2 C_p \Delta T_g \quad (2.1)$$

dove ΔT_g è la variazione di temperatura nel fluido. Operando sull'equazione 2.1 si giunge a:

$$\frac{W}{Q} \propto \left(\frac{Q^2 L^2}{(T_w - T_f) \Delta T^2 D^4} \right) \left(\frac{1}{(C_p^3 \rho^3)} \right) \quad (2.2)$$

In cui si considera:

- Il primo termine come un insieme di parametri progettuali
- Il secondo legato alle caratteristiche del fluido

Ora ragionando a parità di condizioni di progetto si può pensare che il primo termine rimanga costante e l'analisi venga spostata solamente sul secondo. Aggiungendo l'ipotesi di gas ideale è possibile scrivere:

$$\frac{1}{C_p^3 \rho^3} \propto \left(\frac{T^2}{P^2} \right) \left(\frac{Mm}{(\frac{\gamma-1}{\gamma})^3} \right) \quad (2.3)$$

Si può quindi notare che per un gas ideale, il rapporto W/Q dipende da:

- Il quadrato della temperatura operativa su cui non si può intervenire in modo radicale
- La pressione, da cui consegue che per rendere lo scambio termico efficace è necessario utilizzare pressioni elevate
- La massa molecolare del fluido, che dovrebbe essere la più piccola possibile
- Il rapporto di espansione iso-entropica γ che dipende essenzialmente dalla complessità della molecola. È possibile quindi calcolare il valore del parametro W/Q per diversi gas tramite l'equazione 2.3, valutandolo a temperature e pressioni medie nel campo di utilizzo ($T=500$ °C e $P=100$ bar), riportando i valori ottenuti rapportati a quelli dell'idrogeno che si comporta meglio.

2.3. Considerazioni sul fluido del lavoro

Tabella 2.2: Rapporto W/Q per diversi gas

Fludio	$\frac{(W/Q)}{(W/Q)_{H_2}}$
H_2	1
CO_2	3,8
He	5,6
Aria	11,9
N_2	12

Non prendendo in considerazione l'idrogeno per ovvi motivi di sicurezza, infiammabilità, costi e infragilimento di materiali, si osserva come il migliore gas utilizzabile sia la CO_2 . Nonostante la sua massa molecolare sia maggiore di quasi 11 volte quella dell'elio, il fatto di essere triatomica è un vantaggio rispetto all'elio ai fini di questo paramento. Anche sotto questo punto di vista quindi l'anidride carbonica si comporta meglio del concorrente elio, motivando sempre di più la scelta a favore di questo fluido.

2.3.1 Effetto di gas reale

E' noto che il modello di gas ideale si fonda su ipotesi che le molecole abbiano dimensioni trascurabili, siano coinvolte solo da urti perfettamente elastici e non siano soggetti ad interazioni con altri atomi. Questo modello semplificato è corretto solo quando un gas si trova a basse pressioni o temperature elevate e l'equazione di stato che lo descrive è la seguente:

$$PV = RT \tag{2.4}$$

Quando si passa a condizioni di alte pressioni e vicini alla temperatura critica le molecole sono vicine: il loro volume diventa non trascurabile e possono essere soggette a interazione di repulsione/attrazione. Ciò provoca:

- La cessione di potenza termica a un gas reale aumenta solo in parte la temperatura, in quanto deve contribuire anche a vincere le forze di attrazione. La variazione di temperatura è quindi minore in un gas reale rispetto a uno ideale a parità di potenza termica ricevuta.
- Le interazioni influenzano il comportamento volumetrico del gas reale, e tenderà ad occupare un volume minore rispetto a un gas ideale nelle medesime condizioni

Pertanto il comportamento di un gas reale può essere descritto più accuratamente tramite l'equazione

$$PV = ZRT \quad (2.5)$$

dove il parametro Z può essere stimato per mezzo di equazioni di stato del tipo $f(v, T, P) = 0$ o, in alternativa, con il principio degli stati corrispondenti, approssimazione che ci dice che indipendentemente dal fluido, a pari pressione ridotta ($P_r = P/P_{cr}$), e temperatura ridotta ($T_r = T/T_{cr}$) due gas si comportano in modo analogo, quindi:

$$Z = f(T_r, P_r) \quad (2.6)$$

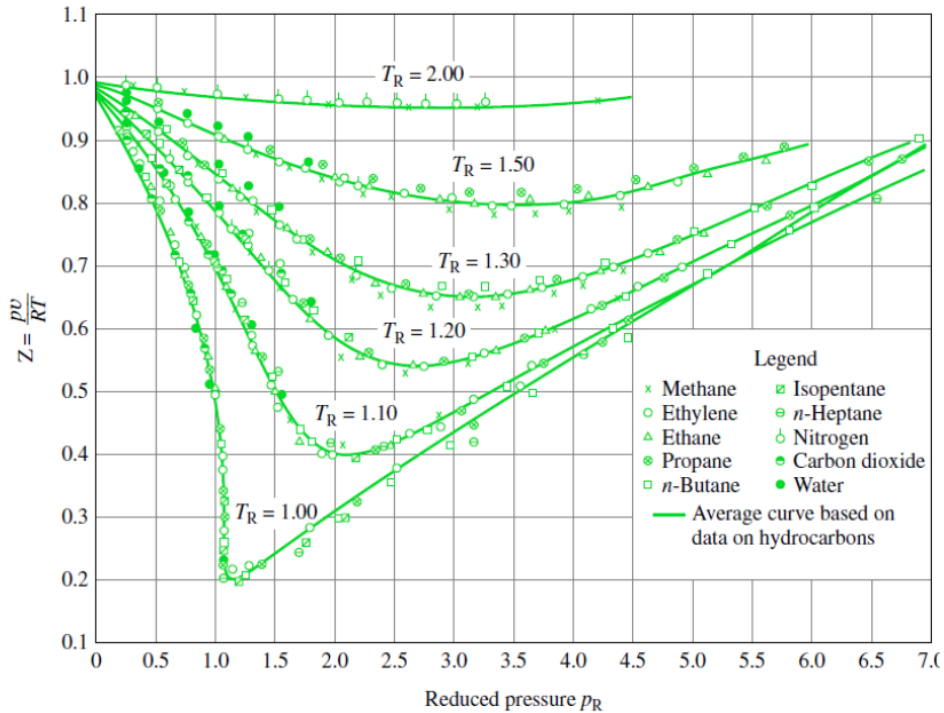


Figura 2.2: Diagramma del principio degli stati corrispondenti

In figura è riportata una stima di Z fornita dal principio degli stati corrispondenti. Ciò ci permette di comprendere come l'elio, gas avente $T_{cr} = -268$ °C e $P_{cr} = 2,27$ bar risenta lievemente degli effetti di gas reali quando impiegata in un ciclo di potenza. La CO_2 invece avendo $T_{cr} = 31$ °C e $P_{cr} = 73,8$ bar in certe situazioni è influenzata notevolmente di questo effetto. Questo effetto

2.3. Considerazioni sul fluido del lavoro

diventa importante nelle turbomacchine, in cui è possibile calcolare il lavoro come

$$W = \int_{P_1}^{P_2} v dP, \quad (2.7)$$

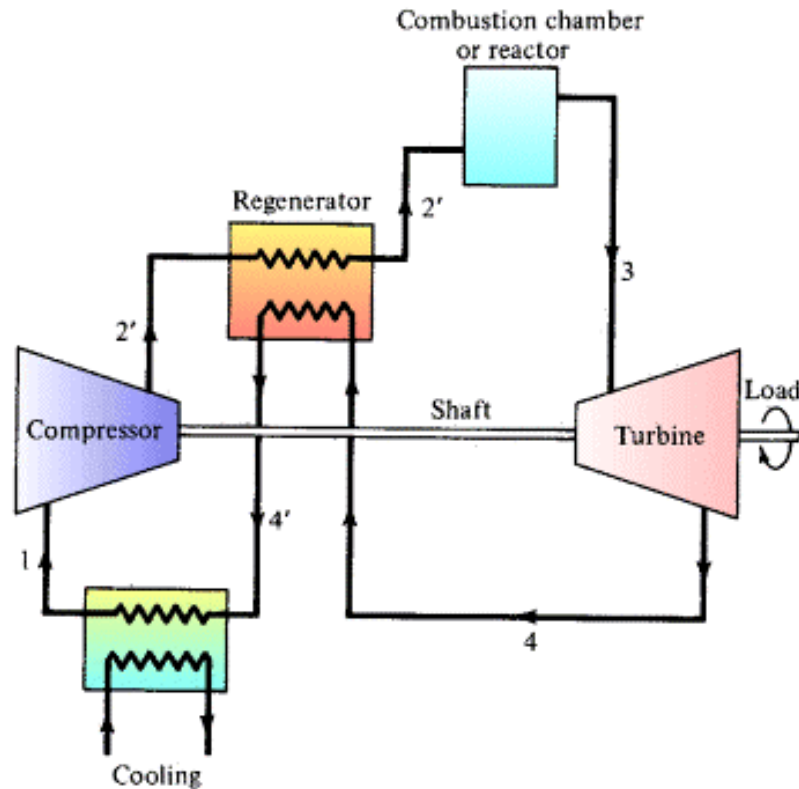


Figura 2.3: Ciclo brayton chiuso rigenerativo

Se per esempio nel compressore il fattore Z sarà minore di 1, il volume specifico risulterà più piccolo di quello del gas ideale, e quindi l'espansione meno energivora. Prendendo in esempio un ciclo rigenerativo come quello in figura con una $CIT=32\text{ }^\circ\text{C}$, rendimento iso-entropico delle turbomacchine del 90% e TIT di $550\text{ }^\circ\text{C}$ è possibile diagrammare il lavoro specifico di turbina e compressore al variare del rapporto di compressione (fig.2.4 e 2.5). Poiché le condizioni di compressione sono più vicine al punto critico risentiranno di una riduzione di volume specifico e quindi minore lavoro specifico di compressione. Il lavoro estratto dalla turbina resterà invariato poiché estratto in condizioni prossime a quelle di gas ideale. Questi due aspetti sommati permettono un aumento considerevole nell'efficienza del ciclo senza complicazioni impiantistiche aggiuntive.

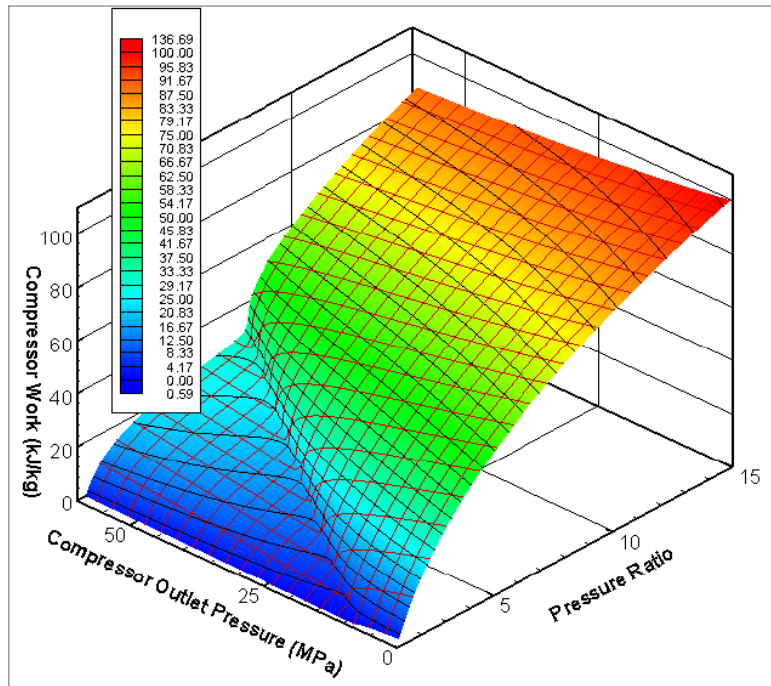


Figura 2.4: Lavoro specifico compressore

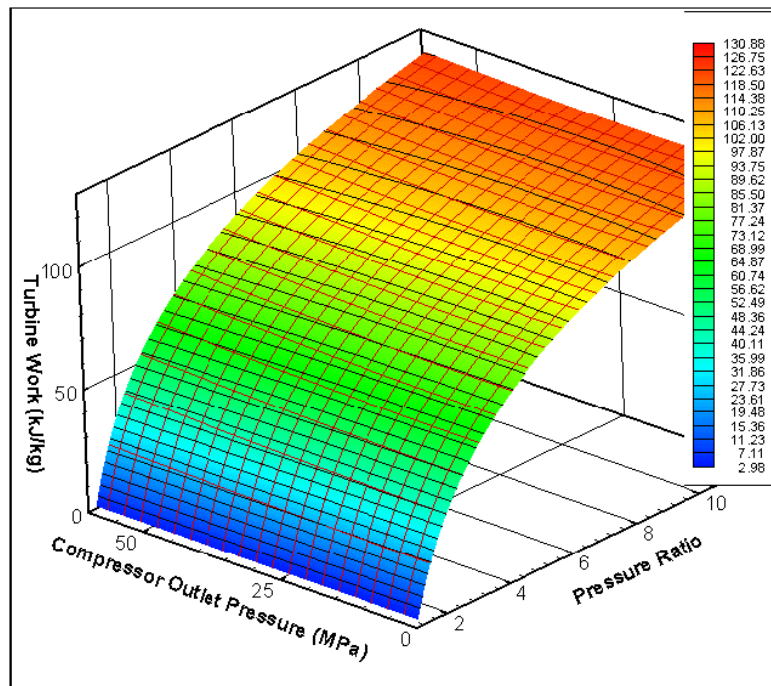


Figura 2.5: Lavoro specifico turbina

2.3.2 Considerazioni sulle turbomacchine

Facendo un ultimo confronto sempre tra i due migliori candidati, He e CO_2 , si osserva come il primo abbia $Mm = 4$ kg/kmol mentre il secondo abbia $Mm = 44$ kg/kmol. Nel caso di un'espansione in turbina, l'espressione del lavoro iso-entropico è:

$$W_{iso} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{R}{Mm} TIT \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (2.8)$$

Confrontando a pari TIT e rapporto di espansione i due fluidi, sostituendo gli altri valori caratteristici, si osserva come il lavoro specifico scambiato dall'He sia quasi 9 volte quello scambiato dalla CO_2 . Poiché per motivi che saranno chiariti successivamente, per una corretta ottimizzazione delle prestazioni di una turbomacchina ad ogni stadio compete un certo ΔH fissato, si conclude che le turbomacchine per l'elio devono necessariamente possedere un numero di stadi molto maggiore rispetto la CO_2 . L'impiego della CO_2 comporta quindi un vantaggio anche da questo punto di vista, potendo utilizzare macchine più compatte e quindi più economiche.

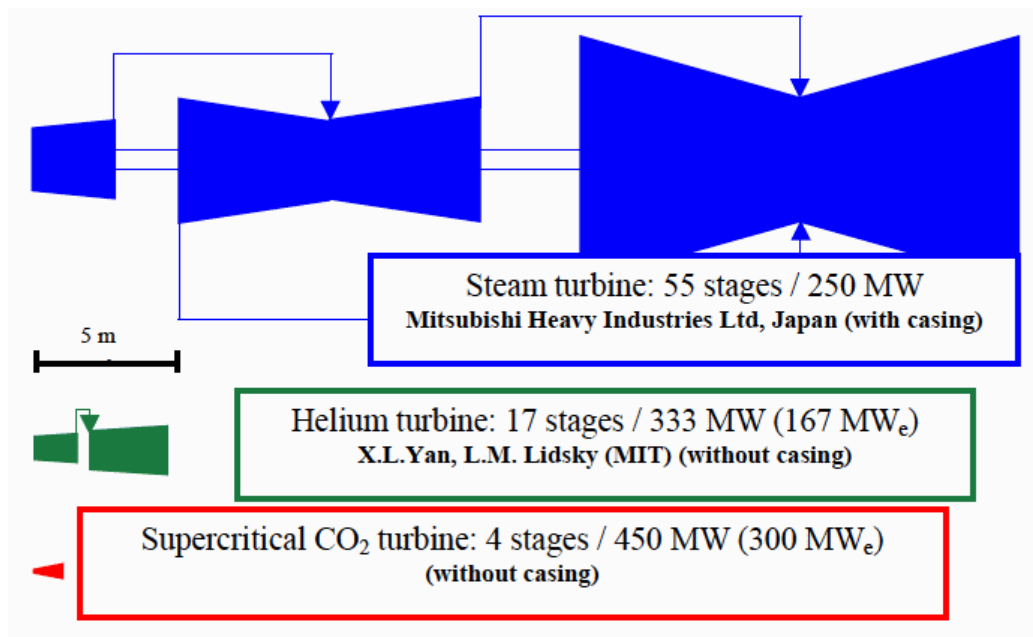


Figura 2.6: Dimensioni turbina per diversi fluidi di lavoro [10]

2.4 Heat transfer fluids

I fluidi termovettori in un impianto solare devono soddisfare molti requisiti tecnologici: stabilità e bassa tensione di vapore ad alte temperatura, basso punto di congelamento, alta temperatura di ebollizione, bassa infiammabilità, non tossicità, bassa corrosività e basso costo.

La loro scelta è cruciale nell'aumento della temperatura operativa dell'impianto solare e quindi dell'efficienza di conversione da calore a elettricità. HTF convenzionali sono acqua, aria, olii, metalli fusi e sali fusi: questi permettono buone performance del ciclo e un ottimo trade off dei requisiti enunciati sopra.

- **Acqua:** fluido termovettore per eccellenza, con evidenti pregi in termini di scambio termico, stabilità, costi e tossicità, è per esempio utilizzata in un impianto DSG. Può incorrere tuttavia in una grossa problematica: il vapore monofase presenta dei coefficienti di scambio dell'ordine del 50 W m^{-2} contro i 2000 W m^{-2} dell'acqua liquida. Può dare problemi al surriscaldatore quando i tubi sono soggetti al rischio di transitori termici, generati da brusche variazioni nell'intensità della radiazione incidente. Il flusso termico può variare in breve tempo, per esempio nel passaggio di una nuvola, e se il fluido vettore scambia male, il materiale del tubo può essere soggetto a carichi termici notevoli e consistente stress termomeccanico.
- **Aria:** pur avendo costo nullo e una temperatura massima senza limiti tecnici superiori, è il fluido meno usato. E' impiegabile solamente quando si ipotizzano cicli a gas. Ha densità e calore specifico molto ridotti e quindi un'inerzia termica modesta: a fronte di cambiamenti termici repentini può generare problemi di surriscaldamento dei condotti e andare incontro a problematiche simili a quelle del vapore d'acqua.
- **Metalli liquidi:** tecnologia utilizzata soprattutto in campo nucleare, esempio il sodio nei reattori veloci. Il vantaggio nel loro impiego è dovuto alle eccellenti proprietà termiche, alla possibilità di raggiungere temperature molto elevate e al costo molto contenuto. Altri elementi ampiamente in uso oltre al sodio sono le leghe di sodio/potassio, il mercurio, il piombo e le leghe piombo/bismuto. I problemi più evidenti nel loro uso sono la forte reattività con l'aria e acqua (sodio e potassio), la tossicità (mercurio) ed la complessità dei circuito e sistemi di controllo.

2.4. Heat transfer fluids

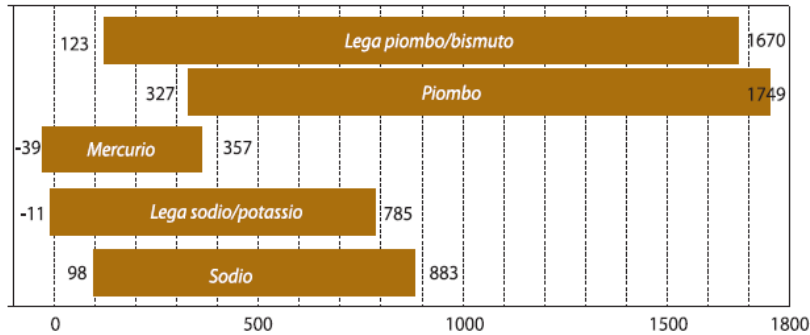


Figura 2.7: Principali metalli liquidi e temperature di utilizzo

- **Olio diatermico:** sono la soluzione tecnica più comune adottata negli impianti solari. Tra gli aspetti positivi si possono ricordare le basse temperature di solidificazione, quindi assenza di pericolo di congelamento durante giornate nuvolose o durante la notte, gli ottimi coefficienti di scambio termico, le pressioni di utilizzo minori rispetto a quelle dell'acqua, utilizzati attorno ai 12-15 bar per mantenere lo stato liquido e evitare l'evaporazione alle temperature operative. Non da inoltre problemi di corrosione e permette l'utilizzo di semplici acciai al carbonio. Oli sintetici come Dowtherm A e Solutia Therminol VP-1 sono usati negli SEGS sin dagli anni 80. A fronte di queste caratteristiche positive che ne hanno reso possibile la diffusione, presentano anche molti difetti. Le temperature di utilizzo per gli oli sintetici variano dai 13 °C, temperatura di solidificazione, ai 400 °C, oltre il quale avviene il fenomeno del cracking; oli minerali presentano costi più contenuti ma temperature limite degli ordini di 300 °C. Non sono da tralasciare i problemi di sicurezza: sono infatti infiammabili e tossici tanto da essere stati vietati per sistemi di stoccaggio dopo l'incendio che ha coinvolto l'impianto SEGS II. Altri fattori critici sono il costo elevato, 3 €/kg [58], e la complessità dello smaltimento.
- **Sali fusi:** La temperatura di uscita dal campo solare può essere alzata fino a 550 °C, andando ad aumentare l'efficienza del ciclo rispetto agli oli diatermici. Presentano inoltre eccellenti caratteristiche di scambio termico, non sono infiammabili, né tossici, environmentally friendly e costo molto basso. L'utilizzo di sali fusi sia nel ricevitore solare, che nell'accumulo termico permette l'eliminazione di scambiatori di calore intermedi e quindi consente una riduzione nel costo complessivo dell'impianto. Altro pregio notevole è l'utilizzo a pressioni dell'ordine di 1-10 bar, ancora minori quindi di quelle dell'olio diatermico, andando

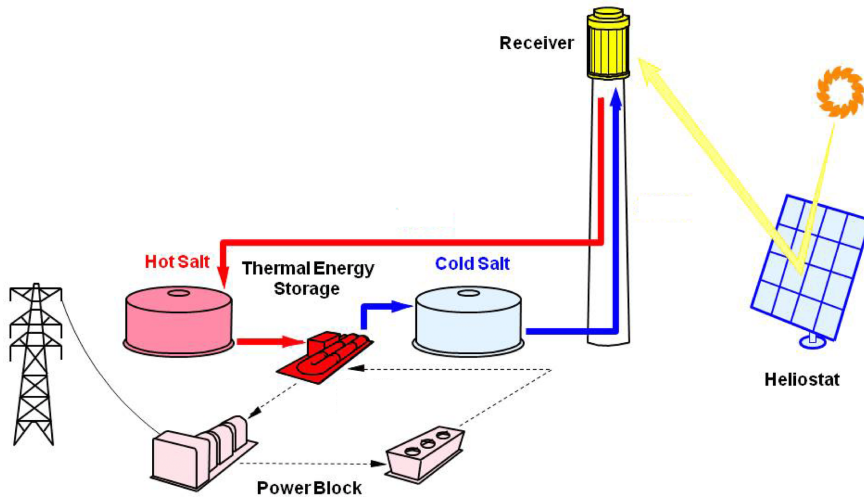


Figura 2.8: Solar plant con molten storage salt integrato

a diminuire ulteriormente gli sforzi sui tubi. Il primo esempio sperimentale di impianto solare a concentrazione utilizzando Sali fusi come HTF e TES è Progetto Archimede in Italia. I problemi principali sono la corrosività ad alta temperatura, e più importante l'elevata temperatura di solidificazione maggiore di 200 °C in funzione del sale. Sono tipicamente una miscela di $NaNO_3$ e KNO_3 di composizione 60% e 40%, detti solar salt. Si stanno svolgendo ricerche ingenti in questo campo, anche perché molto interessanti per l'utilizzo in campo nucleare, cosicché negli ultimi anni sono state introdotte alternative molto valide ai consolidati Solar Salt. Queste alternative verranno analizzate nella seconda sezione di questo capitolo in maggior dettaglio.

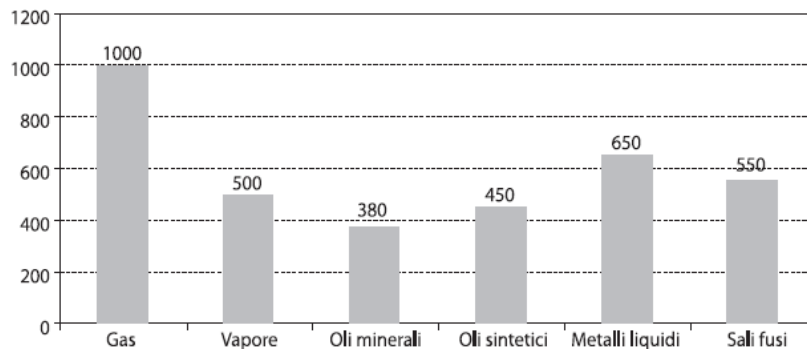


Figura 2.9: Temperature di utilizzo dei principali HTF discussi

2.5 Confronto preliminare HTF

Dopo l'introduzione generale nel paragrafo precedente, si può constatare che gli impianti solari termodinamici maggiormente diffusi utilizzano cicli indiretti, con fluidi termovettori sali fusi e oli sintetici, che cedono la potenza termica al sottostante ciclo di potenza attraversato da un fluido di lavoro opportuno. Fenomeno fondamentale in questi impianti è sicuramente lo scambio termico; nella maggior parte dei casi si assiste allo scambio con un fluido in condizioni di moto forzato interno ai tubi. Parametro molto importante per descrivere le prestazioni di un fluido termovettore è il rapporto W/Q , tra la potenza meccanica necessaria per mantenere il moto del fluido e la potenza termica scambiata da esso: tanto questo valore è più basso quanto l'HTF è indicato per svolgere il lavoro. Per il calcolo della potenza termica

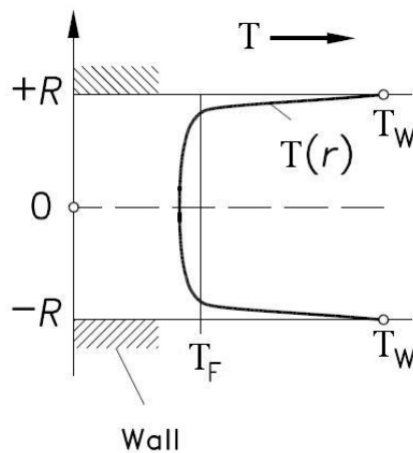


Figura 2.10: Scambio termico all'interno di un tubo

scambiata all'interno di un tubo, come raffigurato in figura 2.10, si ricorre all'equazione 2.9

$$Q = hA(T_w - T_f) \quad (2.9)$$

in cui T_f è la temperatura di miscelamento adiabatica del fluido, T_w la temperatura di parete e A la superficie di contatto tra fluido e parete, che nel caso di tubo circolare può essere espressa come:

$$A = \pi DL \quad (2.10)$$

dove D è il diametro e L la lunghezza.

Il coefficiente di scambio termico h presente nell'equazione di Newton è calcolabile attraverso l'utilizzo di un'equazione del tipo $Nu = f(Re, Pr)$, in cui si ricorda che:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2.11)$$

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.12)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.13)$$

dove k è la conduttività termica del fluido, μ la viscosità dinamica, ρ la densità e C_p il calore specifico a pressione costante. Per lo scambio in convezione forzata interna in moto turbolento, è possibile ricorrere all'equazione di Dittus-Boelter:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (2.14)$$

Sostituendo le equazioni riportate si può infine giungere a:

$$Q \propto Re^{0,8} Pr^{0,4} k L (T_w - T_f) \quad (2.15)$$

Per quanto riguarda la potenza meccanica si può scrivere:

$$W = m \frac{\Delta P}{\rho} = A_c v \Delta P \quad (2.16)$$

dove:

- $A_c = \pi \frac{D^2}{4}$ è la sezione del condotto in cui scorre HTF
- v è la velocità del fluido
- ΔP è la perdita di pressione che subisce il fluido:

$$\Delta P = f \rho \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} \quad (2.17)$$

Per mezzo della relazione di Chilton Colburn è noto che il fattore f di attrito è proporzionale a:

$$f \propto Re^{-0,2} Pr^{-0,6} \quad (2.18)$$

Raggruppando poi le equazioni si ottiene:

$$W \propto \rho L D v^3 Re^{-0,2} Pr^{-0,6} \quad (2.19)$$

2.6. Alternative ai correnti sali fusi

In conclusione facendo il rapporto tra eq. 2.19 e eq. 2.15 si giunge a:

$$\frac{W}{Q} \propto \frac{v^2}{(T_w - T_f) C_p} \quad (2.20)$$

Mantenendo costante la differenza ($T_w - T_f$) è possibile ottenere una stima di questo parametro per i fluidi termovettori esposti in precedenza. E' possibile vedere i valori rapportati al valore dell'olio in tabella 2.3. Si precisa che

Tabella 2.3: Rapporto W/Q vari fluidi

Fludio	$\frac{(W/Q)}{(W/Q)_{olio}}$
Olio sintetico	1
Sali fusi	0,8
Gas	10-30

essi sono fortemente influenzati dalla temperatura e pressione di utilizzo, qui si sono quindi utilizzati temperature e pressione medie ($T=250$ °C e $P=100$ bar). Si può osservare come i gas sono fortemente penalizzati secondo questo parametro, mentre a parità di potenza termica scambiata, i sali fusi sono quelli che richiedono minore potenza meccanica per il pompaggio. Si capisce perché, oltre agli aspetti positivi analizzati precedentemente, i sali siano oggetto di studio e il loro utilizzo in questi tipi di impianti si stia evolvendo in maniera esponenziale.

2.6 Alternative ai correnti sali fusi

In questa sezione si analizzeranno le principali alternative ai classici sali fusi con miscele KNO_3 - $NaNO_3$, facendone una revisione delle principali proprietà chimico-fisiche. Come detto precedentemente, si stanno effettuando ampie analisi, spinte soprattutto dalla ricerca in campo nucleare per la Next Generation Nuclear Plant e la Nuclear Hydrogen Initiative [71]. Queste nuove tipologie di reattori opereranno a temperature e pressioni molto più elevate rispetto ai precedenti, quindi le proprietà dei coolant salts dovranno essere abbastanza differenti. Stabili a temperature superiori ai 700 °C, nuove composizioni sono state prese in considerazione, basate principalmente sulla letteratura disponibile. I famigliari sali contenenti ossigeno (nitrati, solfati e carbonati) sono stati esclusi per la loro instabilità termochimica a queste temperature. Questi sono oltretutto incompatibili con i materiali contenenti carbonio, poiché decomponendosi ad alta temperatura rilasciano ossigeno

che reagisce con il carbonio presente provocando fenomeni di ossidazione e diminuzione della vita utile dei materiali.

La scelta logica per i sali selezionati si basa principalmente sulla soddisfazione delle seguenti proprietà fondamentali:

- Stabilità chimica a $T > 700$ °C
- Temperatura di solidificazione minore di 500 °C e tensione al vapore non troppo elevata
- Compatibilità con acciai per alte temperature, grafite e materiali ceramici.
- vita utile di impianto dell'ordine dei 20-30 anni

Le principali classi di sali analizzati sono fluoruri, cloruri e fluoroborati. Oltre alle proprietà di questi componenti sono state incluse quelle di acqua, metalli liquidi per una veloce comparazione.

2.6.1 Temperatura di solidificazione e tensione di vapore

Senza ombra di dubbio la temperatura di solidificazione è una delle caratteristiche fisiche più importanti per il candidato sale: questa influenza in maniera notevole il design dell'impianto di potenza e del sistema di accumulo termico. Il fatto che un sale possieda un calore specifico piuttosto elevato provoca una caduta di temperatura minore rispetto ad un altro HTF; operando con un ciclo a gas chiuso con TIT elevata, una temperatura di solidificazione minore dei 500 °C è richiesta per un design efficace [36]. Il fatto di possedere un database esteso di diagrammi di fase semplifica il processo di valutazione, minimizzando l'utilizzo di tecniche di approssimazione.

Siccome nessun singolo componente solidifica a temperature sufficientemente basse, una miscela binaria o ternaria è richiesta per l'utilizzo come fluido termovettore. In generale, aggiungere un primo sale ad un componente puro, provoca un abbassamento della temperatura di solidificazione (anche di 500 °C) . Un'aggiunta addizionale di un altro elemento comporta un'ulteriore diminuzione della transizione di fase, ma di entità molto più modesta, 50 °C circa. L'aggiunta di altri componenti è necessaria però per alcuni sali per ragioni di stabilità termochimica.

2.6. Alternative ai correnti sali fusi

La tabella 2.4 illustra i principali candidati in ordine crescente di temperatura di solidificazione. Molti dei sali disponibili sono stati esclusi per due ragioni:

- tensione di vapore troppo elevata, per esempio per AlCl_3 , ZrCl_4 , BeCl_2 ;
- corrosione troppo spinta nei range di temperatura analizzati.

Tabella 2.4: Temperatura di solidificazione per i principali sali candidati

Fluoruri		ZrF ₄		Fluoroborati		Cloruri	
		NaF-ZrF ₄	500 °C				
LiF-NaK-KF	454 °C	LiF-NaF-ZrF ₄	460 °C	KF-KBF ₄	460 °C	NaCl-MgCl ₂	475 °C
		LiF-NaF-ZrF ₄	436 °C	RbF-RbF ₄	442 °C	KCl-MgCl ₂	426 °C
		NaF-RbF-ZrF ₄	420 °C				
						LiCl-KCl-MgCl ₂	402 °C
		KF-ZrF ₄	390 °C	NaF-NaBF ₄	384 °C	NaCl-KCl-MgCl ₂	396 °C
						LiCl-KCl	355 °C
						LiCl-KCl-MgCl ₂	323 °C
						LiCl-RbCl	313 °C

Sono stati ignorati anche sali pesanti contenenti bromo e iodio, a causa del loro elevato costo e delle scarse caratteristiche di scambio termico di essi.

E' opportuno illustrare anche le principali caratteristiche dei componenti puri, e dei sali contenuti nella tabella precedente, come la temperatura di ebollizione e la tensione di vapore valutata a 900 °C. La tabella 2.5 sintetizza queste informazioni. Si può notare un enorme diminuzione della tensione di vapore nei vari elementi analizzati rispetto ai componenti nativi contenuti in essi: questo avviene principalmente per la formazione di complessi coordinati. Il trend della pressione in funzione della temperatura è visibile nella figura 2.11.

Tabella 2.5: Principali caratteristiche fisiche dei sali presi in considerazione

Sale	Temperatura di solidificazione [°C]	Temperatura di ebollizione [°C]	Tensione di vapore a 900 [°C] [mmHg]
LiF	845	1681	0,1
NaF	995	1704	0,07
KF	856	1502	1,2
RbF	775	1408	0,75
ZrF ₄	912	905	722
BF ₃	-126	-100	NA
NaF-NaBF ₄	385	694	9500
KF-KBF ₄	460	1070	100
RbF-RbF ₄	442	>1070	<100
LiCl	610	1382	7
NaCl	808	1465	2,5
Kcl	772	1407	2
RbCl	717	1381	3,8
MgCl ₂	714	1418	7
LiCl-KCl	355	1400	5,8
NaCl-MgCl ₂	445	>1465	<2,5
KCl-MgCl ₂	426	>1418	<2
LiF-NaF-KF	454	1570	0,5
NaF-ZrF ₄	500	1350	6
KF-ZrF ₄	390	1450	1,2

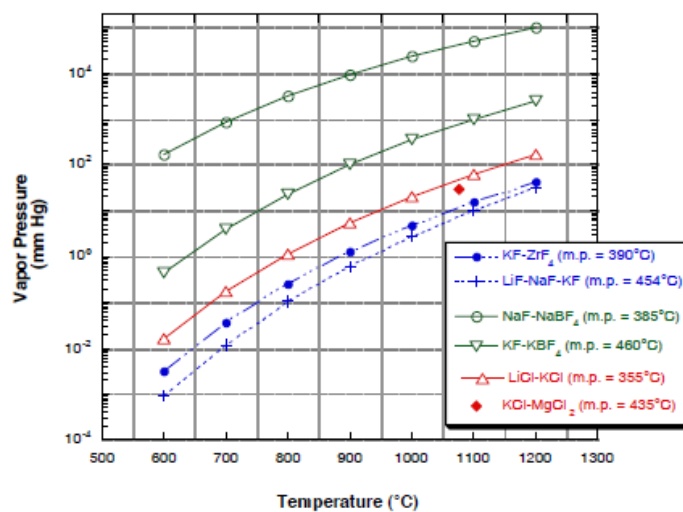


Figura 2.11: Tensione di vapore in funzione della temperatura per varie classi di sali

2.6. Alternative ai correnti sali fusi

Un precedente articolo ipotizzava l'uso di $NaBF_4$ come possibile candidato per il sistema di raffreddamento di un impianto nucleare: la tabella 2.5 indica che la tensione di vapore è troppo elevata per questo elemento, e verrà quindi escluso da ulteriori analisi nelle principali caratteristiche.

2.6.2 Densità

La densità di molti sali è stata misurata dall' Oak Ridge National Laboratory, e sono riportate nella tabella 2.6. L'equazioni per le densità sono state determinate sperimentalmente. Si può vedere come in generale questi elementi possiedono valori di densità abbastanza elevati, molto maggiori rispetto a quella dall'acqua per esempio. Ciò è un vantaggio soprattutto ai fini della compattezza degli scambiatori di calore e dimensione ridotte dell'accumulo termico. Tuttavia il lavoro della pompa di circolazione è proporzionale ad essa, quindi un valore elevato causa un consumo di potenza maggiore e quindi un rendimento netto del ciclo minore.

Tabella 2.6: Composizione molare e densità per i principali sali presi in considerazione

Sale	Composizione molare [%]	Equazione di densità	Densità [500°C] [kg/l]
LiF-NaF-KF	46,5-11,5-42	$2,53-0,00073 \times T$	1,9657
NaF-ZrF ₄	59,5-40,5	$3,584-0,000889 \times T$	2,8968
KF-ZrF ₄	58-42	$3,416-0,000887 \times T$	2,7303
LiF-NaF-ZrF ₄	26-37-37	$3,533-0,000517 \times T$	3,1334
LiCl-KCl	59-41	$1,8772-0,00087 \times T$	1,2047
LiCl-RbCl	58-42	$2,7416-0,000689 \times T$	2,2090
NaCl-MgCl ₂	58-42	$2,2971-0,000507 \times T$	1,9052
KCl-MgCl ₂	67-33	$2,05458-0,000474 \times T$	1,6882
NaF-NaBF ₄	8-92	$2,2521-0,000711 \times T$	1,7025
KF-KBF ₄	25-75	$2,258-0,0008026 \times T$	1,6376
RbF-RbF ₄	31-69	$2,9246-0,001047 \times T$	1,4853

2.6.3 Capacità termica

Le capacità termiche dei sali analizzati sono anche queste state ottenute dall'ORNL e determinate sperimentalmente. Per casi specifici sono state stimate basandosi sulla conoscenza delle capacità termiche dei componenti puri, mediandole poi opportunamente in funzione della percentuale in peso

dei vari elementi. Quando possibile questi dati sono stati determinati alla temperatura di 700 °C. In generale non si dispone di un accurata dipendenza della capacità termica in funzione della temperatura, tuttavia la variazione è talmente piccola da essere considerata ininfluyente per la maggior parte dei calcoli, e considerata costante senza provocare grossi errori. La tabella 2.7 di pagina seguente mostra i risultati di questo paragrafo.

Tabella 2.7: Composizione molare e calore specifico per i principali sali presi in considerazione

Sale	Composizione molare	Calore specifico (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)
LiF-NaF-KF	46,5-11,5-42	2,0096
NaF-ZrF ₄	59,5-40,5	1,1723
KF-ZrF ₄	58-42	1,0509
LiF-NaF-ZrF ₄	26-37-37	1,1262
LiCl-KCl	59-41	1,2016
LiCl-RbCl	58-42	0,8918
NaCl-MgCl ₂	58-42	1,0802
KCl-MgCl ₂	67-33	1,1555
NaF-NaBF ₄	8-92	1,5072
KF-KBF ₄	25-75	1,3063
RbF-RbF ₄	31-69	0,9127

2.6.4 Viscosità

I cloruri e fluorocarburi possiedono in genere viscosità molto basse. Non presentano grosse variazioni di essa in funzione della temperatura e sono meno viscosi della maggior parte delle miscele con fluoruri. Il trend della viscosità in funzione della temperatura può essere visualizzato in figura 2.12.

Per certe miscele non è possibile risalire a valori sperimentali: è stata quindi utilizzata, basata a partire dalla viscosità dei componenti puri e calcolata poi secondo la seguente equazione:

$$\mu_{ideal,mix} = \left(\sum (x_i \mu_i)^{1/3} \right)^3 \quad (2.21)$$

dove:

- μ_i è la viscosità dinamica del componente i espressa in [cP]
- x_i è la frazione molare del componente i

2.6. Alternative ai correnti sali fusi

La viscosità è un parametro fondamentale in un fluido, in quanto è in grado di influenzare le curve delle pompe. Essa misura essenzialmente la resistenza allo scorrimento, quindi un fluido più viscoso implica necessariamente un lavoro di pompaggio non trascurabile. Dovendo gli ausiliari movimentare una grossa portata di sali, è quindi preferibile scegliere un fluido con un valore di viscosità bassa per alleggerire la potenza assorbita dalla pompa.

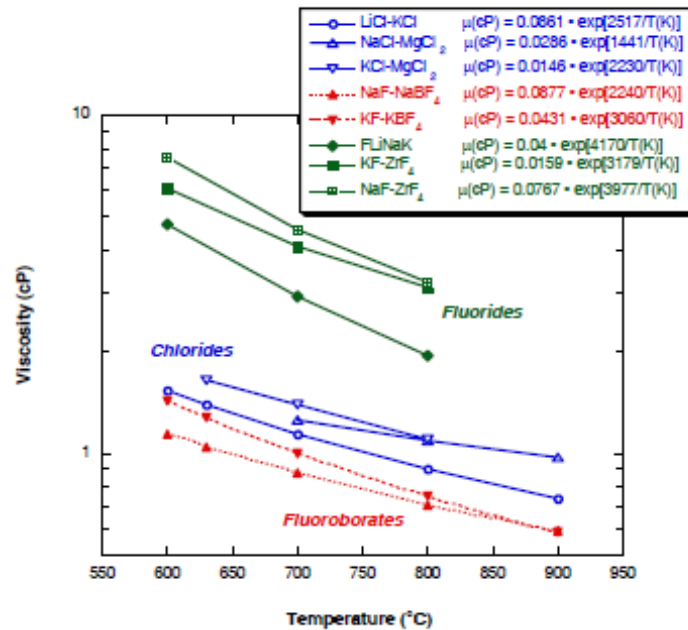


Figura 2.12: Andamento della viscosità in funzione della temperatura dei principali sali presi in considerazione

2.6.5 Conduttività termica

Precedenti studi e ingenti pubblicazioni sottolineano la difficoltà nella misurazione della conduttività termica ad alta temperatura. Recenti misurazioni indicano una dipendenza molto ridotta in funzione della temperatura. Il trend generale è che i sali leggeri (con basso numero atomico) abbiano alte conduttività termiche. Come visibile in figura 2.13, appare inoltre evidente che diversi tipi di sali, appartenenti alle stesse famiglie, cadano su un'unica curva di correlazione, stimata in funzione del peso atomico medio, diviso il numero delle specie ioniche. Una recente ricerca ha interpretato che, l'aggiunta di un secondo sale, provochi una distruzione dell'ordine del lattice quasi-cristallino, aumentando il disordine della miscela, determinando una

diminuzione del calore trasferito dal naturale moto vibrazionale. I principali valori di conduttività termica sono riportatati in tabella 2.8.

Tabella 2.8: Conduttività termica alla temperatura corrispondente dei diversi sali presi in considerazione

Sale	Mm [g mol ⁻¹]	Temperatura [°C]	K [W-m ⁻¹ K ⁻¹]
LiF-NaF-KF	41,3	500	0,60
NaF-ZrF ₄	92,7	700	0,36
KF-ZrF ₄	103,9	700	0,32
LiF-NaF-ZrF ₄	84,2	700	0,36
LiCl-KCl	55,5	700	0,38
LiCl-RbCl	75,4	700	0,39
NaCl-MgCl ₂	76,1	700	0,43
KCl-MgCl ₂	81,4	800	0,39
NaF-NaBF ₄	104,4	621	0,4
KF-KBF ₄	109	621	0,4
RbF-RbF ₄	151,3	621	0,4

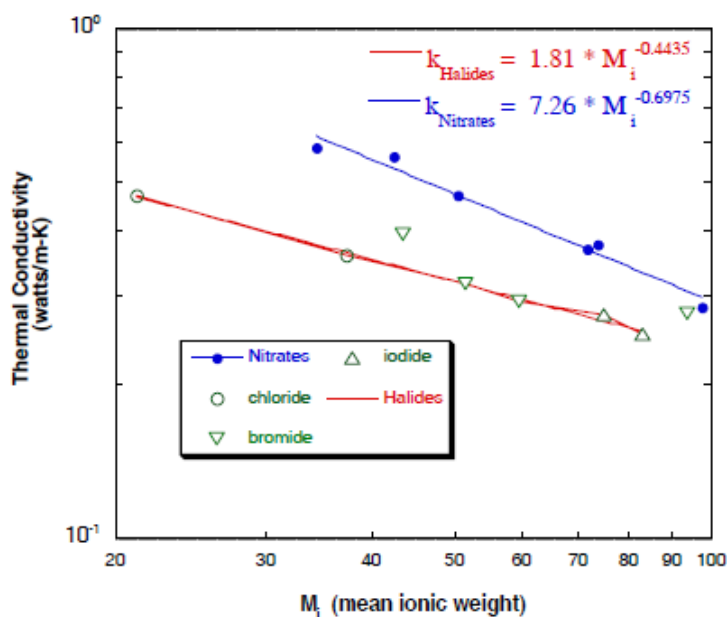


Figura 2.13: Correlazione della conduttività termica in funzione del peso ionico medio per le diverse famiglie di sali

2.6.6 Analisi scambio termico

Parte fondamentale nella scelta, consiste nel valutare le performance dello scambio termico dei vari sali e confrontarle ad esempio con acqua e metalli liquidi.

Bonilla ha suggerito un parametro sintetico, Figure Of Merit, basato sul lavoro di pompaggio per un dato incremento di temperatura, durante lo scambio termico convettivo forzato interno:

$$FOM_{pf} = \frac{\mu^{0,2}}{\rho^2 C_p^{2,8}} \quad (2.22)$$

dove:

- μ è la viscosità dinamica [cP]
- ρ è la densità [kg/kmol]
- C_p è il calore specifico [kJ kg⁻¹ K⁻¹]

Sanders ha inoltre proposto un ulteriore parametro di merito, proporzionale all'area richiesta dallo scambiatore di calore primario:

$$FOM_{af} = \frac{\mu^{0,2}}{\rho^{0,3} C_p^{0,6} k^{0,6}} \quad (2.23)$$

in cui k è la conduttività termica.

In genere, come già accennato, si può concludere come le molecole con massa molecolare minore abbiano migliori caratteristiche nello scambio termico. La tabella 2.9 sintetizza i risultati ottenuti.

2.6.7 Costo dei sali

Aspetto di primaria importanza nel paragonare diversi sali è sicuramente il costo. A causa del crescente interesse si trovano indicazioni in report dei vari enti di ricerca a partire già degli anni 70. Sfortunatamente non si può ipotizzare perfettamente i costi di tutti i sali, poiché alcuni non sono in fase commerciale e il loro ordine in grandi quantità potrebbe variare in maniera significativa il loro prezzo.

E' evidente però come si possano dividere in base agli elementi presenti in due grosse categorie:

Tabella 2.9: Parametri di merito per i principali sali presi in considerazione

Fattore pompaggio		Fattore area	
Acqua(300[°C])	0,2	Na	1,6
2Li-BeF ₂	0,7	Pb	5,4
NaF-BeF ₂	0,91	Acqua(300°C)	13
LiF-NaF-BeF ₂	1,02	2Li-BeF ₂	21,5
LiF-NaF-KF	1,13	LiF-NaF-KF	21,6
LiF-NaF-ZrF ₄	1,42	LiF-NaF-BeF ₂	22,6
LiF-ZrF ₄	1,82	NaF-BeF ₂	25,2
NaF-ZrF ₄	1,98	NaF-NaBF ₄	28
NaF-NaBF ₄	2,2	LiF-NaF-RbF	31,8
KF-ZrF ₄	3,39	NaCl-MgCl ₂	35,1
KF-KBF ₄	3,53	KF-KBF ₄	35,4
LiF-NaF-RbF	3,79	LiF-NaF-ZrF ₄	35,9
RbF-ZrF ₄	4,82	NaF-ZrF ₄	37,4
KCl-MgCl ₂	5,66	LiCl-KCl	37,5
RbF-RbF ₄	5,67	LiF-ZrF ₄	37,5
LiCl-KCl	5,88	KCl-MgCl ₂	39,7
NaCl-MgCl ₂	6,4	KF-ZrF ₄	42,5
LiCl-RbCl	8,99	LiCl-RbCl	44,5
Na	13,15	RbF-RbF ₄	45,4
Pb	33,63	RbF-ZrF ₄	48,7

- Componenti commerciali ed economici (NaF, NaCl, KCl, MgCl₂)
- Componenti moderatamente costosi prodotti già su larga scala (Zr, LiF, LiCl)

La tabella 2.10 indica i prezzi dei principali sali. E' visibile chiaramente come i sali contenenti cloruri siano quelli più economici, seguiti da fluoroborati e infine dai fluoruri. Il prezzo più dubbio è quello legato al RbF e KF, che anche se presenti Rb e K in quantità abbondante sulla crosta terrestre, la grandezza del loro mercato è troppo esigua per ipotizzare corrette previsioni. Ricordando che in un impianto a concentrazione solare sono necessari quantitativi elevati di sale, con conseguenti costi elevati, si capisce come sia possibile un grosso risparmio nella scelta di un sale economico. I componenti a basso costo della prima categoria in tabella sono sicuramente quelli più promettenti.

2.6. Alternative ai correnti sali fusi

Tabella 2.10: Costo specifico dei vari elementi presi in considerazione

Sale	Composizione molare	Composizione massica	Costo (€/kg)	Costo (€/dm ³)
Sali a basso costo contenenti MgCl ₂				
KCl-MgCl ₂	68-32	62-38	0,26	0,43
NaCl-MgCl ₂	58-42	46-54	0,31	0,52
NaCl-KCl-MgCl ₂	20-20-60	14-18-68	0,34	0,62
LiCl-KCl-MgCl ₂	9-63-28	5-61-34	0,91	1,39
Sali a costo moderato contenenti fluoborati e cloruri				
KF-KBF ₄	25-75	13-87	4,53	7,70
LiCl-KCl-MgCl ₂	55-40-5	40,5-51,5-8	5,56	8,62
LiCl-KCl	59,5-40,5	45,5-54,5	6,24	9,48
NaF-NaBF ₄	8-92	3-97	6,00	10,52
Sali ad alto costo				
NaF-ZrF ₄	59,5-40,5	27-73	4,94	15,54
KF-ZrF ₄	58-42	32,5-67,5	5,97	16,70
LiF-NaF-KF	46,5-11,5-42	29-12-59	9,62	19,42

2.6.8 Corrosione

La corrosione gioca un ruolo fondamentale nella scelta di un determinato componente. E' noto che i sali fusi, operanti a temperature elevate, presentano caratteristiche molto critiche da questo punto di vista. In termini di profondità di attacco e asportazione del materiale non possiedono sicuramente proprietà ottimali.

Dato il crescente interesse per questi elementi, molti enti come NREL, SANDIA e DOE stanno stanziando ingenti somme per la ricerca in questo campo. Precedenti studi effettuati, evidenziano come le prove si siano svolte in condizioni non del tutto ottimali. Utilizzare un materiale diverso per contenitore e provino per il test, ha causato un aumento di differenza di potenziale termochimico, con conseguenti valori di corrosione inesatti e sovrastimati. Purtroppo in questo momento non sono reperibili in letteratura valori esatti e confermati: questo limita la scelta del materiale da utilizzare e la stima dei danni causati dal fenomeno. Precedenti ricerche confermano che superleghe a base nichel o acciai Fe-Cr-Ni, come Hastelloy N, Haynes 230, Incoloy800HT resistano bene nei confronti della corrosione con sali contenenti cloruri. Non disponendo informazioni precise ci siamo orientati verso l'utilizzo di questi promettenti materiali.

Si vuole sottolineare che la corrosione in questo momento rappresenta l'aspetto più dubbio e critico nell'utilizzo di questa tecnologia: appena sarà possibile accedere a risultati di questi studi si potrà confermare o utilizzare differenti materiali per le nostre esigenze.

2.7 Riepilogo

In questo capitolo abbiamo parlato delle principali suddivisioni elementari a livello impiantistico. Abbiamo analizzato i principali vantaggi e svantaggi dei fluidi termovettori più utilizzati, soffermandoci in particolare sulle doti di scambio termico giungendo alla conclusione che un impianto indiretto che utilizza sali fusi è il candidato perfetto per le nostre esigenze. Siamo passati poi all'analisi dei fluidi di lavoro, considerando gli effetti di gas reale, le conseguenze sulle turbomacchine, le doti di scambio termico e le principali proprietà. Abbiamo infine motivato attraverso tutti questi indicatori come la CO₂, utilizzata in un ciclo Brayton chiuso, prospetta le migliori caratteristiche per i nostri scopi.

Siamo entrati infine più nel dettaglio per i molten salts, e abbiamo analizzato la principali proprietà fisico-chimiche di nuovi possibili alternative all'utilizzo dei comuni solar salt. Le variabili prese in considerazione sono state: temperatura di solidificazione, densità, capacità termica, viscosità e conduttività termica. La tabella 2.11 sintetizza i risultati ottenuti fino ad ora, per i candidati migliori, con le proprietà valutate a 700 °C.

Tabella 2.11: Riassunto delle proprietà fisico-chimiche per i migliori sali candidati

Sale	T _{sol} [°C]	Mm [g/mol]	ρ [kg/m ³]	Cp [kJ/(kgK)]	C [kJ/(m ³ K)]	μ [cP]	K [W/(mK)]
LiCl-KCl	355	55,47	1,515	1,201	1,821	1,15	0,42
LiCl-RbCl	313	75,37	1,883	0,892	1,679	1,3	0,36
NaCl-MgCl ₂	450	76,09	1,677	1,097	1,838	1,36	0,5
KCl-MgCl ₂	426	81,44	1,664	1,155	1,921	1,4	0,4
NaF-NaBF ₄	384	104,38	1,754	1,507	2,646	0,9	0,4
KF-KBF ₄	460	108,96	1,696	1,306	2,214	0,9	0,38
RbF-RbF ₄	442	151,26	2,213	0,913	2,018	0,9	0,28

Considerando le informazioni precedenti, il parametro di merito di scambio termico e il costo dei sali, la nostra scelta è ricaduta sul sale KCl-MgCl₂. Questo candidato ci sembra perfetto per le nostre esigenze, soddisfacendo

2.7. Riepilogo

tutti i parametri presi in considerazione. Pregio principale è inoltre il bassissimo costo, essendo costituito da materiali facilmente reperibili. Con questo risparmio notevole siamo convinti di poter ottenere un costo dell'energia specifica contenuto, obiettivo primario del nostro lavoro.

Sottoliniamo ancora una volta che la corrosione potrebbe cambiare in modo radicale la scelta del sale e dei materiali utilizzabili associato ad esso. Con i dati in nostro possesso in questo momento, questa scelta ci sembra la più logica e la migliore possibile.

Capitolo 3

Configurazioni e analisi dei cicli

In questo capitolo si introducono le possibili configurazioni di un ciclo Brayton chiuso s-CO₂ atte a migliorare il più possibile l'efficienza. Successivamente si descrivono i modelli utilizzati per la simulazione dei vari componenti e la loro validazione.

3.1 Configurazioni di un ciclo Brayton chiuso s-CO₂

Nonostante il ciclo Brayton s-CO₂ sia molto semplice e compatto, esistono delle configurazioni più complesse che possono aumentare l'efficienza del ciclo e quindi ad ottenere un maggiore ritorno economico. Come scrive Angelino [1], la perdita di efficienza maggiore nel ciclo Brayton s-CO₂ deriva dall'elevata irreversibilità nel recuperatore di bassa pressione. Questa perdita è principalmente conseguenza del *problema al pinch-point*.

Quando si introduce il comportamento di gas reale nell'analisi termodinamica dei cicli, le due differenze principali che si possono riscontrare rispetto al comportamento di gas ideale sono un minore lavoro di compressione e il problema del pinch-point nel recuperatore. Il pinch-point è il punto del recuperatore in cui si ha la minore differenza di temperatura tra i due fluidi (al limite può essere uguale a 0). A causa della forte dipendenza del calore specifico con temperatura e pressione, la differenza di temperatura varia sensibilmente all'interno del recuperatore tra lato caldo e lato freddo. Per questo motivo il valore minimo di differenza di temperatura non è detto che si trovi sempre all'ingresso o all'uscita dello scambiatore ma qualche volta può essere situato nel mezzo. Quando le capacità termiche dei due fluidi risultano così differenti, la differenza di temperatura media dei fluidi risulta elevata, generando così irreversibilità di scambio termico.

3.1. Configurazioni di un ciclo Brayton chiuso s-CO₂

Per superare questo problema sono stati introdotti dei cicli più complessi, con più stadi di compressione, inter-refrigerazione e splittamento della portata. Nei paragrafi successivi sono riportate le configurazioni più interessanti.

3.1.1 Ciclo Brayton Recuperativo Semplice

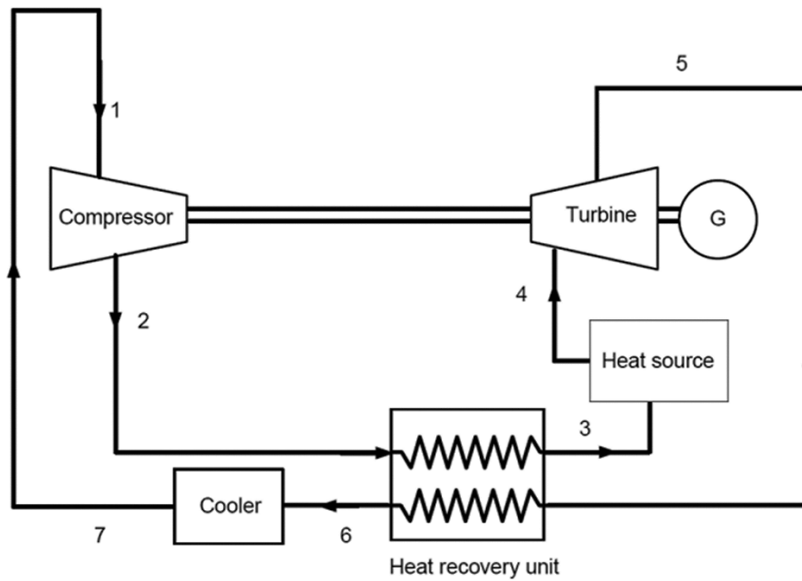


Figura 3.1: Esempio di Ciclo Brayton s-CO₂ recuperativo semplice [6]

Il ciclo Brayton semplice recuperativo è il ciclo base da cui derivano gli altri cicli più complessi (figura 3.1).

Una volta uscita dal compressore, la portata di s-CO₂ ad alta pressione entra nel recuperatore di calore come corrente fredda, mentre la portata uscente dalla turbina a bassa pressione entra anch'essa nel recuperatore dal lato caldo. Questa corrente calda, una volta scambiato il calore col lato freddo, viene indirizzata al *precooler*, nel quale si raggiunge la CIT (Compressor Inlet Temperature), cedendo il calore con il pozzo freddo. La portata fredda acquista energia nel recuperatore ed esce nell'*heater*, nel quale la sorgente calda scalda il fluido fino alla TIT (Turbine Inlet Temperature).

Si può anche modellizzare un *reheat*, col quale il fluido, una volta espanso fino alla pressione media tra quella di alta e quella di bassa, entra nel reheater, raggiunge nuovamente la TIT e successivamente viene espanso fino a bassa pressione. In questo studio, però, il reheat non sarà utilizzato per evitare complicazioni impiantistiche.

3.1.2 Ciclo Brayton Recuperativo con Ricompressione

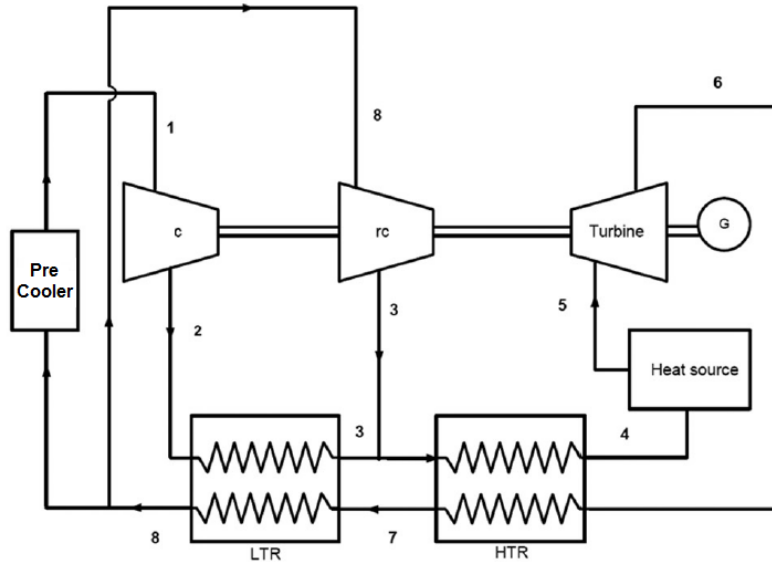


Figura 3.2: Esempio di Ciclo Brayton s-CO₂ con Ricompressione [6]

L'obiettivo del ciclo con ricompressione è quello di diminuire l'effetto di *pinch point* che si ha con un solo recuperatore. Questo pinch point è causato dalla differenza tra le capacità termiche della corrente ad alta pressione con quella a bassa pressione. Nel ciclo semplice, la corrente fredda e quella calda hanno la stessa portata massica all'interno del recuperatore, ciononostante c'è una grande differenza tra le due capacità termiche. Per garantire un ΔT minimo anche al pinch point, in alcune zone del recuperatore la differenza di temperatura tra la corrente di alta pressione e quella di bassa pressione deve essere ben maggiore della differenza minima di temperatura necessaria. Questi grandi differenze di temperatura causano irreversibilità che vanno a penalizzare l'efficienza limite del ciclo termodinamico.

Il ciclo con ricompressione riduce la differenza tra le capacità termiche delle due correnti diminuendo il rapporto tra la portata massica di alta pressione e quella di bassa pressione. Questo si realizza dividendo in due flussi la portata di bassa pressione, una volta uscita dal recuperatore a bassa temperatura: una attraversa il pre-cooler e il compressore principale, l'altra entra nel ricompressore ed esce ad una temperatura e pressione uguale a quella della corrente di alta pressione in uscita dal recuperatore di bassa temperatura. Successivamente, le due portate si ricombinano ed attraversano il recuperatore di alta temperatura, prima di entrare nell'heater e in turbina.

3.1. Configurazioni di un ciclo Brayton chiuso s-CO₂

Un parametro operativo molto importante è lo *Split Ratio (SR)*, definito come il rapporto tra la portata massica entrante nel compressore principale e la portata massica in uscita dalla turbina.

$$SR = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_6} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_2 + \dot{m}_3} \quad (3.1)$$

3.1.3 Ciclo Brayton Recuperativo con Ricomprensione e Precooling (Partial Cooling)

L'*intercooling* è una soluzione impiantistica che comunemente può essere aggiunta ai cicli a gas per diminuire il lavoro di compressione. Questo accorgimento inoltre porta benefici al ciclo a s-CO₂ disaccoppiando la pressione d'ingresso nel compressore principale rispetto alla pressione d'uscita dalla turbina. L'*intercooling* divide la compressione in due parti. Nella prima parte il flusso, dopo essere stato raffreddato in un precooler, entra nel primo compressore e viene compresso fino ad una pressione intermedia. Successivamente il flusso viene ulteriormente raffreddato nell'intercooler e raggiunge la pressione massima nel compressore principale.

Si definisce un ulteriore parametro, *RPR*, che dà un'indicazione sulla pressione intermedia rispetto a quella di alta e di bassa.

$$RPR = \frac{\frac{P_{high}}{P_{intermediate}} - 1}{\frac{P_{high}}{P_{low}} - 1} \quad (3.2)$$

Non è obbligatorio che le temperature d'ingresso nei due compressori siano identiche ma, dal momento che si utilizza una sola sorgente di calore fredda, di solito queste temperature sono uguali. In questo studio sono state ipotizzate identiche.

Un importante vantaggio dell'interrefrigerazione nelle applicazioni CSP con storage termico è quello di avere un maggiore salto di temperatura a cavallo dell'heater; ciò riduce la quantità di fluido richiesta per lo storage termico (dal momento che è proporzionale a $\dot{m}Cp\Delta T$) e rende il sistema più efficiente in termini di costi.

Una possibile configurazione di ricomprensione con *intercooling* divide la portata dopo il primo compressore. In questa configurazione, la portata uscente dalla turbina viene interamente raffreddata nel precooler prima di entrare nel primo compressore. Dopodiché viene suddivisa in due flussi: uno va al ricompressore, l'altra nel compressore principale dopo aver ceduto nell'intercooler parte del suo calore verso l'esterno. In questo modo si risolve il

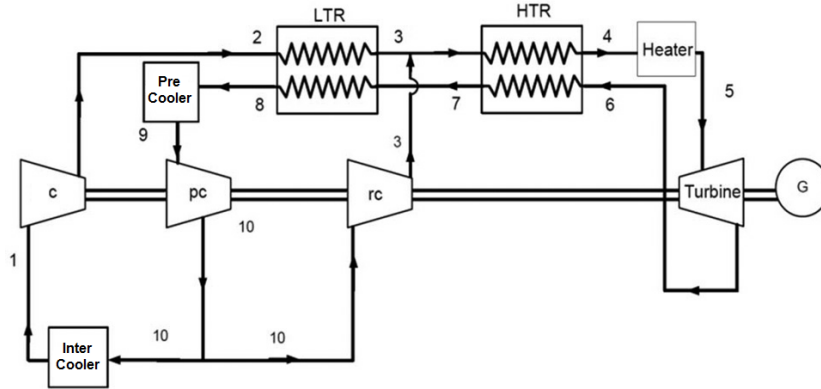


Figura 3.3: Esempio di Ciclo Brayton s-CO₂ Partial Cooling [6]

problema del pinch-point poiché la minore portata massica nel lato ad alta pressione del LTR permette di avere due correnti con capacità termica molto simile. Studi di Kulhanek e Dostal [10] hanno dimostrato che questo ciclo ha l'efficienza maggiore alle alte temperature ed è meno sensibile alla variazione del rapporto delle pressioni. L'aumento di efficienza è da attribuire alla riduzione della temperatura media di cessione del calore. La prima cessione di calore nel pre-cooler avviene a temperature minori (8 e 9) rispetto a quelle dell'intercooler principale (10 e 1). Inoltre la ricompressione permette di ridurre la portata che cede calore alla temperatura più alta. Tutto ciò porta ad un incremento dell'efficienza, superiore a quella degli altri cicli.

3.1.4 Ciclo Brayton Recuperativo con Ricompressione MCI (Main-Compression Intercooling)

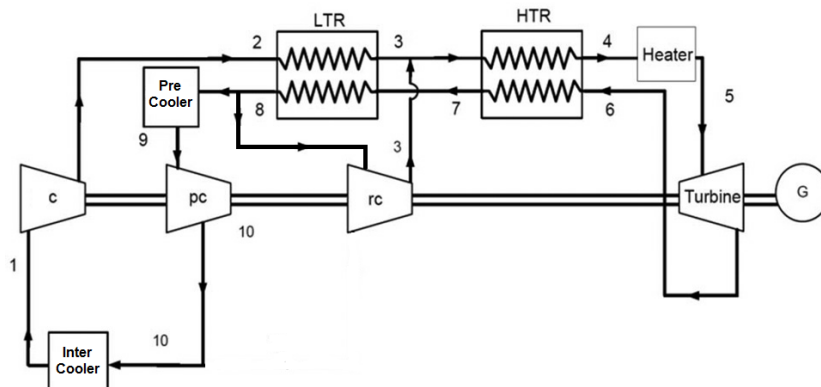


Figura 3.4: Esempio di Ciclo Brayton s-CO₂ MCI [6]

Un altro modo per introdurre l'intercooling è di dividere la portata di CO₂ subito dopo l'LTR e collocare in uno dei due rami il precooler come primo elemento. Questo ciclo viene definito MCI (Recompression with Main-Compression Intercooling). In questa configurazione, la pressione d'ingresso al ricompressore (8) è uguale alla pressione d'uscita della turbina e in questo modo il ricompressore lavora su tutto il salto di pressione.

I vari cicli con intercooling sono molto simili tra di loro, la differenza principale è la posizione in cui si ha lo split della portata. Dalle simulazioni risultano differenze in termini di efficienza e di proprietà del ciclo tali da meritare un approfondimento.

3.2 Analisi termodinamica del Power Block e dello Storage

Per riuscire a configurare l'impianto in esame è necessario prima di tutto descrivere il codice di calcolo utilizzato per simulare i vari componenti. Di seguito vengono analizzati i modelli termodinamici sia dei componenti del power block (turbina, compressore e scambiatori) sia lo storage termico.

3.2.1 Turbina

Le condizioni termodinamiche di ingresso in turbina sono 250 bar per quanto riguarda la pressione (impostata a priori) mentre la temperatura varia nell'intorno dei 720 °C ed è quella che massimizza il rendimento per ogni ciclo. Entalpia ed entropia sono invece ricavabili attraverso le tabelle termodinamiche della CO₂ o attraverso software quali REFPROP. Le condizioni d'uscita si ricavano solo dopo aver ottimizzato il ciclo, considerando quindi tutti gli altri componenti.

Partendo dalle condizioni di ingresso, si ipotizza il *rendimento isoentropico della turbina*, definito come:

$$\eta_{is,turbine} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}} \quad (3.3)$$

dove $h_{out,s}$ rappresenta l'entalpia della corrente fluida uscente da un'espansione isoentropica con le stesse pressioni di ingresso ed uscita. Può essere espressa come:

$$h_{out,s} = h(P_{out}, s_{in}) \quad (3.4)$$

Nella prima analisi comparativa tra i vari cicli si è utilizzato $\eta_{turbine} = 0,93$ come da letteratura; successivamente, nella fase di ottimizzazione, verrà utilizzato il valore dato dal modello Axtur per la simulazione della turbina.

Per il calcolo delle perdite entropiche, si definisce la percentuale di rendimento del ciclo perso in turbina come:

$$\Delta\eta_{turb} = \frac{T_0}{\dot{Q}_{in,ciclo}} \cdot (\dot{s}_{out} - \dot{s}_{in}) \quad (3.5)$$

3.2.2 Compressore

I cicli che saranno analizzati nei prossimi capitoli adoperano diversi tipi di compressione, singola o a più stadi, con possibili stadi di inter-refrigerazione. Il modello del compressore rimane però molto simile a quella della turbina, definendo innanzitutto pressione e temperatura d'ingresso, il rendimento isoentropico e ricavando la pressione d'uscita a seguito dell'ottimizzazione totale del ciclo. Si definisce:

$$\eta_{is,comp} = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (3.6)$$

dove $h_{out,s}$ rappresenta l'entalpia della corrente fluida uscente da una compressione isoentropica con le stesse pressioni di ingresso ed uscita. Può essere espressa come:

$$h_{out,s} = h(P_{out}, s_{in}) \quad (3.7)$$

La percentuale di rendimento del ciclo perso nella compressione è definito come:

$$\Delta\eta_{comp} = \frac{T_0}{\dot{Q}_{in,ciclo}} \cdot (\dot{s}_{out} - \dot{s}_{in}) \quad (3.8)$$

La perdita di η è direttamente legata alla qualità fluidodinamica del componente ed è fortemente influenzata dal rapporto di compressione β .

3.2.3 Scambiatori di calore

Per progettare gli scambiatori di calore è prima necessario stabilire la loro geometria, il modello di scambio termico ed il modello delle perdite di pressione. Una volta che ciò è stabilito, bisogna sviluppare la configurazione per ogni tipo di scambiatore, la quale varia a seconda delle condizioni termodinamiche operative e dei fluidi di lavoro. Dopo aver valutato diverse soluzioni, è stato deciso di utilizzare i PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger) nelle zone ad alta pressione, mentre degli Shell and Tube negli scambi CO₂-aria a pressioni minori.

Modello termico

Ci sono tre tipologie diverse di scambiatori di calore in ogni ciclo a gas:

- il *recuperatore*, che lavora con lo stesso fluido in entrambi i lati (in questo caso CO₂);
- lo *scambiatore intermedio* che trasferisce il calore dal fluido termovettore (sali fusi) al fluido di lavoro (CO₂);
- il *pre-cooler* che raffredda il fluido di lavoro con l'aria esterna.

Gli unici scambiatori attualmente disponibili sul mercato che possano resistere a temperature fino ai 750 °C e pressioni nell'ordine dei 250 bar sono i PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger). Le informazioni sui PCHE in letteratura sono molto limitate. I canali che lo caratterizzano sono semicircolari e possono essere dritti o a zig-zag. In questo studio sono stati utilizzati canali dritti dal momento che non era possibile trovare in letteratura delle correlazioni di scambio termico e caduta di pressione adatte per i canali a zig-zag. I risultati così ottenuti sottostimano leggermente le potenzialità massime di questa tecnologia poiché i canali a zig-zag aumentano significativamente il rendimento dello scambio termico.

Hesselegraves [14] consiglia di utilizzare la correlazione di Gnielinsky per flussi in regime turbolento ($Re > 2300$) per canali dritti semicircolari:

$$Nu = \frac{\frac{f_c}{8}(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)\sqrt{\frac{f_c}{8}}} \quad (3.9)$$

dove Nu è il numero di Nusselt, Re è il numero di Reynolds, Pr è il numero di Prandtl e f_c è il coefficiente d'attrito di Moody definito come:

$$f_c = (1,8 \log Re - 1,5)^{-2} \quad (3.10)$$

Queste equazioni sono valide per numeri di Reynolds fino a $5 \cdot 10^6$ e numeri di Prandtl compresi tra 0,5 e 2000. Questo range dei numeri di Prandtl è applicabile per CO₂ ed aria.

Il numero di Reynolds è definito come:

$$Re = \frac{v \cdot d_{eq}}{\nu} \quad (3.11)$$

dove v è la velocità del fluido, d_{eq} è il diametro idraulico e ν è la viscosità cinematica del fluido. Il diametro idraulico per il canale semi-circolare è

calcolato come:

$$d_{eq} = \frac{4\pi d_c^2}{8\left(\pi\frac{d_c}{2} + d_c\right)} \quad (3.12)$$

dove d_c è il diametro del canale semi-circolare.

Il numero di Prandtl è definito come:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (3.13)$$

dove μ è la viscosità dinamica (in $[Pas]$), C_p è il calore specifico (in $[J\ kg^{-1}\ K^{-1}]$) e k è la conduttività termica del fluido (in $[W\ m^{-1}\ K^{-1}]$).

Per il flusso laminare, Hesselgraves consiglia di utilizzare $Nu = 4089$. Dal momento che il numero di Nusselt per $Re = 2300$, calcolato con la correlazione di Gnielinsky, non è 4089, si creerebbe una discontinuità nella valutazione del numero di Nusselt. Per evitare problemi di convergenza nel modello, per numeri di Reynolds compresi tra 2300 e 5000 si definisce una zona di transizione, nella quale il numero di Nusselt è stimato tramite interpolazione lineare come:

$$Nu = 4,089 + \frac{Nu_{G|Re=5000} - 4089}{5000 - 2300}(Re - 2300) \quad (3.14)$$

dove $Nu_{G|Re=5000}$ è il numero di Nusselt dalla correlazione di Gnielinsky valutato al numero di Reynolds di 5000.

Il numero di Nusselt per il sale fuso è calcolato da [56] che ha proposto per metallo liquido che scorre nei tubi la seguente espressione per il numero di Nusselt:

$$Nu = 5 + 0,025(RePr)^{0,8} \quad (3.15)$$

Una volta che il numero di Nusselt è noto, il coefficiente di scambio termico h ($[W\ m^{-2}\ K^{-1}]$) può essere calcolato da:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d_{eq}} \quad (3.16)$$

Il modello di scambio termico per canali dritti è ben consolidato e la correlazione di Gnielinsky è una delle più accurate.

Perdite di Carico

Il modello delle perdite di pressione è costituito da due parti principali: una sono le perdite concentrate, date dalle discontinuità dei canali (cambi di sezione, imbocco, uscita...), e l'altro sono le perdite per attrito fluidodinamico; le perdite gravitazionali o di accelerazione non vengono prese in considerazione.

Le perdite concentrate nei canali dritti sono due, una all'entrata ed una all'uscita. Entrambe possono essere valutate come:

$$\Delta p = C\rho\frac{v^2}{2} \quad (3.17)$$

dove C è il coefficiente di perdita concentrata, valutato 0,5 all'entrata e 1,0 all'uscita, ρ è la densità locale del fluido [kg m^{-3}] e v è la velocità locale del fluido [m s^{-1}].

Le perdite distribuite si possono valutare come:

$$\Delta p = f\frac{L}{d_{eq}}\rho\frac{v^2}{2} \quad (3.18)$$

dove L è la lunghezza e d_{eq} è il diametro equivalente per il canale semicircolare. Il fattore d'attrito f deve essere determinato da una correlazione. Poiché è necessario coprire un ampio intervallo di numeri di Reynolds, bisogna innanzitutto valutare gli estremi dei vari regimi.

Il regime di transizione da flusso laminare a turbolento ($2000 < Re < 4000$) e la regione nella quale il fattore d'attrito cambia velocemente con il numero di Reynolds. Il numero di Reynolds di partenza Re_0 dalla legge di Hagen-Poiseuille è definito come:

$$Re_0 = 754 \exp \frac{0,0065}{\Delta} \quad (3.19)$$

dove Δ è la scabrezza relativa (rapporto tra la scabrezza della superficie ed il diametro del tubo). Questa equazione è applicabile per $\Delta > 0,007$. Per $\Delta < 0,007$ il numero di Reynolds di partenza è $Re_0 = 2000$.

Per flusso laminare, cioè per numeri di Reynolds inferiore a Re_0 , il fattore d'attrito è indipendente dalla scabrezza della parete e la legge di Hagen-Poiseuille è applicabile:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.20)$$

Per numeri di Reynolds superiori a Re_0 , il fattore d'attrito continua a decrescere, ma il tasso di diminuzione diventa sempre più piccolo. Ad un

certo punto il fattore d'attrito raggiunge il suo minimo ed inizia a crescere. Il numero di Reynolds Re_1 definisce questo punto. Si utilizza l'espressione di Samoilenko per calcolare il numero di Reynolds:

$$Re_1 = \frac{1160}{\Delta} \quad (3.21)$$

L'intervallo di applicabilità è di nuovo per $\Delta > 0,007$ e per piccoli valori di scabrezza si utilizza $Re_1 = 2000$. Il fattore di concentrazione, tra Re_0 e Re_1 , può così essere calcolato come:

$$f = 4,4Re^{-0,595} \exp \frac{0,00275}{\Delta} \quad (3.22)$$

Per scabrezze relative inferiori a 0,007 è stata utilizzata un'interpolazione lineare tra la legge di Hagen-Poiseuille e la legge di Blasius.

Il numero di Reynolds oltre il quale si ferma la crescita del fattore d'attrito si può ottenere da:

$$Re_2 = 2090 \left(\frac{1}{\Delta} \right)^{0,0635} \quad (3.23)$$

Nell'intervallo entro cui il fattore d'attrito cresce all'interno del regime di transizione ($Re_1 < Re < Re_2$), il fattore d'attrito è valutato come:

$$f = (f_2 - f^*) \exp\{-[0,0017(Re_2 - Re)]^2 + f^*\} \quad (3.24)$$

dove $f^* = f_1$ per $\Delta \leq 0,007$ e $f^* = f_1 - 0,0017$ per $\Delta > 0,007$. Il fattore d'attrito f_1 è valutato a Re_1 basato sulle formule date da Idelchik [17].

$$f_1 = 0,032 \quad \text{per } \Delta \leq 0,007 \quad (3.25)$$

$$f_1 = 0,075 - \frac{0,0109}{\Delta^{0,286}} \quad \text{per } \Delta > 0,007 \quad (3.26)$$

Relazioni simili sono state pensate da Idelchik [17] anche per il fattore d'attrito f_2 le quali, però, non hanno fornito una buona transizione al regime di moto successivo e per questo motivo il fattore d'attrito f_2 è stato calcolato con la formula di Colebrook-White (3.28), sostituendo Re_2 per il numero di Reynolds.

Infine, l'inizio della zona stabile di flusso turbolento inizia al numero di Reynolds Re_3 , che può essere calcolato come:

$$Re_3 = 441,19 \cdot \Delta^{-1,1772} \quad (3.27)$$

3.2. Analisi termodinamica del Power Block e dello Storage

Nella regione di flusso turbolento completamente sviluppato (tra Re_2 e Re_3), è stata utilizzata la formula di Colebrook-White:

$$f = \frac{1}{\left[2 \log_{10} \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{f}} + \frac{\Delta}{3,7} \right)\right]^2} \quad (3.28)$$

Per canali a zig-zag, Hesselgraves [14] raccomanda l'utilizzo del lavoro di Oyakawa [39] sui canali corrugati. Per il calcolo del fattore d'attrito, si utilizza:

$$f = 11.0 \cdot Re^{-0,53} \quad (3.29)$$

dove la lunghezza caratteristica di riferimento del numero di Reynolds è il diametro idraulico. Il fattore di scabrezza ipotizzato è tipico per i tubi di uno scambiatore di calore ($\zeta = 10^{-5}\text{m}$).

Dimensionamento

Poiché gli scambiatori di calore sono i componenti più ingombranti nel ciclo, è importante modellarli con più attenzione possibile. Per ridurre il volume totale della batteria di scambiatori di calore, è molto importante che siano compatti. I Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE) sono la migliore soluzione per questo tipo di applicazione. Le ragioni della scelta dei PCHE sono descritte successivamente, per questo capitolo è sufficiente sapere che un PCHE è costituito da una serie di piatti, i quali vengono incisi chimicamente creando dei canali. I piatti poi sono impilati uno sopra l'altro, disponendo in sequenza un piatto freddo ed uno caldo ed infine scaldati fino a renderli un unico blocco. È uno scambiatore con flussi contro-corrente ed i canali sono semi-circolari visti frontalmente (come nelle figura 3.5).

Per la modellizzazione, lo scambiatore è stato suddiviso in 100 nodi in direzione assiale come nella figura 3.6. Sono state anche assunte una serie di semplificazioni:

1. La portata massica totale è uniformemente distribuita lungo i canali.
2. La distribuzione di temperatura nello scambiatore di calore è periodica con periodo di due piatti (uno caldo e uno freddo).
3. La geometria dei canali e dei piatti è la stessa sia nel lato caldo che in quello freddo.
4. La temperatura del canale è uniforme lungo il bordo ad ogni sezione assiale.

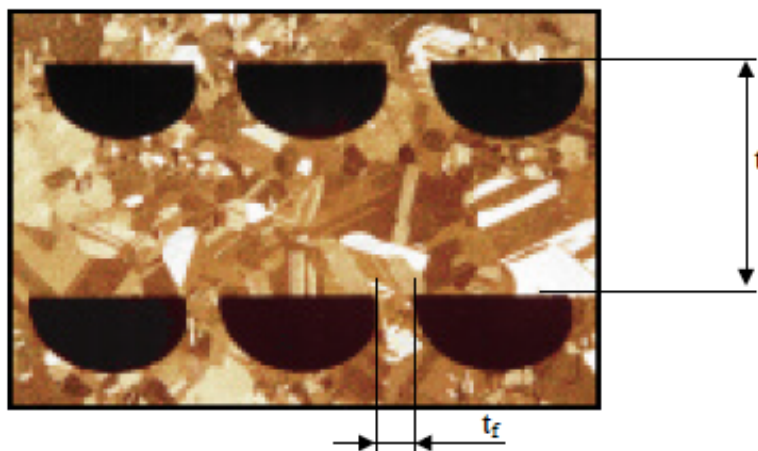


Figura 3.5: Sezione frontale del PCHE [29]

5. L'area di conduzione termica è uguale all'area di scambio termico nel canale.
6. La lunghezza di conduzione termica è uguale alla distanza tra canale freddo e canale caldo.

Con le ipotesi 1,2 e 3, è sufficiente modellizzare un singolo canale del lato caldo ed uno del lato freddo per descrivere l'intero scambiatore, perché tutti gli altri canali freddi e caldi sono identici a quelli modellizzati. La potenza termica totale scambiata può così essere semplicemente calcolata moltiplicando i risultati di un canale caldo ed uno freddo per il numero di canali nello scambiatore.

Le ipotesi 4,5, e 6, invece, servono a semplificare il modello della conduzione, riconducendolo ad uno scambio termico conduttivo attraverso una parete piana. Poiché l'area di scambio termico è più piccola di quella di conduzione termica e la lunghezza di conduzione varia sui diversi punti nell'intorno del canale (qualche volta è più piccola della distanza tra canale freddo e caldo), queste ipotesi sono conservative.

Il calcolo delle prestazioni dello scambiatore può iniziare indifferentemente da uno degli estremi, l'importante è che siano note le condizioni operative su entrambi i lati. Il calcolo inizia dall'estremo in cui sono noti i valori termodinamici e prosegue nodo dopo nodo consequenzialmente. Nel caso in cui si proceda dalla fine del lato caldo verso l'altro estremo, la prestazione al nodo j può essere valutata come segue:

3.2. Analisi termodinamica del Power Block e dello Storage

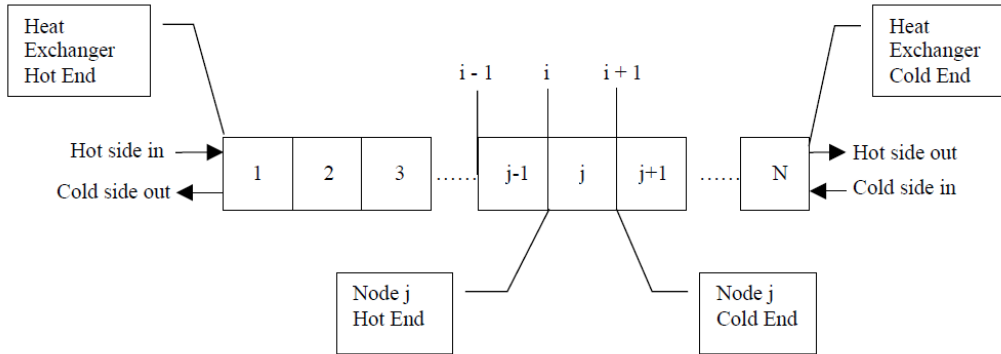


Figura 3.6: Suddivisione in nodi dello scambiatore [10]

1. Conoscendo l'efficienza media dello scambiatore (e quindi il salto entalpico totale) e ipotizzando la perdita totale di pressione, sono calcolati il salto entalpico per ogni nodo Δh_n (+ nel lato freddo, - nel lato caldo) e la caduta di pressione ΔP_n come:

$$H_{i+1} = H_i \pm \Delta h_n \quad (3.30)$$

$$P_{i+1} = P_i + \Delta P_n \quad (3.31)$$

2. Sono calcolate per ogni nodo j , entalpia e pressione media tra le condizioni i e $i+1$
3. Sono calcolate le proprietà del fluido alla pressione ed entalpia media mediante l'utilizzo di REFPROP.
4. Sono calcolate le velocità del fluido caldo e di quello freddo, i coefficienti di scambio termico ed i fattori d'attrito mediante le proprietà del fluido e la portata massica nel canale. Il coefficiente di scambio termico totale U è calcolato come:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{t} + \frac{1}{h_c}} \quad (3.32)$$

dove h_h e h_c sono i coefficienti di scambio termico rispettivamente del lato caldo e del lato freddo e k è la conduttività termica del materiale dello scambiatore di calore e t lo spessore del piatto.

5. A questo punto si è deciso di calcolare la lunghezza del nodo l_n a partire dalla singola potenza termica q del nodo (potenza totale divisa uniformemente tra tutti i nodi). Si ottiene così che la lunghezza è data da:

$$l_n = \frac{q}{U \left(\pi \frac{d_c}{2} + d_c \right) \Delta T_{ml}} \quad (3.33)$$

dove d_c è il diametro del canale e ΔT_{ml} è la temperatura media logaritmica, intesa come:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,i+1} - T_{c,i+1})}{\log \left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,i+1} - T_{c,i+1})} \right)} \quad (3.34)$$

6. La vera caduta di pressione è calcolata attraverso il modello riportato nella sezione 3.2.3
7. Il codice itera le cadute di pressione d'ingresso di entrambi i lati finché non differiscono con quelle calcolate col modello precedentemente descritto per un certo valore di precisione.

Le dimensioni utilizzate per la geometria del PCHE sia nel lato caldo che in quello freddo sono prese dal lavoro di Dostal [10] e sono le seguenti:

- Diametro del canale $d_c = 2,3\text{mm}$
- Spessore del piatto $t = 2,2\text{mm}$
- Passo dei canali $p_c = 4,6\text{mm}$

Le restanti caratteristiche geometriche possono essere calcolate a partire da questi dati.

Lo spessore t_n è la somma degli spessori del lato freddo $t_{c,s}$ e del lato caldo $t_{h,s}$

$$t_n = t_{c,s} + t_{h,s} \quad (3.35)$$

Il numero totale dei piatti del lato caldo o freddo n_{pl} è l'altezza totale H divisa per lo spessore del nodo t_n

$$n_{pl} = \text{int} \left(\frac{H}{t_n} \right) \quad (3.36)$$

Ora è possibile definire le caratteristiche sia del lato caldo che di quello freddo. Il numero di canali in ogni piatto del lato freddo, n_c , la superficie di scambio termico per ogni canale A_c , l'area di passaggio per ogni canale

3.2. Analisi termodinamica del Power Block e dello Storage

A_f e la portata massica e volumetrica per ogni nodo \dot{m}_n e \dot{V}_n con le seguenti formule:

$$n_c = \text{int}\left(\frac{W}{p_c} - 2\right) \quad (3.37)$$

$$A_c = l_n \left(\pi \frac{d_c}{2} + d_c \right) \quad (3.38)$$

$$A_f = \pi \frac{d_c^2}{8} \quad (3.39)$$

$$\dot{m}_n = \frac{\dot{m}}{n_c n_{pl} n_{mod}} \quad (3.40)$$

$$\dot{V}_n = \frac{\dot{m}_n}{A_f} \quad (3.41)$$

dove n_{mod} è il numero di moduli dello scambiatore di calore se se ne utilizzano più di uno in parallelo.

Analisi entropica

Per il calcolo delle perdite entropiche, si definisce la percentuale di rendimento del ciclo perso nel recuperatore come:

$$\Delta\eta_{recup} = \frac{T_0}{\dot{Q}_{in,ciclo}} \cdot (\dot{s}_{hot,out} - \dot{s}_{hot,in} + \dot{s}_{cold,out} - \dot{s}_{cold,in}) \quad (3.42)$$

con *hot* per definire il lato caldo e *cold* quello freddo.

Per il precooler e l'intercooler il calcolo invece è:

$$\Delta\eta_{cooler} = \frac{T_0}{\dot{Q}_{in,ciclo}} \cdot \left(\dot{s}_{out} - \dot{s}_{in} + \frac{\dot{h}_{in} - \dot{h}_{out}}{T_0} \right) \quad (3.43)$$

3.2.4 Storage

Lo storage termico deve riuscire a stoccare e garantire la potenza termica necessaria per far funzionare il ciclo di potenza. Innanzitutto bisogna capire se è possibile poter utilizzare un solo tank, sfruttando il termoclino, o se è necessario dover utilizzare un doppio tank. Il termoclino è uno strato di transizione nel quale la temperatura di un fluido varia sensibilmente in un breve tratto tra gli strati superiori e quelli inferiori al termoclino. Questo effetto si ha quando la densità di un fluido varia sensibilmente con la temperatura.

Per valutare la possibilità di poter creare un termoclino, si paragona il Caloria HT-43 con il sale KCl-MgCl₂, in particolar modo la loro variazione percentuale della densità con la temperatura. Caloria HT-43 è un fluido

termovettore sintetico per alte temperature, già utilizzato in storage con termoclino per impianti a concentrazione solare tra cui il Solar One in California. Nella tabella 3.1 è possibile confrontare i due fluidi nei rispettivi contesti. Per

Tabella 3.1: Confronto tra le proprietà termodinamiche di Caloria HT-43 nelle condizioni operative di Solar One [12] e il sale fuso KCl-MgCl₂ in condizioni operative molto simili a quelle di questo studio.

Proprietà	Caloria HT-43	KCl-MgCl ₂
Temperatura base [°C]	204	500
Temperatura apice [°C]	304	750
Densità base [kg m ⁻³]	725,65	1901,67
Densità apice [kg m ⁻³]	654,35	2020,86
Variazione densità [%]	9,83	5,90

il calcolo delle densità del sale fuso si rimanda alla sezione 2.6.2. Per Caloria HT-43, invece, è stata adoperata la correlazione riportata in [12].

$$\rho_{Cal}(T) = -0,713 \cdot T + 871,1 \quad (3.44)$$

La variazione percentuale della densità del sale fuso è nettamente inferiore rispetto a Caloria HT-43 (il 40% in meno) e quindi la soluzione a singolo tank con termoclino è accantonata, si opta così per un doppio tank indiretto.

Una volta decisa la tipologia di storage si può passare alla fase di dimensionamento. Ipotesi iniziale è che le perdite termiche con l'ambiente sono pressoché trascurabili [40]. Ogni tank dello storage può essere modellizzato come un cilindro, la cui altezza è stata fissata a 15 *m* ed il diametro variabile a seconda di quanta energia termica si vuole stoccare [21]. La quantità di sali necessaria per stoccare una determinata energia termica si ottiene da:

$$M_{sali,stor} = \frac{En_{in,stor} \cdot 3,6}{Cp \cdot \Delta T} \quad (3.45)$$

dove $En_{in,stor}$ è l'energia termica accumulata all'interno dello storage in [*KWh_{th}*]. Il diametro del tank, invece, è:

$$D_{stor} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{sali,stor}}{\rho_{sali} \cdot H_{stor} \cdot \pi}} \quad (3.46)$$

Le ore equivalenti sono il rapporto tra la massa di sali accumulata e la quantità di sali necessaria a far andare l'impianto per un'ora continuata. La portata di sali necessaria ad alimentare il ciclo di potenza è data da:

$$\dot{m}_{sali} = \dot{m}_{CO_2} \cdot \frac{\Delta H_{CO_2,PCHE}}{\Delta H_{sali,PCHE}} \quad (3.47)$$

3.3. Validazione del modello utilizzato

dove \dot{m}_{CO_2} è la portata nominale di CO_2 nel ciclo di lavoro, $\Delta H_{CO_2,PCHE}$ e $\Delta H_{sali,PCHE}$ sono le differenze di entalpia nello scambiatore CO_2 -sale, rispettivamente per il lato CO_2 e per il lato sale. La quantità minima di sali necessari a far funzionare l'impianto per un'ora consecutiva si può ricavare come:

$$M_{sali,1h} = 3600 \cdot \dot{m}_{sali} \quad (3.48)$$

La quantità massima di sali stoccabili si trova come:

$$M_{sali,max} = \rho_{sali} \cdot \frac{\pi \cdot D_{stor}^2}{4} \cdot H_{stor} \quad (3.49)$$

Le ore equivalenti si possono così ricavare come:

$$h_{equiv} = \frac{M_{sali,max}}{M_{sali,1h}} \quad (3.50)$$

3.3 Validazione del modello utilizzato

I risultati di ciclo ideale (senza considerare perdite di pressione) ottenuti con il nostro modello sono molto simili a quelli che si possono trovare in letteratura, come nel lavoro di Turchi o di Dostal, e questo va a conferma della consistenza delle analisi condotte successivamente. Non sono ancora disponibili in letteratura studi con l'aggiunta delle perdite di carico.

Per effettuare la comparazione, sono stati mantenuti i parametri del ciclo utilizzati da Turchi (vedi tabella 3.2) e ricavati quelli rimanenti tramite ottimizzazione dell'efficienza.

Tabella 3.2: Rendimenti dei componenti del ciclo utilizzati nel modello

Componente	η
Compressore	0,89
Turbina	0,93
HTR	0,97
LTR	0,88

Nel ciclo semplice e in quello a ricomprensione l'unico parametro per l'ottimizzazione è il *rapporto delle pressioni*; l'ottimo sarà il massimo della curva dell'efficienza rispetto al rapporto delle pressioni. Discorso diverso va fatto nei cicli con splittamento della portata. In questi casi i parametri liberi sono

due: *RPR* e il *rapporto delle pressioni*. Il massimo è stato ricavato tramite EES.

I risultati ottenuti sono visibili nella tabella 3.3 e sono esattamente identici a quelli pubblicati da Turchi [69]. Il modello del ciclo termodinamico ha quindi consistenza e può essere utilizzato per configurazioni future più complesse.

Tabella 3.3: Condizioni operative dei cicli ottimizzati sul rendimento, con TIT di 700°C e raffreddamento ad aria.

Cicli	CIT (°C)	η	Split Ratio	RPR	HTR	LTR	β
Recompression	45	0,523	0,70	-	0,97	0,88	2,7
	60	0,497	0,75	-	0,97	0,88	2,5
Partial Cooling	45	0,522	0,58	0,37	0,97	0,88	5,0
	60	0,500	0,62	0,33	0,97	0,87	4,5
MCI	45	0,526	0,65	0,60	0,97	0,90	3,6
	60	0,503	0,70	0,54	0,97	0,90	3,3

Per quanto riguarda il modello del PCHE si è ripreso quello descritto e validato da Dostal nel suo lavoro [10], mentre per il dimensionamento dello storage si è ripreso [21].

3.4 Riepilogo

In questo capitolo si descrivono diverse configurazioni del ciclo Brayton chiuso con lo scopo di trovare quella che massimizzi il rendimento. I vari cicli presentati differiscono per il numero di stadi di intercooling, di compressione e per la collocazione di eventuali splittamenti della portata.

Successivamente sono stati descritti e validati i modelli di calcolo per la simulazione dei principali componenti dell'impianto: turbina, compressore, scambiatori di calore PCHE e storage.

Dai primi risultati ottenuti, il ciclo Brayton MCI risulta essere la configurazione con efficienza più alta, seppur di pochissimo. Accoppiata ad una torre solare, però, sarà più interessante la configurazione partial cooling, la quale migliora l'efficienza riducendo la portata entrante nel lato freddo del rigeneratore LTR, rendendo così simili le capacità termiche nei due lati.

Capitolo 4

Ricevitore e campo specchi

In questo capitolo verranno descritti gli altri elementi principali di un impianto solare a concentrazione: il campo specchi e il ricevitore. Per il campo specchi si illustreranno le principali problematiche e perdite di efficienza, utili a capire le possibili vie di miglioramento applicabili. Nella seconda parte verrà analizzato invece il ricevitore, spostando l'enfasi sul modello matematico sviluppato utile alla sua simulazione. Si passerà infine al modello sviluppato per il calcolo delle perdite di pressione e infine lo spessore dei tubi dettato da esigenze di resistenza strutturale.

4.1 Campo specchi

L'efficienza energetica del campo specchi dipende da una serie di perdite ottiche che riducono l'irradianza diretta incidente sugli eliostati a quella diretta concentrata sul ricevitore. Di seguito vengono elencate le perdite ottiche principali.

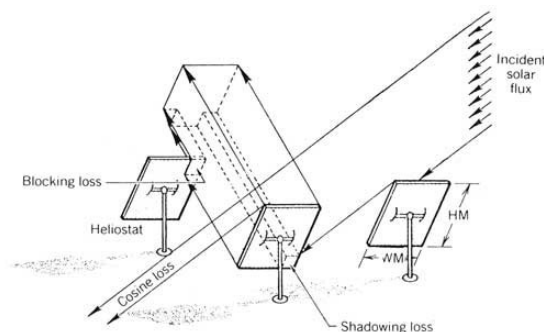


Figura 4.1: Rappresentazione delle principali perdite ottiche in un campo specchi

4.1.1 Shading

Le perdite per *shading* sono le perdite ottiche causate dall'ombra degli eliostati adiacenti su quello preso in considerazione. Questo fenomeno si verifica maggiormente quando il sole è basso nel cielo, alla mattina ed al tramonto. A seconda della tipologia di campo, può presentarsi anche durante la giornata se la densità degli specchi è molto alta.

I valori dei coefficienti di shading calcolati per ogni eliostato del Gemasolar alle ore 7.00 del 20 Marzo sono mostrati nella figura 4.2 [2]. La freccia rossa indica la direzione del sole. Il coefficiente di shading per il Gemasolar ha valori significativi (in alcune aree circa 60%) soltanto alle prime ore del mattino ed al tramonto, mentre durante la giornata è quasi trascurabile, sotto il 3%.

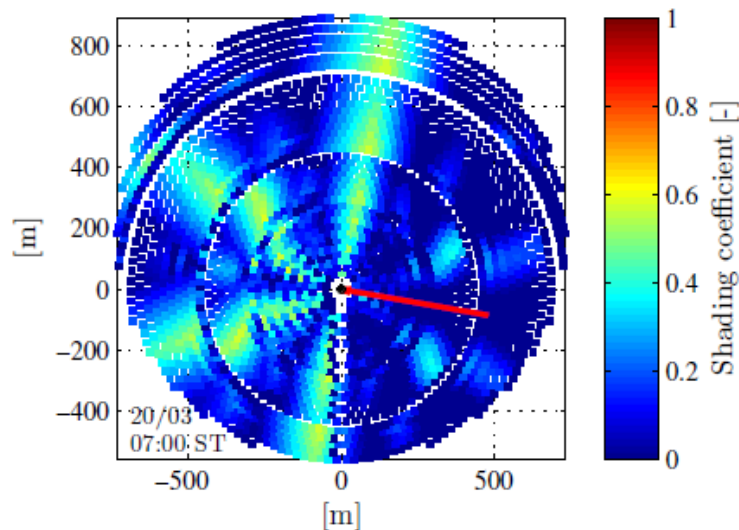


Figura 4.2: Coefficienti di shading calcolati per gli eliostati del Gemasolar alle ore 7.00 del 20 Marzo [2]

4.1.2 Coseno

Le perdite per il *coseno* si verificano quando il piano dell'eliostato non è esattamente perpendicolare al vettore della radiazione del sole, riflettendo meno di quanto potrebbe. Dal momento che l'eliostato riflette continuamente i raggi sempre nella stessa posizione, l'angolo di incidenza tra il vettore del sole

4.1. Campo specchi

e la normale del piano dell'eliostato non sarà mai uguale a zero (anche perché, essendo la normale in direzione della torre, l'irradianza sarebbe bloccata dalla torre stessa). Per questo le perdite per il coseno non possono essere eliminate e se ne valuta l'efficienza come il rapporto tra la proiezione dell'area dell'eliostato lungo il vettore del sole rispetto all'area totale dell'eliostato (si veda figura 4.3). Nel corso della giornata, le perdite per il coseno variano con

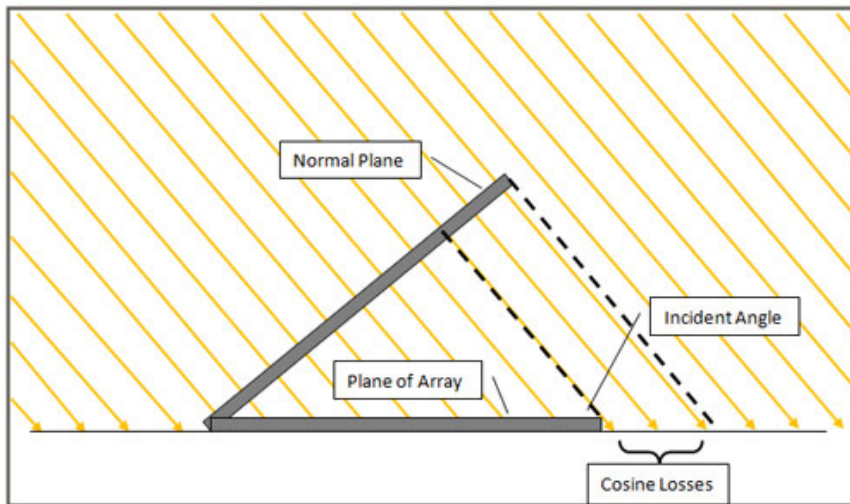


Figura 4.3: Rappresentazione schematica delle perdite per il coseno

la posizione del sole: sono massime al mattino e minime alla sera sul lato est, viceversa sul lato ovest.

In figura 4.4 si può trovare la rappresentazione delle perdite per il coseno alle stesse condizioni dello shading precedentemente trattato. È molto evidente una simmetria in questa distribuzione, con asse il vettore del sole, che spiega la variazione temporale delle perdite. In particolar modo, le perdite maggiori si riscontrano sugli eliostati situati tra il sole e la torre, con valori anche superiori all'80%. Oltre la torre, invece, le perdite sono minime e in certe aree anche trascurabili.

4.1.3 Riflettività e Sporcamiento

Le perdite per *riflettività* sono date dall'ammontare di irradianza che non è riflessa dallo specchio pulito, mentre le perdite per *sporcamiento* sono da attribuire dall'assorbimento e diffusione causate dalla polvere e sabbia presente sullo specchio. La riflettività dipende dalla qualità dei materiali dello specchio; la perdita per sporcamiento, invece, è fortemente collegata dalla quantità di polvere che si è depositata e dalla frequenza dei lavaggi o della

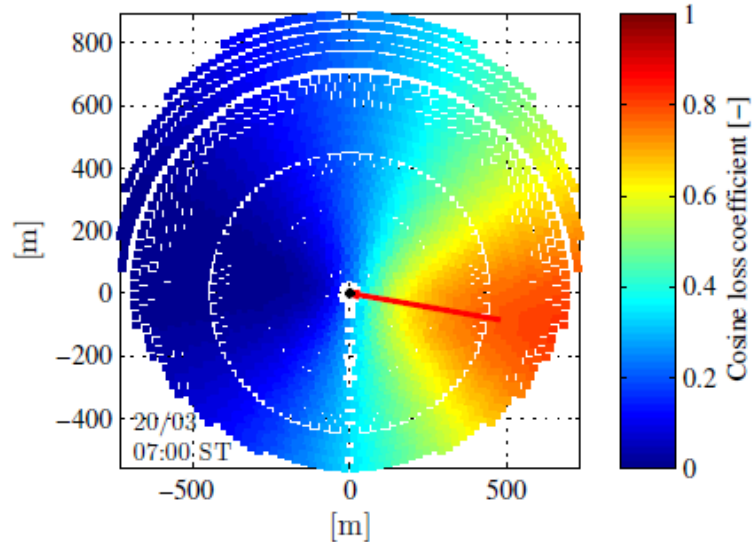


Figura 4.4: Coefficienti di perdita per il coseno calcolati per il Gemasolar il 20 Marzo alle ore 7.00 [2]

pioggia. Queste due perdite sono descritte da un coefficiente di perdita che si ritiene uguale per ogni eliostato e costante nel tempo.

Per esempio nel caso del Gemasolar, entrambe queste perdite sono assunte uguali al 5% [54] e il loro effetto combinato viene stimato con una efficienza di riflessività/sporcamento di 90,3%.

4.1.4 Blocking

Le perdite di *blocking* si verificano dopo che la radiazione è stata riflessa da un determinato eliostato: essa, infatti, può essere intercettata da uno o più eliostati vicini e bloccare parte della radiazione già riflessa verso la torre. Questo fenomeno può essere limitato progettando accuratamente la forma del campo specchi, spaziando correttamente i vari elementi: può tuttavia essere tollerato se soddisfa il trade-off con la densità degli specchi.

Nella figura 4.5 è mostrata una rappresentazione del coefficiente di perdita per blocking per ogni eliostato del Gemasolar, sempre alle stesse condizioni. Le aree più interessate sono quelle file in cui si ha una variazione dall'angolo dell'eliostato rispetto alla fila precedente, nel caso peggiore la perdita è al massimo nell'ordine del 35%. Nel corso della giornata, a differenza dello shading, la distribuzione delle perdite rimane abbastanza costante, con una leggera diminuzione a mezzogiorno.

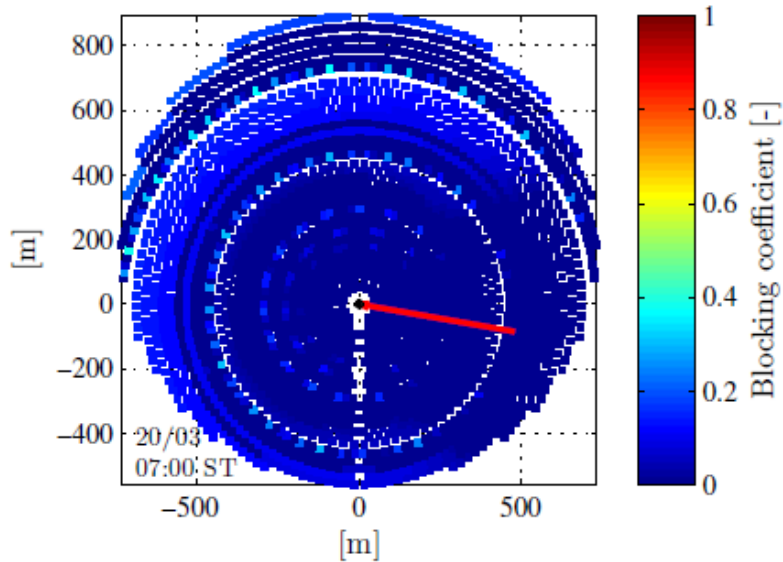


Figura 4.5: Coefficienti di perdita per blocking calcolati per il Gemasolar il 20 Marzo alle ore 7.00 [2]

4.1.5 Attenuazione atmosferica

L'*attenuazione atmosferica* influenza la radiazione riflessa a causa dell'assorbimento e della diffusione dell'aria tra l'eliostato ed il ricevitore. I fattori sono molteplici e possono essere ricollegati alla visibilità giornaliera, ma dal momento che non ci sono dati disponibili sulla qualità dell'aria, la distribuzione delle perdite trovata (figura 4.6) è tenuta costante per ogni momento ed è proporzionale alla distanza tra l'eliostato ed il ricevitore. Per questo motivo le ultime file sono maggiormente penalizzate rispetto alle prime.

4.1.6 Spillage

Le perdite per *spillage* riguardano quella parte di raggi riflessi verso la torre che non vengono intercettati dal ricevitore e si perdono nell'atmosfera. Si valutano come il rapporto tra l'energia del fascio di raggi che non è stato intercettato rispetto all'energia del fascio totale riflesso dall'eliostato.

Il fenomeno cresce con l'aumentare della distanza dal ricevitore con perdite che possono superare il 65% per gli eliostati più lontani. A causa di un angolo d'incidenza maggiore, si ha una penalizzazione ulteriore per gli eliostati situati tra il sole e la torre rispetto a quelli dell'altro lato. La distribuzione delle perdite, inoltre, è anche in parte funzione dell'ora del giorno,

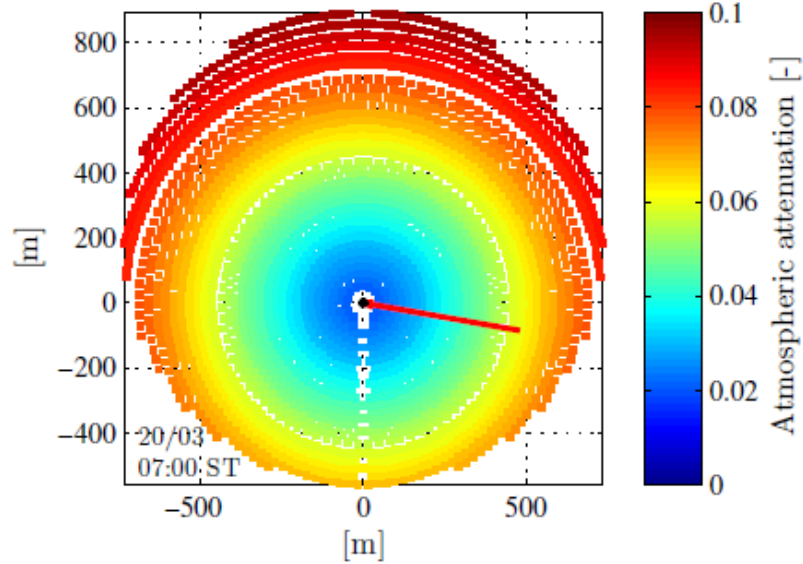


Figura 4.6: Coefficienti di perdita per attenuazione atmosferica calcolati per il Gemasolar [2]

determinando così una distribuzione simmetrica con il vettore del sole come asse. Nella figura 4.7 è possibile notare la distribuzione delle perdite per spillage alle stesse condizioni dei casi precedenti.

4.1.7 Efficienza del campo specchi

Una volta individuate tutte le perdite ottiche del campo specchi è possibile poter ricavare l'efficienza ottica media del campo specchi come:

$$\epsilon_{ottica} = \frac{\sum_{i=1}^N \epsilon_{shading,i} \cdot \epsilon_{coseno,i} \cdot \epsilon_{pulizia,i} \cdot \epsilon_{blocking,i} \cdot \epsilon_{atmosfera,i} \cdot \epsilon_{spillage,i}}{N} \quad (4.1)$$

dove N = numero degli eliostati totali presenti nel campo specchi.

Il risultato di questo calcolo fornisce la correlazione tra la potenza incidente al campo specchi e quella incidente al ricevitore come:

$$\dot{Q}_{ric}(t) = \epsilon_{ottica}(t) \cdot \dot{Q}_{campo}(t) \quad (4.2)$$

L'efficienza del campo specchi del Gemasolar per ogni ora dell'anno, ottenuta dai risultati della tesi di Rinaldi [47], è stata utilizzata successivamente per la simulazione annuale dell'impianto.

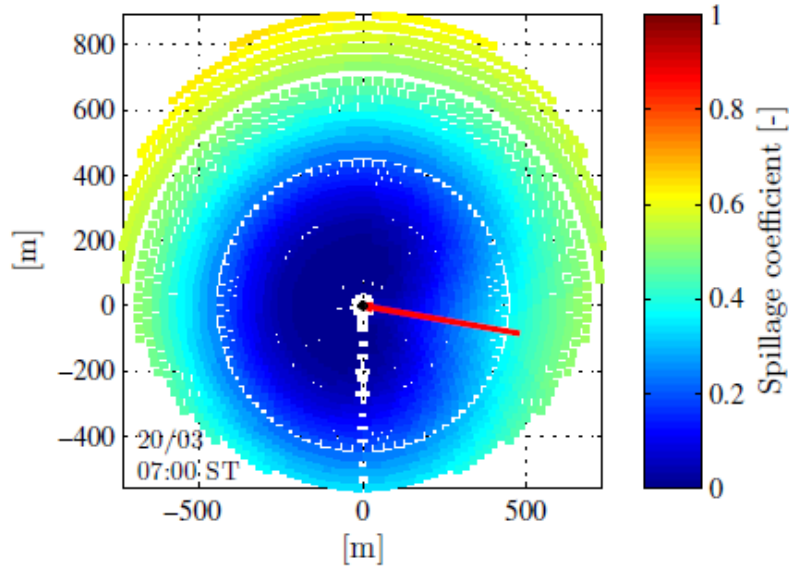


Figura 4.7: Coefficienti di perdita per spillage per il Gemasolar il 20 Marzo alle ore 7.00 [2]

4.2 Ricevitore

Le sezioni seguenti illustrano le caratteristiche geometriche, il modello termico e di pressione del ricevitore dell'impianto solare a concentrazione. Elemento di delicata progettazione gioca un ruolo fondamentale nella conversione dell'energia, in quanto responsabile della cattura della radiazione solare e assorbimento della potenza termica.

4.2.1 Geometria

L'impianto in questione è costituito da un ricevitore esterno cilindrico, i cui tubi sono disposti esternamente e paralleli all'asse di geometria rivestendo l'intera superficie laterale in modo da ricevere tutta la radiazione riflessa dal campo specchi, disposti a 360° intorno alla torre centrale. La portata del fluido termovettore viene suddivisa in due, ognuna delle quali ha il compito di assorbire il calore incidente su una metà del ricevitore. L'ingresso, corrispondente al punto in cui i sali hanno la minima temperatura, è sul lato nord della caldaia, dove incide il flusso termico maggiore, con lo scopo di ridurre il più possibile la temperatura di parete dei tubi.

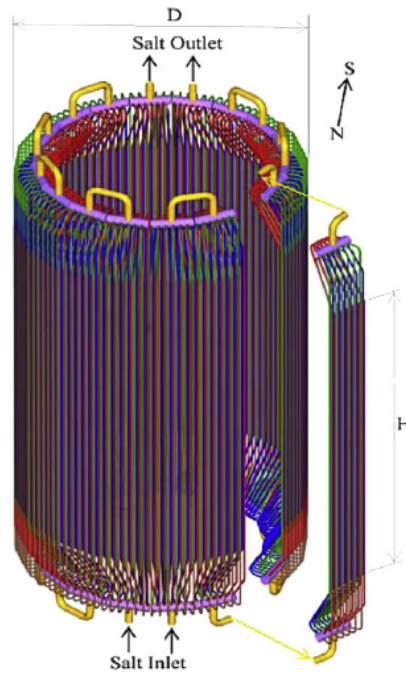


Figura 4.8: Rappresentazione del ricevitore [51]

Basandosi su dati rinvenuti in letteratura è possibile definire una geometria idealmente simile a quella effettiva del Gemasolar [48]. Entrambe le metà superficiali sono rivestite da 304 tubi, suddivisi in 8 pannelli connessi in serie, ciascuno quindi contenente 38 tubi percorsi in parallelo dal fluido termovettore (vedi figura 4.15). Il pannello nord è alimentato dal basso verso l'alto, sulla sommità è presente un common rail, seguito da un raccordo con curva a 180° che alimenta il pannello successivo dall'alto verso il basso. Il ricevitore è posto a una quota di aim point di circa 130m.

Ogni tubo è supportato all'apice, non vincolando l'estremità inferiore in modo da permettere una libera espansione causata dalle alte temperature. Il materiale utilizzato per questo ricevitore è Incoloy 800 HT, lega Fe-Ni-Cr molto resistente alla corrosione e creep [49] [61] [64] .

Per migliorare il coefficiente di assorbanza e diminuire la riflettività del metallo, è pratica comune utilizzare una speciale vernice, Black Pyromark Coating in modo da ottenere un $\alpha_s = 0,93$ [-] [23]. Le tabella 4.1 illustra le principali grandezze del ricevitore, che sono variabili di progettazione del ricevitore stesso, e influenzano quindi le performance. Lo spessore sarà calcolato caso per caso successivamente in modo da garantire una resistenza a creep adeguata alla vita utile.

4.2. Ricevitore

Tabella 4.1: Principali grandezze geometriche del ricevitore

Elemento	Valore [m]
D ricevitore	8
H ricevitore	16
D _{int} tubi	0,0389
D _{int} curva	0,315
spessori	ottimizzati

4.2.2 Modello termico

Per il calcolo delle prestazioni del ricevitore, ci siamo appoggiati ad un modello termico sviluppato in Matlab da un compagno di progetto [7]. Questo codice ci è stato molto utile come base e lo abbiamo adattato in funzione delle nostre esigenze e differenze impiantistiche.

Attraverso il software DELSOL, sviluppato dal Sandia National Laboratory, sono state generate delle mappe solari relative al campo specchi del Gemasolar, in diversi giorni e ore dell'anno. Partendo da queste mappe di irraggiamento, il fine ultimo del modello termico è stato quello di ottenere le variabili caratteristiche principali di un ricevitore, cioè rendimento di conversione, portata dei sali circolante, distribuzione della temperatura a parete e sviluppo della temperatura dei sali. L'analisi è stata effettuata suddividendo ogni tubo in un elemento infinitesimo dell'altezza di 10cm, considerati come volumi di controllo. Su ognuno di questi volumi di controllo è possibile ottenere il flusso incidente in funzione della posizione relativa sulla mappa di irraggiamento. Oltre a questa condizione di flusso termico imposto si deve impostare una condizione di primo tipo, cioè temperatura imposta, per l'HTF in ingresso al primo pannello e in uscita all'ultimo pannello.

Considerando un generico volume di controllo i -esimo, è possibile scrivere il bilancio energetico, illustrato in figura 4.9:

$$m_s C_p T_{in,i} + Q_{ha,i} = Q_{cl,i} + Q_{rad,i} + m_s C_p T_{out,i} \quad (4.3)$$

dove

$$Q_{ha,i} = \alpha_s Q_{h,i} \quad (4.4)$$

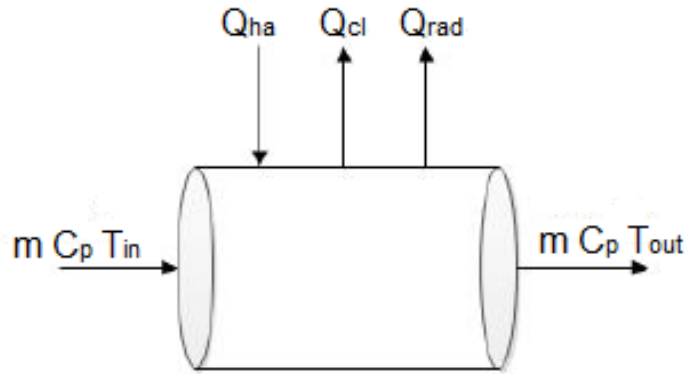


Figura 4.9: Bilancio energetico su un volume di controllo

in cui

- m_s è la portata massica dei sali fluenti in ogni tubo
- C_p è il calore specifico massico del fluido HTF
- Q_{ha} è la quota di potenza incidente assorbita dal fluido
- Q_{cl} è la potenza termica dissipata per convezione
- Q_{rad} è il contributo di perdite radiative

Note queste grandezze si può ricavare la temperatura $T_{out,i}$ in uscita dal volume di controllo i -esimo, che corrisponderà alla $T_{in,i}$ del volume di controllo $i+1$ -esimo. Avendo a disposizione la radiazione incidente, imponendo una temperatura di ingresso e una di uscita dal ricevitore, il codice è scritto in modo da far variare la portata del fluido termovettore in modo da rispettare il vincolo sulla temperatura in uscita. Modificandosi la portata fluente, si avranno dei numeri di Reynolds differenti, a cui corrisponderanno per diversi casi diverse correlazioni di scambio termico. La variazione discreta di portata è di 5 [kg/s] per ogni nuova iterazione, fino al raggiungimento della condizione sulla T_{out} . Forte semplificazione deriva dal fatto che il modello sia stato sviluppato per una distribuzione di flusso simmetrica corrispondente alle ore 12 di qualsiasi giorno: ciò permette di risolvere solo una metà del ricevitore e quindi raddoppiare i risultati per ottenere le performance dell'intero impianto. Quando si andranno ad analizzare casi diversi non simmetrici si dovranno simulare entrambe le metà e poi integrare i risultati.

Flusso termico incidente

Durante le nostre analisi abbiamo utilizzato mappe di flusso incidenti generate con una strategia di puntamento base in cui il picco di flusso è concentrato sul centro di ricevitore. E' la più classica strategia utilizzata al fine di minimizzare le perdite di spillage della radiazione riflessa: queste perdite legate alla radiazione che non viene intercettata dal ricevitore, sono maggiori in una geometria cilindrica rispetto ad una parallelepipedica. Considerando l'elevato flusso termico di parete, è la strategia che causa la maggiore temperatura sui tubi, con conseguenti stress e deformazioni notevoli. La figura 4.10 illustra una mappa di irraggiamento tipica relativa al 21 marzo alle ore 12:00.

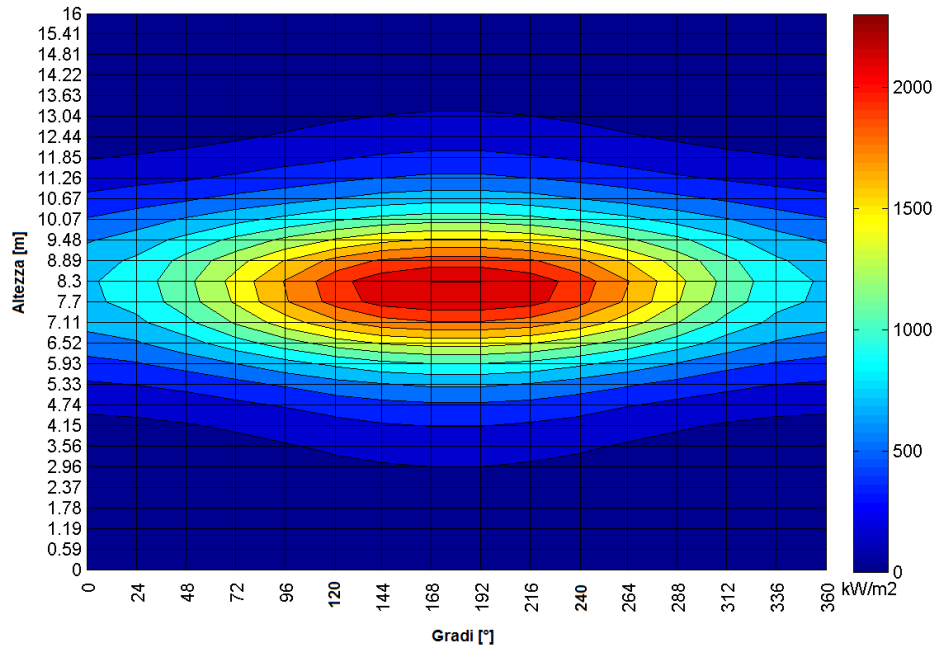


Figura 4.10: Mappa di irraggiamento per il giorno 21 marzo ore 12:00

Per risolvere il bilancio energetico i -esimo si deve determinare la quota di radiazione incidente su ciascun volume. L'area soggetta è la semi superficie laterale frontale esposta direttamente all'esterno. Ne deriva che la radiazione intercettata sia:

$$Q_{h,i} = q_{h,i} d_{e,i} h_i \quad (4.5)$$

e quindi

$$Q_{ha,i} = \alpha_s Q_{h,i} \quad (4.6)$$

Ricordando la discretizzazione effettuata si andrà ad operare con un elemento algebrico tridimensionale in cui:

- La prima dimensione i-esima comprende le discretizzazioni in direzione assiale (H/h_i)
- La seconda dimensione j-esima contiene i tubi contenuti in un pannello (N_{tubi})
- La terza dimensione p-esima distingue gli otto pannelli in serie.

Conseguentemente ogni volume di controllo sarà indicato con i tre pedici i,j,p sopra descritti che ne individuano univocamente la posizione.

La potenza termica incidente assorbita sull'intero ricevitore sarà quindi:

$$Q_{ha,tot} = 2 \cdot \left[\sum_{p=1}^{\frac{N_p}{2}} \sum_{j=1}^{N_{\text{tubi}}} \sum_{i=1}^{\frac{H}{h_i}} \left(q_{ha,p,j,i} \cdot \frac{\Pi d_{e,i} h_i}{2} \right) \right] \quad (4.7)$$

Perdite radiative

La parte maggiore di perdite è dovuto al contributo radiativo. Queste possono a loro volta essere suddivise in due categorie: la parte per mancato assorbimento, ossia dovuta alla radiazione riflessa senza essere assorbita, e la parte legata all'irraggiamento, proporzionale a T^4 e dovute all'emissione di radiazione da parte dei tubi.

Riguardo la prima categoria si è assunto che i tubi siano trattati come corpi grigi: ciò implica che l'emissività e l'assorbanza non dipendano dalla lunghezza d'onda, siano costanti ed assumano lo stesso valore. Si è deciso di porre questo valore uguale a 0,9. Si può così calcolare la potenza riflessa e la potenza assorbita attraverso le equazioni 4.8, 4.9:

$$Q_{rif} = (1 - \alpha_s) Q_h \quad (4.8)$$

e

$$Q_{h,abs} = Q_{ha} = \alpha_s Q_h \quad (4.9)$$

Analizzando la seconda categorie, quelle per irraggiamento, si ricorda che un corpo che si trova a temperatura maggiore rispetto alla temperatura dell'ambiente, emetterà radiazioni e quindi un flusso termico radiativo uscente e diretto verso l'ambiente. L'ambiente nel nostro caso è formato dal cielo, campo eliostati e suolo. Supporre la temperatura ambiente coincidente a

4.2. Ricevitore

quella dell'aria circostante è quanto mai errato; ipotizzando una $T_{amb} = 20$ [°C], si definisce in accordo con [65]

$$T_{sky} = 0,0552T_{amb}^{1,5} \quad (4.10)$$

e conseguentemente in accordo con [5], la temperatura da assegnare all'ambiente è definita come:

$$T_0^4 = \frac{\epsilon_{sky}T_{sky}^4 + \epsilon_{gr}T_{amb}^4}{\epsilon_{sky} + \epsilon_{gr}} \quad (4.11)$$

in cui

$$\epsilon_{sky} = 0,895 \quad [76]$$

$$\epsilon_{gr} = 0,995 \quad [70]$$

Il diametro esterno dei tubi riceventi è molto inferiore rispetto al diametro del ricevitore, per cui la geometria si può approssimare come una lastra piana: questo permette l'utilizzo delle formule esistenti in letteratura per il calcolo dei fattori di vista. Si possono riassumere tre superfici interessanti lo scambio radiativo:

- La superficie s, a temperatura T_0 che identifica l'ambiente. E' ipotizzata come corpo nero sia per le caratteristiche radiative sia perché infinitamente più estesa (Incropera).
- La superficie t, che identifica i tubi riceventi, con temperatura variabile in direzione assiale e circonferenziale, caratterizzata dai tre pedici i,j,p.
- La superficie r, posta dietro ai tubi composta di materiale refrattario e riflettivo, verso la quale sarà diretto un flusso radiativo.

Ipotesi forte nel modello sta nel considerare la temperatura superficiale sull'*i*-esima sezione del *j*-esimo tubo come uniforme e pari a quella media sulla sezione. Questo comporta che le perdite radiative siano globalmente inferiori rispetto al caso in cui si consideri anche una variazione circonferenziale sulla sezione. Il rendimento complessivo del ricevitore potrà risultare sovrastimato ma sarà sicuramente in linea con i casi di confronto in letteratura.

Le potenze scambiate per irraggiamento sono valutate quindi utilizzando il metodo delle resistenze radiative. Questo metodo è di facile implementazione e chiara rappresentazione grafica, sfruttando l'analogia elettrica come in figura 4.11. Riferendosi all'immagine si possono suddividere le resisten-

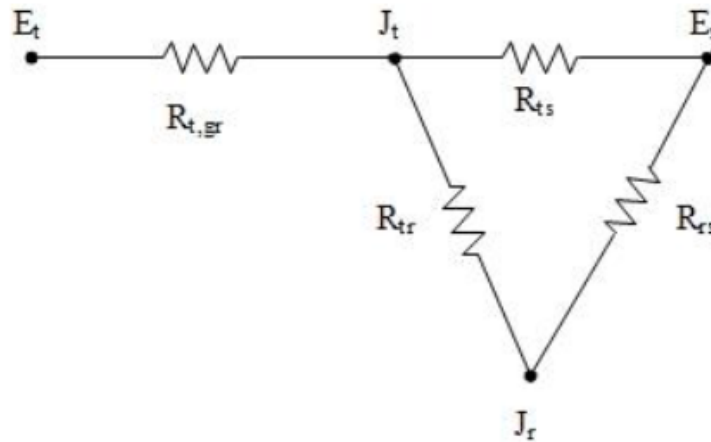


Figura 4.11: Analogia elettrica per lo scambio radiativo

ze in due gruppi principali. Da un lato la resistenza legata alla natura di corpo grigio dei tubi, indicata come $R_{t,gr}$. Dall'altro le resistenze legate allo scambio radiativo tra due superfici, le rimanenti in figura. Si rimanda a [7] per una spiegazione esaustiva del calcolo di questi contributi, in quanto non essendo di particolare interesse per il nostro lavoro, non sarà qui indagata. Calcolati questi termini è possibile determinare una resistenza equivalente come in equazione 4.12

$$R_{eq,1} = R_{t,gr} + \frac{1}{\frac{1}{R_{ts}} + \frac{1}{R_{tr} + R_{rs}}} \quad (4.12)$$

Non va dimenticato che ogni singolo tubo può scambiare radiativamente con quelli adiacenti. Utilizzando sempre l'analogia elettrica, in questo caso vi saranno due resistenze legate alla natura di corpo grigio, e una resistenza che si riferirà allo scambio tra due superfici. Si riassumono questi fenomeni definendo la $R_{eq,2}$:

$$R_{eq,2} = \frac{1 - \epsilon_t}{\epsilon_t \pi d_e h_i} + \frac{1}{F_{tt} p i d_e h_i} + \frac{1 - \epsilon_t}{\epsilon_t \pi d_e h_i} \quad (4.13)$$

Sono ora disponibili tutti i parametri per definire i contributi di potenze radiative emessi da un volume di controllo. La potenza irradiata dai tubi all'ambiente, che rappresenta il contributo di perdita più elevato, è definito come:

$$Q_{ots,i,j,p} = \frac{\sigma(T_{i,j,p}^4 - T_0^4)}{R_{eq,1}} \quad (4.14)$$

4.2. Ricevitore

mentre la potenza in direzione del tubo adiacente è:

$$Q_{ott,i,j,p} = \frac{\sigma(T_{i,j,p}^4 - T_{i,j+1,p}^4)}{R_{eq,2}} \quad (4.15)$$

La somma di questi due contributi costituisce l'irradianza totale di un volume di controllo $Q_{0,i,j,p}$:

$$Q_{0,i,j,p} = Q_{ots,i,j,p} + Q_{ott,i,j,p} \quad (4.16)$$

Il codice calcola per ogni volume questi contributi: le perdite totali saranno poi definite, come per il caso per la potenza totale assorbita, come la sommatoria delle potenze termiche discrete:

$$Q_{0,tot} = 2 \cdot \left[\sum_{p=1}^{\frac{N_p}{2}} \sum_{j=1}^{N_{tubi}} \sum_{i=1}^{\frac{H}{h,i}} Q_{0,i,j,p} \right] \quad (4.17)$$

Perdite convettive

Il ricevitore è visto come un corpo caldo immerso in un fluido, l'aria circostante. Si instaurerà quindi un ulteriore flusso termico uscente dalle pareti del ricevitore che costituirà un'ulteriore perdita. Supponendo una superficie piana, alla temperatura T_s , si può scrivere l'equazione considerando che il coefficiente convettivo varia con la distanza dal bordo di attacco:

$$q_i = (T_s - T_{air}) \frac{1}{L} \int_0^L h_{conv} dx \quad (4.18)$$

in cui x è l'asse che indica la posizione rispetto alla superficie del bordo di attacco. Usando la definizione di media integrale si definisce un coefficiente medio di scambio convettivo:

$$\bar{h}_{conv} = \frac{1}{L} \int_0^L h_{conv} dx \quad (4.19)$$

perciò:

$$Q_i = q_i A_i = \bar{h}_{conv} (T_s - T_{air}) A_i \quad (4.20)$$

Riguardo le caratteristiche e la geometria del ricevitore dell'impianto è necessario puntualizzare come la notevole altezza, l'elevata temperatura superficiale dei tubi, insieme all'ampio sviluppo assiale rendano la convezione

naturale non trascurabile. La presenza di forze di volume, tipicamente quella gravitazionale e il gradiente di densità del fluido, e le elevate temperature di parete provocano un riscaldamento di aria circostante e l'insorgere di forze di galleggiamento che mettono in moto l'aria stessa alimentando la convezione. L'elevata altezza della torre rende inoltre non trascurabile la convezione forzata, derivante principalmente dalla velocità del vento.

Non si entrerà ancora una volta nel dettaglio dei calcoli dei coefficienti di convezione naturale e forzata, per i quali si rimanda ancora a [7]. Una volta ottenuti attraverso le relazioni proposte, si arriverà alla definizione di un coefficiente di convezione misto, funzione dei due coefficienti citati, determinato come:

$$h_{M,i,j,p} = (h_{N,i,j,p}^{3,2} + \bar{h}_{F,i,j,p}^{3,2})^{-3,2} \quad (4.21)$$

e di conseguenza la potenza termica persa per convezione mista si otterrà come:

$$Q_{cl,i,j,p} = \frac{h_{M,i,j,p} \pi d_e h_i (T_{w,i,j,p} - T_{air})}{2} \quad (4.22)$$

In cui $T_{w,i,j,p}$ è la temperatura locale di parete e T_{air} la temperatura ambiente.

Flusso termico utile

Chiariti ora i vari contributi di perdita, è ora possibile calcolare la potenza termica assorbita da ogni volume di controllo, che andrà a riscaldare il sale fuso. Con riferimento all'*i-j-p*-esimo volume ed al bilancio di equazione 4.7 si giunge a:

$$Q_{t,i,j,p} = m_{s,i,j,p} C_p (T_{out,i,j,p} - T_{in,i,j,p}) = Q_{h,i,j,p} - Q_{rad,i,j,p} - Q_{cl,i,j,p} \quad (4.23)$$

dove le temperature in ingresso e uscita sono le temperature di miscelamento adiabatico dell'HTF e la portata è la variabile che andrà a fare convergere il modello. Il calore specifico dei sali fusi è supposto variabile con la temperatura e calcolato tramite l'espressione:

$$C_p(T) = 1,1555 + 0,0002 \cdot T \quad (4.24)$$

Il codice esegue il primo bilancio sul primo volume di controllo, con la temperatura in ingresso imposta. L'unica incognita rimane quindi la temperatura in uscita, calcolata come:

$$T_{out,i,j,p} = T_{in,i,j,p} + \frac{Q_{t,i,j,p}}{m_{s,i,j,p} C_p} \quad (4.25)$$

4.2. Ricevitore

Questa, come già sottolineato precedentemente, è uguale alla temperatura di ingresso nel volume successivo. Si andrà a risolvere con lo stesso procedimento su tutti i volumi, fino alla verifica finale con la temperatura di uscita dal ricevitore imposta: se questa sarà diversa il modello varierà la massa dei sali in modo da fare convergere i calcoli.

Temperatura di parete

L'ultimo passo è quello di stimare la distribuzione della temperatura di parete sui vari tubi. Questa innanzi tutto è indispensabile per valutare le perdite radiative e convettivi. Inoltre influenza le proprietà meccaniche dell'acciaio con cui sono costituiti i tubi. Un'eccessiva temperatura di parete causa una diminuzione di vita utile poiché sottopone il materiale a danneggiamento a creep. Inoltre, a causa del continuo alternarsi del giorno e della notte i tubi sono sottoposti a fatica ciclica, fenomeno che potrà presentarsi anche durante il passaggio di una nuvola.

Operando il codice con flussi costanti sul generico volume di controllo, si è proceduto in modo da ritenere costante la temperatura sia sullo sviluppo assiale del elemento i-j-p-esimo, che sulla sua sezione. Facendo riferimento ancora all'analogia elettrica, illustrata in figura 4.13, si possono notare i tre contributi principali: uno convettivo sul lato interno, uno conduttivo nello spessore del metallo e infine un contributo dovuto allo sporcamento.

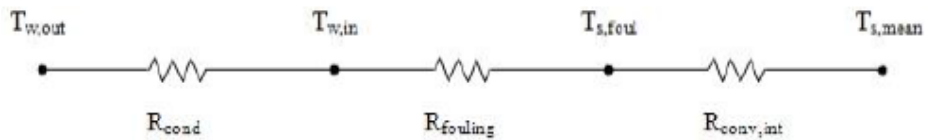


Figura 4.12: Analogia elettrica per lo scambio termico tra HTF e parete esterna dei tubi

La resistenza convettiva interna è esprimibile attraverso l'equazione 4.26:

$$R_{conv,int} = \frac{1}{h_{int}\pi d_e h_i} \quad (4.26)$$

Per il calcolo del coefficiente di scambio convettivo si è utilizzata la correlazione di Dittus-Boelter, avendo numeri di Reynolds per tutti i casi nell'ordine di 10^5 , molto maggiori del valore per cui il moto di un fluido in convezione forzata interna diventa turbolento, e quindi applicabile senza problemi:

$$Nu_D = \frac{h_{int}d_i}{k} = 0,023Re_D^{\frac{4}{5}}Pr^{0,4} \quad (4.27)$$

dove d_i è il diametro interno dei tubi e k la conduttività termica del fluido.

La resistenza conduttiva si può calcolare semplicemente attraverso la 4.28:

$$R_{cond,i,j,p} = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi k_{tubo} h_i} \quad (4.28)$$

in cui k_{tubo} si è ritenuta funzione della temperatura.

L'ultimo contributo è dovuto infine allo sporcamento della parete interna del tubo a causa dei depositi. Semplicemente si è adottato un valore comune e costante ovunque rinvenuto in letteratura e consigliato da Rodriguez-Sanchez [51]

$$R_{foul} = 8,808 \cdot 10^{-5} \quad (4.29)$$

Determinando infine la resistenza equivalente, $R_{eq3,i,j,p}$, come la serie delle tre esposte sopra, si giunge al calcolo della temperatura i-j-k-esima di parete:

$$T_{w,out,i,j,p} = T_{s,mean,i,j,p} + Q_{t,i,j,p} \cdot R_{eq3,i,j,p} \quad (4.30)$$

dove $T_{s,mean}$ è la temperatura media tra ingresso e uscita in ogni volume di controllo.

Avendo calcolato tutti i parametri necessari, attraverso dei calcoli iterativi si giungerà alla risoluzione delle equazioni illustrate precedentemente e quindi alla stima delle performance del ricevitore in funzione delle varie condizioni.

La figura 4.13 illustra in conclusione la logica di risoluzione del modello in modo semplice e preciso.

4.2.3 Perdite di pressione

Avendo definito il modello termico nel paragrafo precedente è ora utile definire come sono state calcolate le perdite di pressione sul ricevitore. Esse sono di importanza fondamentale per i nostri scopi: innanzi tutto la stima delle perdite ci dà un'indicazione circa il dimensionamento della pompa dei sali e quindi del consumo elettrico ausiliario per la loro movimentazione. Altro aspetto molto importante che verrà trattato nella prossima sezione è la possibilità di identificare univocamente per ogni volume di controllo il danneggiamento a creep, è quindi procedere a un corretto dimensionamento degli spessori dei tubi.

4.2. Ricevitore

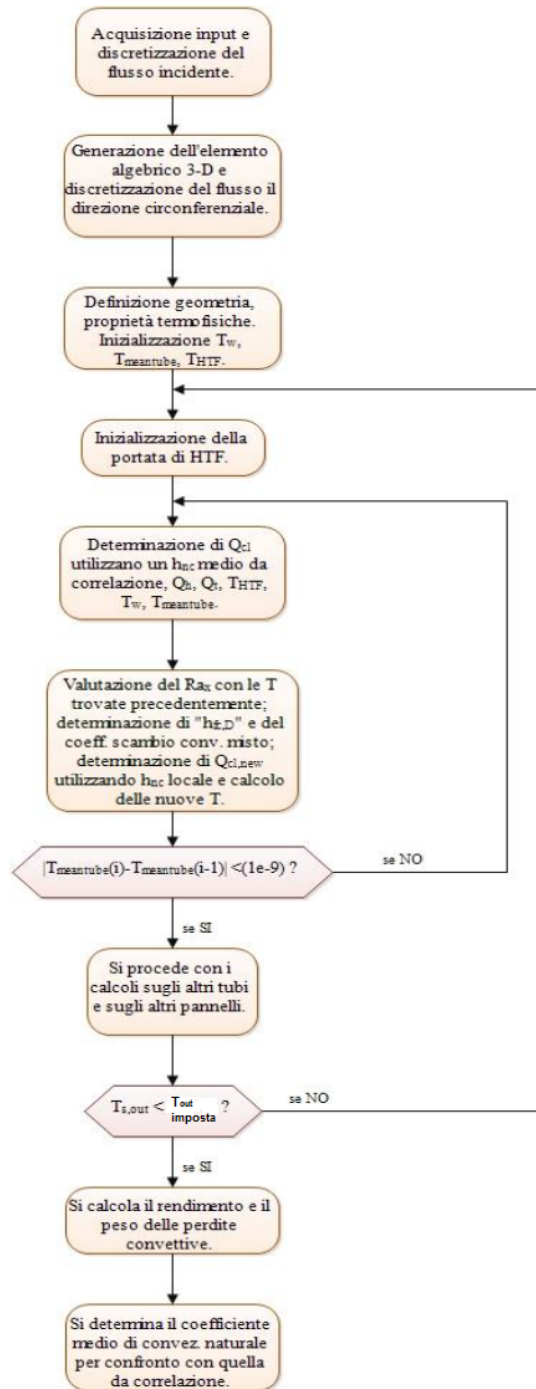


Figura 4.13: Schema rappresentante l'algoritmo del codice del modello termico

Prendendo come riferimento la geometria illustrata in figura 4.15, si sono divise le cadute di pressioni in due categorie: concentrate e distribuite. Le perdite concentrate sono situate in un particolare punto del ricevitore (curva, imbocco, sbocco), mentre le perdite distribuite derivano dallo scorrere del fluido all'interno dei tubi su tutta la lunghezza disponibile.

Essendo il ricevitore composto da pannelli identici in serie, la trattazione si riferirà ad un singolo pannello, e il calcolo verrà poi esteso ai rimanenti elementi.

Riguardo le perdite concentrate, nel nostro caso specifico possiamo identificare cinque componenti principali:

- Perdita di sbocco tra il tubo principale al tubo di raccolta common rail
- Perdita di imbocco tra il common rail ai tubi piccoli di scambio termico
- Perdita di sbocco dai tubi piccoli al common rail
- Perdita di imbocco dal common rail alla curva collegante il pannello successivo
- Perdita nella curva di 180° collegante il pannello successivo

Il calcolo di queste cadute avviene tramite l'espressione 4.31:

$$\Delta P = \frac{\dot{m}}{\rho} \left(K_i \frac{v^2}{2} \right) \quad (4.31)$$

in cui K_i è una costante caratteristica per il tipo di perdita e vale:

- 0,6 per lo sbocco
- 0,5 per l'imbocco
- 0,2 per la curva a 180°

e

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (4.32)$$

in cui ρ è la densità del fluido, A l'area normale alla velocità di scorrimento e \dot{m} è la portata.

4.2. Ricevitore

Moltiplicando le perdite per i 16 pannelli totali del ricevitore è possibile ottenere il contributo totale delle perdite concentrate.

Riguardo le perdite distribuite, si localizzano sia nei 16 [m] di lunghezza dei tubi piccoli di scambio termico, sia nelle curve che collegano due pannelli adiacenti. Tutti i tubi sono stati trattati egualmente, definendo una rugosità $r=0,00001$ [m] e quindi una scabrezza relativa:

$$\epsilon = \frac{r}{D} \quad (4.33)$$

Ragionando su un volume di controllo infinitesimo i,j,p , caratterizzato dalla temperatura $T_{i,j,p}$ si definisce il numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4.34)$$

e successivamente si calcola, attraverso la formula di Colebrook, il fattore di attrito di Fanning:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3,71} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (4.35)$$

La perdita totale su un tubo di lunghezza L si può quindi calcolare integrando su tutti i volumi di controllo i,j,p contenuti nel tubo in questione:

$$\Delta P = \int_0^L \frac{1}{2} \frac{\dot{m}}{\rho} f \frac{v^2}{D} dx \quad (4.36)$$

Estendendo ancora questo procedimento su tutti i pannelli e su tutte le curve si può infine stimare la caduta di pressione dovuta al contributo di perdite distribuite.

Vi sono poi delle cadute di pressione non propriamente legate alla geometria del ricevitore, ma dovute alla sua altezza. Queste contribuiranno solamente al dimensionamento della pompa di circolazione e non saranno utili da un punto di vista della stima delle performance del materiale. Ricordando che il punto di massima altezza del ricevitore è di $H=136$ [m], questo contributo si stima semplicemente come:

$$\Delta P = H \frac{\dot{m} g H}{\rho} \quad (4.37)$$

in cui g è la forza di gravità terrestre.

4.2.4 Calcolo spessore tubi

Una volta definiti questi due modelli, è possibile calcolare per ogni volume di controllo i,j,p il valore caratteristico di temperatura e pressione. Questi due parametri sono i più significativi per il calcolo del danneggiamento dovuto al fenomeno di scorrimento viscoso. Il materiale utilizzato per la costruzione del ricevitore è INCOLOY 800HT, che possiede performance elevate nei confronti del creep e sforzo a rottura. Queste eccellenti proprietà di resistenza sono illustrati nella figura 4.15, che sintetizza i dati in funzione di stress, temperatura e vita a rottura.

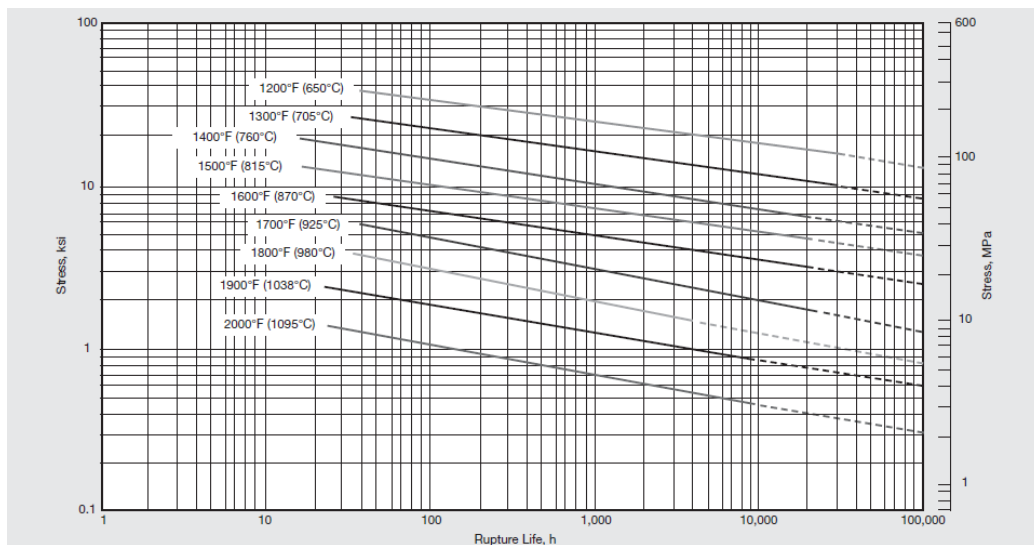


Figura 4.14: Tipica vita utile di INCOLOY 800HT in funzione di stress e temperatura [64]

Al fine di calcolare gli spessori dei tubi, è però più efficace sintetizzare i dati della figura precedente in un unico master plot, che contiene nelle ordinate il logaritmo dello stress applicato e in ascissa un parametro caratteristico, detto di Larson-Miller, che riunisce le informazioni su temperatura e vita utile. L'equazione 4.38 chiarisce la funzione citata:

$$\log(\sigma) = (T + 460)(22,93 + \log t) \cdot 10^{-3} \quad (4.38)$$

in cui σ è espresso in ksi, T in °F e t in ore.

Volendo avere una vita utile attesa di 25 anni, considerando 8 ore al giorno medie di operatività del ricevitore, si andrà a calcolare nelle diverse condizioni

4.3. Riepilogo

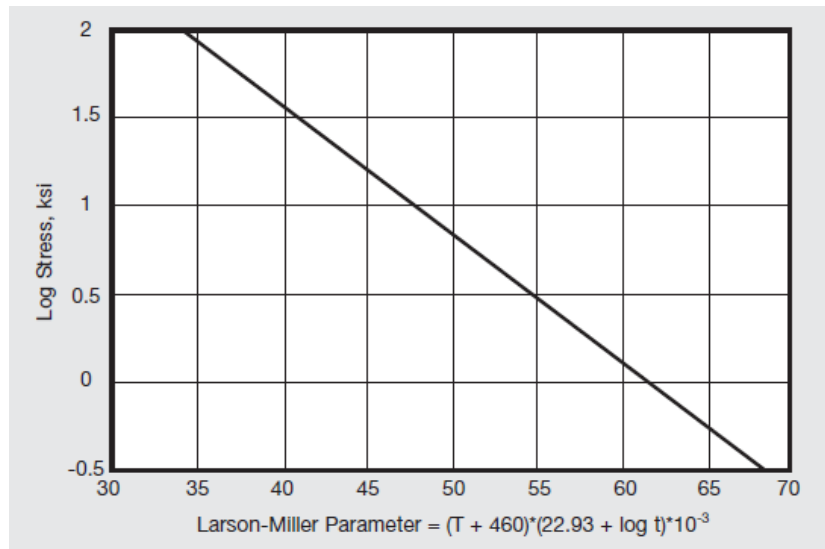


Figura 4.15: Master Curve del parametro dello stress in funzione del PLM [64]

operative annuali, per ogni volume di controllo i-j-p, il parametro di Larson-Miller. Inserendo nell'equazione 4.38 il PLM, si otterrà il σ ammissibile per ogni volumetto i-j-p, e quindi attraverso l'equazione 4.39

$$s = \frac{PD_{int}}{2\sigma} \quad (4.39)$$

si determinerà per ogni volume lo spessore necessario alla resistenza al danneggiamento per le condizioni citate. Agendo quindi in maniera cautelativa, si andrà a selezionare il valore di spessore maggiore ottenuto, e costruire il tubo con questa dimensione.

Operando in maniera iterativa si reinserirà questo spessore ottenuto nel modello termico, quindi nel modello di pressione e si riotterrà un nuovo spessore. Quando non si avrà una eccessiva differenza tra due casi successivi il modello potrà dirsi a convergenza.

4.3 Riepilogo

In questo capitolo abbiamo parlato di due elementi fondamentali dell'impianto solare a concentrazione.

Prima di tutto il campo specchi, di cui abbiamo illustrato e calcolato le perdite principali per ogni ora dell'anno, in modo da poter ottenere un valore di efficienza media del campo per ogni momento orario.

Siamo poi passati all'analisi del ricevitore soffermandoci sul modello termico utilizzato per il calcolo delle performance principali: rendimento, portata dei sali, temperatura a parete e temperatura dei sali circolanti. Abbiamo quindi illustrato il procedimento per stimare le perdite di pressione localizzate nel ricevitore. Queste perdite saranno utili prima di tutto per il dimensionamento della pompa di circolazione dei sali, quindi la stima della potenza assorbita da essa, inoltre ci permetteranno di calcolare gli spessori dei tubi in modo da permettere una vita utile adeguata alla resistenza nei confronti dei principali fenomeni di danneggiamento dei materiali.

Capitolo 5

Performance energetiche

In questo capitolo si parlerà dei risultati ottenuti per i due componenti fondamentali dell'impianto: il ricevitore e il ciclo di potenza. Prima verranno illustrate le prestazioni del ricevitore in funzione delle temperature operative, valutando anche la distribuzione di temperature sui tubi e dei sali fluenti. Si passerà poi all'analisi dei cicli di potenza, evidenziando il comportamento delle variabili principali come: rendimento, lavoro utile, portata e potenza elettrica. Combinando infine questi due risultati si calcolerà la temperatura ottima che massimizza le prestazioni del sistema ricevitore-ciclo per ogni configurazione impiantistica.

5.1 Prestazioni del ricevitore

Il primo passo da compiere per la scelta del migliore ciclo di potenza, in termini di efficienza, è stato analizzare il comportamento del ricevitore al variare della temperatura massima del ciclo. L'innalzamento della TIT provoca da una parte un aumento di rendimento del ciclo Brayton, ma d'altro canto causa anche un abbassamento del rendimento del ricevitore, cui le perdite radiative aumentano con la quarta potenza della temperatura.

Il nostro approccio è stato quello di simulare i due componenti, per poi riunirli e ottenere un'efficienza del sistema complessivo. Si è quindi scelta la temperatura massima del ciclo che massimizzasse il prodotto del rendimento termico e del ciclo.

Essendo l'impianto in questione indiretto, il progettista ha la piena libertà nella decisione delle temperature a cavallo del ricevitore. Gli unici vincoli importanti sono mantenere una temperatura dei sali al di sopra della temperatura di solidificazione e naturalmente maggiore della temperatura della

CO₂ in ingresso allo scambiatore sali-CO₂. Per non penalizzare troppo le perdite radiative e garantire un'efficienza di scambio termico ragionevole nello scambiatore indiretto, si è scelto un valore di approach-point di 15 °C [49], cioè:

$$T_{max,ricevitore} = TIT + 15^{\circ}C \quad (5.1)$$

La scelta della temperatura minima dei sali è inoltre di cruciale importanza. Una temperatura in ingresso al ricevitore dei sali più bassa aumenta la sua efficienza, in quanto lo scambio termico avviene complessivamente a temperature inferiori. D'altro canto, essendo il calore a disposizione fissato, un ΔT maggiore nel ricevitore garantisce una portata dei sali minore. Ciò provoca due effetti: una potenza elettrica minore ed un consumo degli ausiliari, specialmente la pompa di movimentazione dei sali, minore. Considerando questi dati, la scelta più opportuna, confermata anche in letteratura [49], è stata quella di utilizzare un ΔT sull'altro lato dello scambiatore sempre di 15 °C.

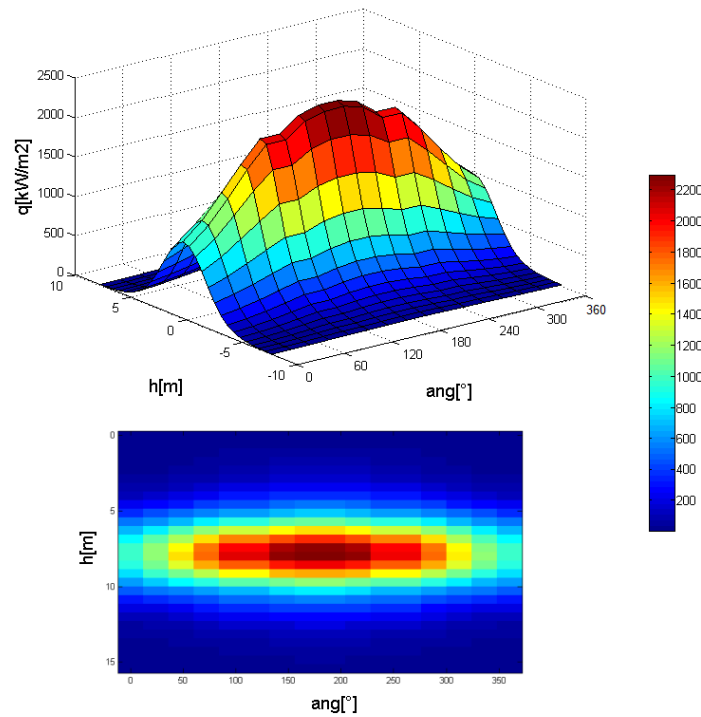


Figura 5.1: Distribuzione del flusso termico sul ricevitore per il giorno 21 marzo alle ore 12.00

5.1. Prestazioni del ricevitore

Le nostre analisi nominali sono state condotte con una mappa di irraggiamento riferita al 21 marzo alle ore 12, visibile in figura 7.3. Come si può vedere, la mappa risulta perfettamente simmetrica. La strategia di puntamento utilizzata nel corso del nostro lavoro è stata sempre quella base, cioè con un picco di flusso termico all'interno dell'area del ricevitore. In questa parte il flusso termico areico raggiunge valori che superano anche i $2200 \text{ kW}/\text{m}^2$.

La figura 5.2 illustra il comportamento del ricevitore in funzione della TIT per ogni tipo di ciclo.

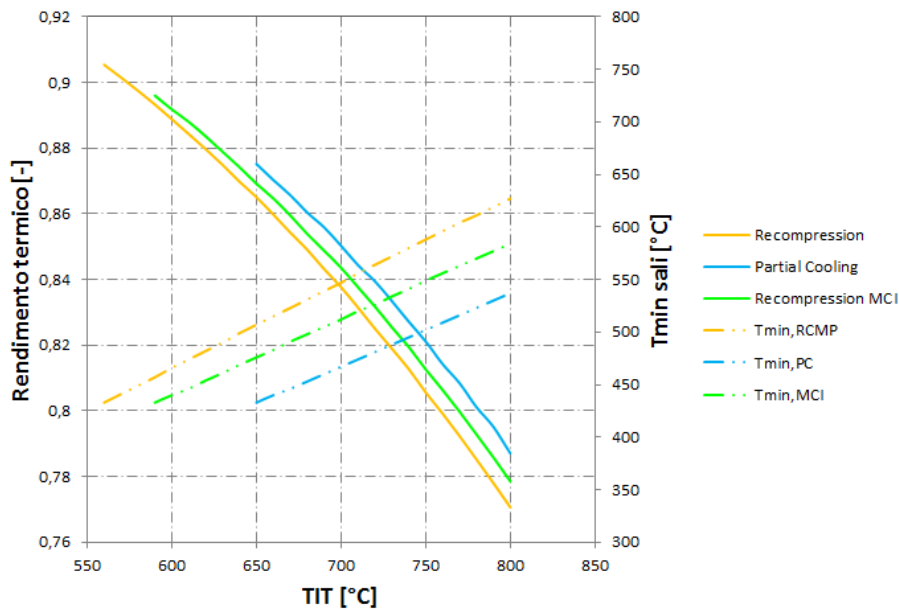


Figura 5.2: Rendimento termico del ricevitore in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche

Il comportamento rappresentato è relativo al sale KCl-MgCl_2 . Come si può notare i limiti inferiori di ciascuna curva sono diversi. Analizzando differenti tipologie di impianto, il limite minimo è quello che assicura la non solidificazione dei sali. Nella medesima figura, la linea tratteggiata rappresenta la temperatura minima dei sali al variare della TIT. Questa è quella in uscita dallo scambiatore primario del circuito indiretto e deve essere mantenuta al di sopra dei 426 °C .

Si passa da valori di rendimento superiori al 90% per le temperature di utilizzo odierne, attorno ai 550 °C , a un calo netto di prestazioni notevoli, sotto l'80% per valori superiori agli 800 °C . I rendimenti saranno poi ulteriormente penalizzati in situazioni diverse dalla nominale, con mappe di flusso termico

non simmetriche, per esempio quando il sole non si trova a sud, o al mezzogiorno solar.

I rendimenti differiscono di punti percentuali in quanto i ΔT a cavallo del ricevitore per ciascun ciclo sono differenti. Come evidenziato in precedenza, una differenza di temperatura maggiore implica uno scambio termico a una temperatura media più bassa, meno perdite radiative e un'efficienza termica maggiore. Il ciclo partial cooling possiede un ΔT sul ricevitore maggiore, seguito dal recompression MCI e infine dal recompression. Questo permette al ricevitore utilizzando un ciclo partial cooling di possedere un rendimento massimo rispetto alle altre configurazioni. Ciò implica anche una diversa portata disponibile di sali fusi nel circuito indiretto, essendo il calore disponibile al ricevitore fisso e le temperature diverse. Questo effetto è visibile in figura 5.3.

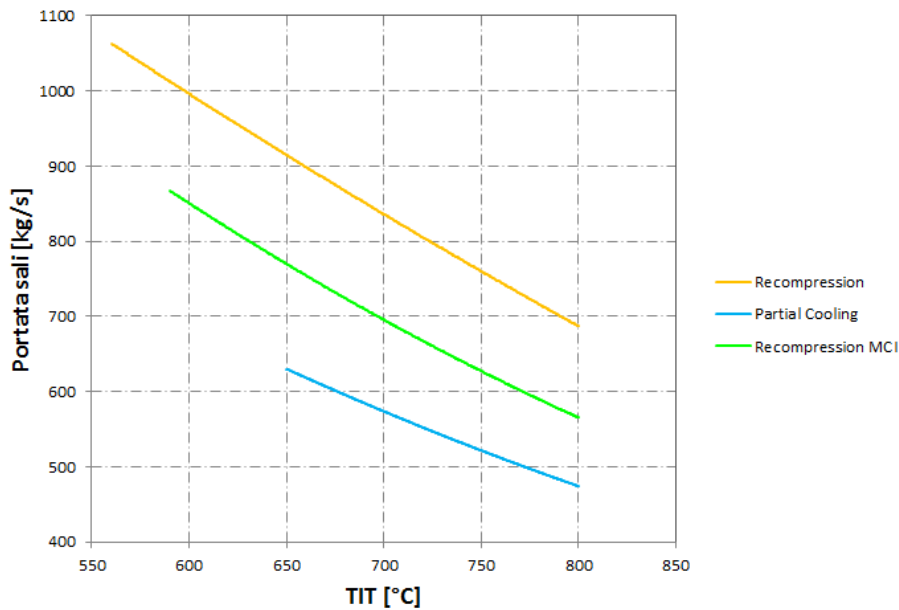


Figura 5.3: Portata dei sali nel ricevitore in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche

Il comportamento è praticamente l'opposto della figura precedente, e la configurazione con recompression assicura una portata di sali maggiore. Questo incide sicuramente sulla potenza elettrica generata dal ciclo, cioè maggiore la portata dei sali, maggiore sarà la potenza elettrica.

5.1. Prestazioni del ricevitore

Tuttavia più elevata sarà la portata dei sali nel circuito, maggiore sarà la potenza assorbita dalla pompa di circolazione con conseguente riduzione della potenza netta generata. La potenza elettrica dipenderà inoltre dal lavoro utile sviluppato da ciascun ciclo, quindi oltre alla portata di sali e CO_2 bisognerà prendere in considerazione questo valore. Infine una portata maggiore in gioco causa l'aumento delle aree frontali delle turbomacchine e degli scambiatori, andandone ad aumentare il costo e quindi impattando sul livello del costo dell'energia prodotta. Tutti questi fattori di importanza primaria saranno analizzati nei capitoli successivi e concorreranno nella scelta della configurazione ottimale.

Output importante del modello termico è inoltre la distribuzione delle temperature dei sali e a parete, visibile in figura 5.4 per un caso specifico con TIT di 730°C per il ciclo partial cooling.

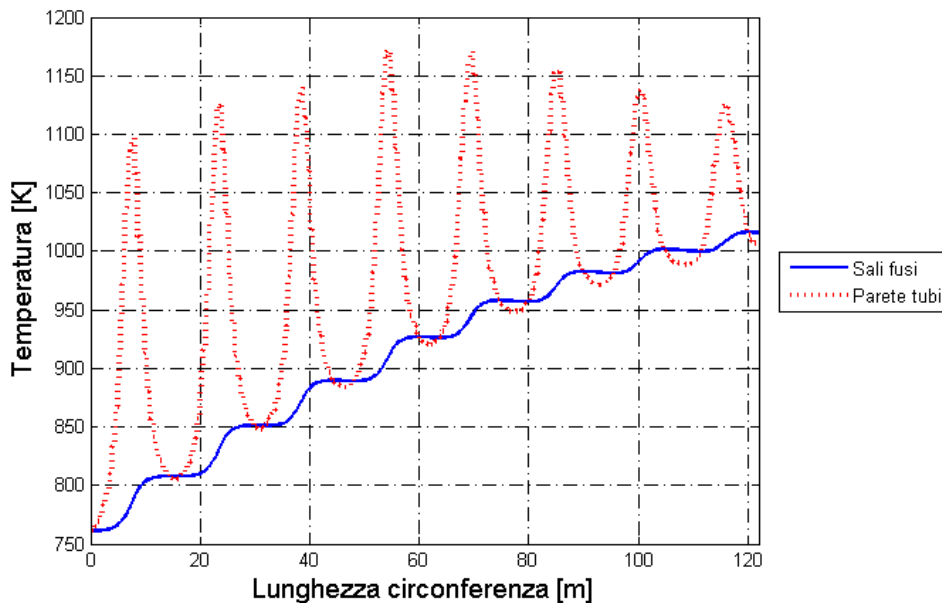


Figura 5.4: Distribuzione delle temperature dei sali e a parete per il ciclo partial cooling con $\text{TIT}=730^\circ\text{C}$

Dal grafico si può notare come temperatura di parete dei tubi raggiunge valori notevolmente più elevati della temperatura dei sali: questa è la causa principale delle perdite radiative così influenti.

E' possibile poi osservare come in determinati punti del circuito, precisamente ai bordi del ricevitore in cui si ha il passaggio tra un pannello e l'altro, la temperatura di parete diventi minore di quella del sale.

In questi punti, rifacendosi alla figura 5.1, il flusso termico è molto basso, e i tubi sono riscaldati poco rispetto alla parte centrale: questo fa sì che in queste zone le dispersioni termiche siano superiori al flusso incidente e si abbia quindi una diminuzione della temperatura dei sali. Si osserva un accentuamento del fenomeno verso i pannelli finali, dove i tubi raggiungono temperature nettamente inferiori rispetto ai sali, e provocano una maggiore diminuzione di temperature. Questo aspetto è importante e indirizzante verso il miglioramento e lo sviluppo di nuove strategie di puntamento, diverse rispetto al caso analizzato. Crediamo che utilizzando nuove mappe di irraggiamento sarà possibile ottenere un netto miglioramento di rendimento, sia in configurazione nominale che durante l'anno.

In figura 5.5 è visibile il solo comportamento della temperatura a parete lungo gli 8 pannelli di ciascuna metà del ricevitore.

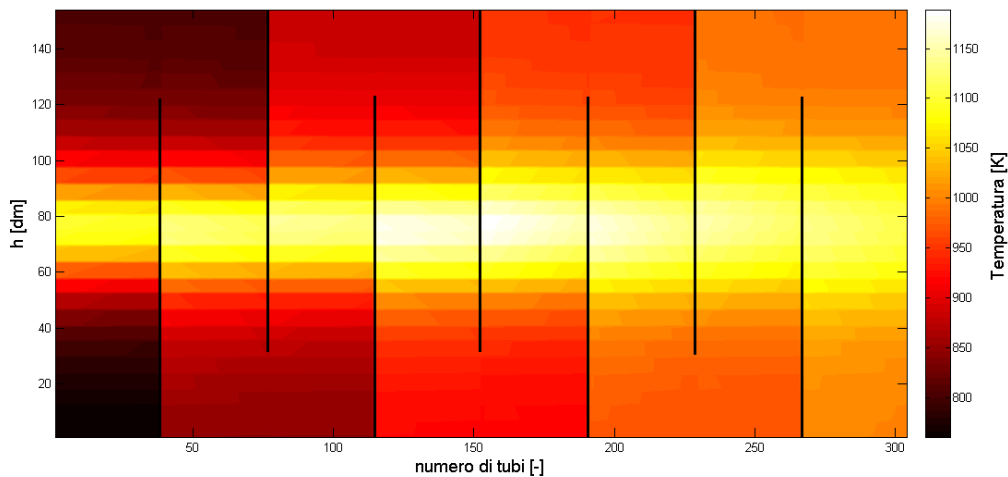


Figura 5.5: Distribuzione delle temperature a parete per il ciclo partial cooling con $TIT=730\text{ }^{\circ}\text{C}$

L'utilizzo di mappe con un picco meno accentuato consentirebbe oltre all'aumento di rendimento anche la diminuzione delle temperature nelle zone centrali dei tubi. Questo causerebbe anche sforzi termomeccanici e danni a creep sui tubi di entità minore, con conseguente possibilità di utilizzo di minore materiale e quindi un costo nel ricevitore più esiguo.

5.2 Prestazioni dei cicli

Analizzate le performance del ricevitore, si passa quindi a quelle dei cicli. All'aumentare della temperatura massima operativa, il rendimento di qualunque ciclo termico migliora. In figura 5.6 è rappresentato questo andamento.

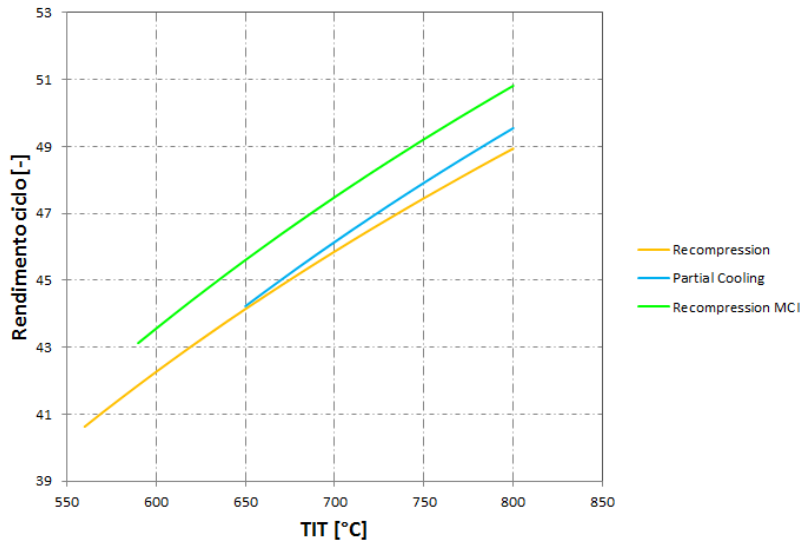


Figura 5.6: Rendimento del ciclo in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche

Si rimanda alla sezione 3.2 per vedere nel dettaglio come è stato trattato ciascun componente e i rendimenti utilizzati. Le perdite di carico in ogni scambiatore sono riassunte nella tabella 5.1.

Tabella 5.1: Perdite di pressione utilizzate negli scambiatori del ciclo termodinamico

Elemento	$\Delta P/P$ [%]
$PCHE_{HT,compresso}$	1
$PCHE_{HT,espanso}$	1,5
$PCHE_{HT,compresso}$	1
$PCHE_{HT,espanso}$	1,5
Heater	1,5
Precooler	2
Intercooler	2

Per ogni configurazione si è mantenuto costante la pressione massima ad un valore di 250 bar. La temperatura di ingresso ai compressori (CIT) è stata fissata a 51°C in modo da assicurare una differenza di temperatura negli scambiatori CO₂-aria di almeno 10°C anche nelle condizioni estive più critiche [69]. Successivamente si è condotta un'analisi parametrica al fine di ottimizzare l'efficienza del ciclo per ogni TIT. In questo modo sono stati ottenuti dei valori di ottimo per il rapporto delle pressioni (β), per lo split ratio (SR) e per rapporto intermedio di ricompressione (RPR). A fronte di una più complessa configurazione impiantistica, i cicli partial cooling e re-compression MCI raggiungono efficienze più elevate. Il diverso punto di split della portata sembra benefico per il ciclo re-compression MCI, che ottiene valori mediamente superiori di circa 1,5 punti percentuali rispetto agli altri. Si nota come la potenzialità nell'utilizzo di cicli chiusi a gas sia evidente: i rendimenti sono sempre superiori a valori del 40%, oltre addirittura il 50% per temperature maggiori agli 800 °C (da confrontarsi con il rendimento attorno al 39% dell'impianto Gemasolar, operante con un ciclo Rankine a temperature inferiori).

Anche se come accennato si privilegerà il ciclo che otterrà il rendimento massimo, trascurare il comportamento rispetto alle altre variabili è quantomeno sbagliato. In figura 5.7 abbiamo diagrammato il lavoro utile in funzione della TIT.

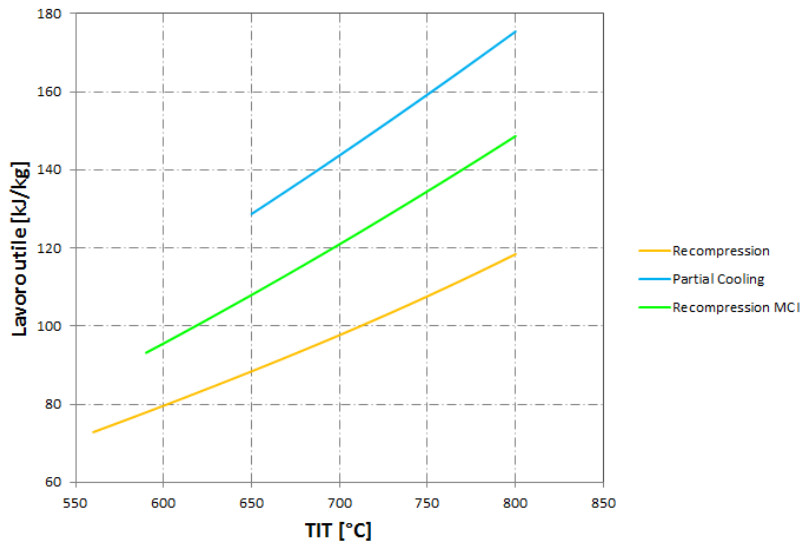


Figura 5.7: Lavoro utile in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche

5.2. Prestazioni dei cicli

E' visibile come questo indicatore sia abbastanza diverso per i tre cicli analizzati. La complessità impiantistica gioca un ruolo fondamentale anche in questo caso: il ciclo partial cooling è quello con i valori più elevati. Possedere un lavoro specifico maggiore significa che, a parità di CO₂ circolante nel ciclo, la potenza elettrica sarà più elevata per cicli con lavoro utile più grandi.

Passo successivo è stato quello di determinare la portata di CO₂ fluente in funzione della temperatura massima. Questa non coincide con quella dei sali, in quanto l'impianto è in configurazione indiretta e possiede uno storage termico. Ancora una volta bisogna introdurre una variabile progettuale, definita con il nome di multiplo solare: esso indica il rapporto tra l'energia raccolta dal ricevitore e l'energia in ingresso nel ciclo

$$SM = \frac{Q_{Ricevitore}}{Q_{In,ciclo}} \quad (5.2)$$

Questo valore rappresenta la suddivisione di energia che avviene tra lo storage e il ciclo di potenza. Cicli con un elevato multiplo solare privilegeranno l'accumulo termico, con una raccolta di energia maggiore e un possibile funzionamento notturno più continuativo. Possedere un alto multiplo solare influenza però la potenza elettrica nominale: maggiore il multiplo solare, minore l'energia in ingresso al ciclo e minore la potenza elettrica nominale. Cicli con un SM=1 sono quelli che non possiedono un accumulo termico, operativi solo durante le ore diurne. Nel nostro lavoro è stato scelto un valore del multiplo solare di 2,8, identico a quello dell'impianto Gemasolar [2]: è il più elevato utilizzato finora in un impianto di concentrazione solare. Si andrà così a privilegiare lo storage termico, permettendo al ciclo un funzionamento notturno, e durante il periodo estivo per svariati giorni in modo continuativo. In questo modo le ore equivalenti dell'impianto, o in alternativa il capacity factor, potranno raggiungere valori molto elevati, paragonabili a quelli delle fonti fossili.

In figura 5.8 è riportato l'andamento della portata della CO₂ in funzione della temperatura massima del ciclo. Si può dire subito come questo andamento sia analogo a quello di figura 5.3. Come prevedibile, i cicli che hanno una portata di sali fluente maggiore nel circuito indiretto, avranno anche una portata di CO₂ elevata. Una portata di CO₂ maggiore comporterà una potenza elettrica generata superiore: questo, però, a meno del lavoro utile, il cui andamento per i tre cicli è l'opposto rispetto alla portata del gas. Riunendo queste due considerazioni, in figura 5.9 è visibile la potenza elettrica generata dalle tre configurazioni, a pari potenza termica incidente sul ricevitore.

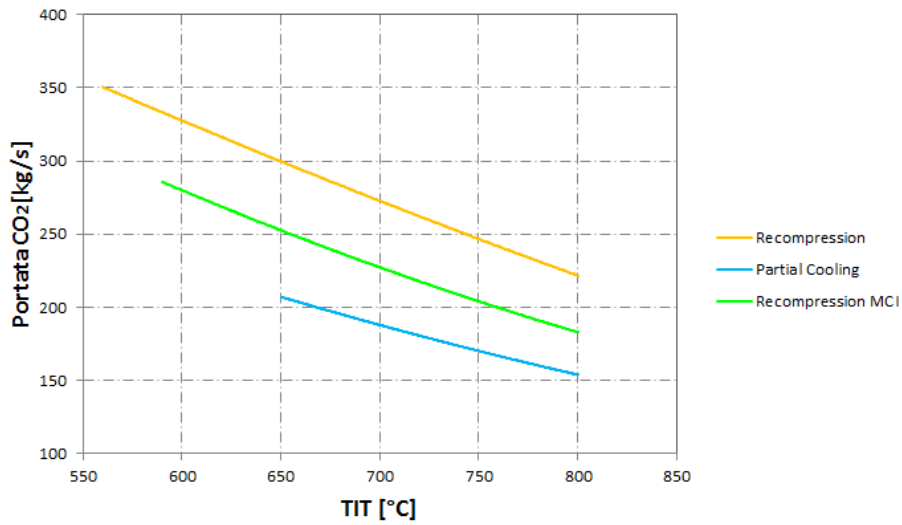


Figura 5.8: Portata di CO_2 in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche

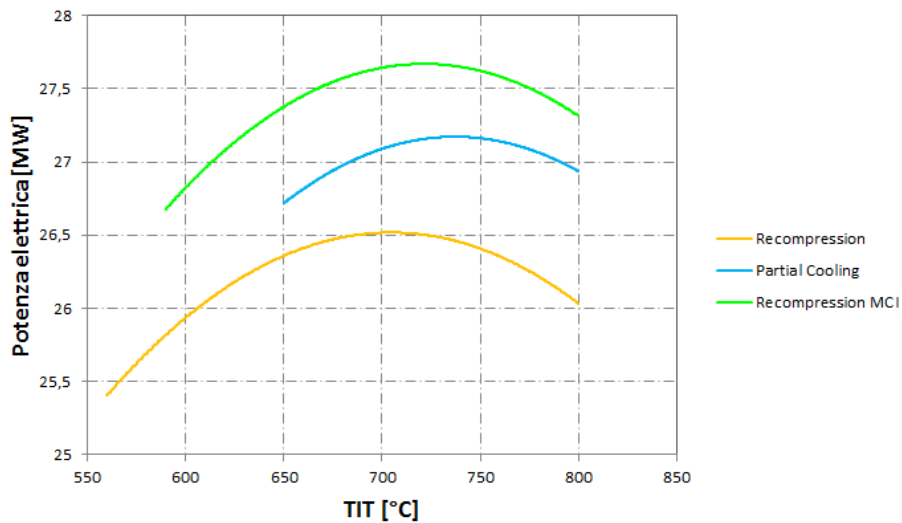


Figura 5.9: Potenza elettrica netta in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche

Si osserva come essa non sia molto differente nei tre casi. Ciò è dovuto al fatto che nei cicli con il lavoro utile maggiore, scorre una portata di CO_2 minore. Si evidenzia come il recompression MCI possiede anche in questo caso il comportamento migliore.

Tuttavia essendo sia le potenze elettriche che i rendimenti dello stesso ordine di grandezza per i diversi cicli, si puntualizza come il ciclo partial cooling sia per ora quello con potenzialità maggiori. Esso è infatti quello con portate fluenti minori. Questo assicura che il consumo degli ausiliari sarà sicuramente il minore, andandolo a penalizzare poco durante il funzionamento annuale. Nel prossimo capitolo verrà analizzato questo aspetto.

Essendo la potenza nominale del ciclo a vapore del Gemasolar di 19,9 MW [2], si intuisce come anche secondo questo punto di vista, l'utilizzo di cicli chiusi con più elevate temperature massime, offra una potenzialità superiore, andando a generare potenze elettriche che superano anche i 27 MW.

Tutti questi punti di forza confluiranno nel costo dell'elettricità generato, che sarà prevedibilmente molto più basso degli attuali impianti costruiti. L'adozione di cicli chiusi Brayton rappresenta quindi concretamente una valida alternativa a cicli a vapore, e crediamo in un prossimo futuro permetterà la diffusione di impianti a concentrazione solare con un costo veramente competitivo.

5.3 Prestazione del sistema

Calcolati quindi rendimento del ricevitore e rendimento dei cicli, la scelta della temperatura massima dei cicli avverrà in funzione della massimizzazione del rendimento di sistema. Questo valore è quello complessivo dei due elementi in serie, e si otterrà semplicemente moltiplicando entrambi i termini.

Essendo il rendimento del ciclo crescente con la temperatura, mentre il quello del ricevitore decrescente con la temperatura, l'efficacia di sistema avrà un ottimo nel range di temperature analizzate. La figura 5.10 conferma questo andamento.

La scelta della temperatura massima operativa per ogni ciclo sarà quindi quella che massimizza il rendimento di sistema. Nei prossimi capitoli si analizzerà il comportamento annuale, e si ottimizzeranno le dimensioni dei vari elementi dal punto di vista economico: le temperature massime utilizzate saranno d'ora in poi quelle ottime ricavate da questo capitolo.

Si osserva come il recompression MCI sia da questo punto di vista il ciclo più performante, con valori che superano addirittura i 40 punti percentuali. Segue poi il ciclo partial cooling ed infine la configurazione più semplice del recompression. La tabella 5.2 riassume infine i principali valori operativi dei cicli con rendimento ottimo che saranno indagati più nel dettaglio nei prossimi capitoli.

Tabella 5.2: Principali valori operativi dei cicli per la TIT che massimizza il rendimento di sistema

Valore	Partial Cooling	Main Compression IC	Recompression
TIT [°C]	730	720	700
η_{ciclo} [-]	47,23	48,19	45,86
β [-]	4,6	3,52	2,6
RPR [-]	0,3687	0,5477	-
W_{utile} [kJ/kg]	153	126,33	97,71
$\eta_{termico}$ [-]	83,35	83,18	83,77
$\eta_{sistema}$ [-]	39,36	40,09	38,42
\dot{m}_{sali} [kg/s]	543	666	834
\dot{m}_{CO_2} [kg/s]	177,19	217,14	272,03
Potenza [MW _{el}]	27,18	27,68	26,52

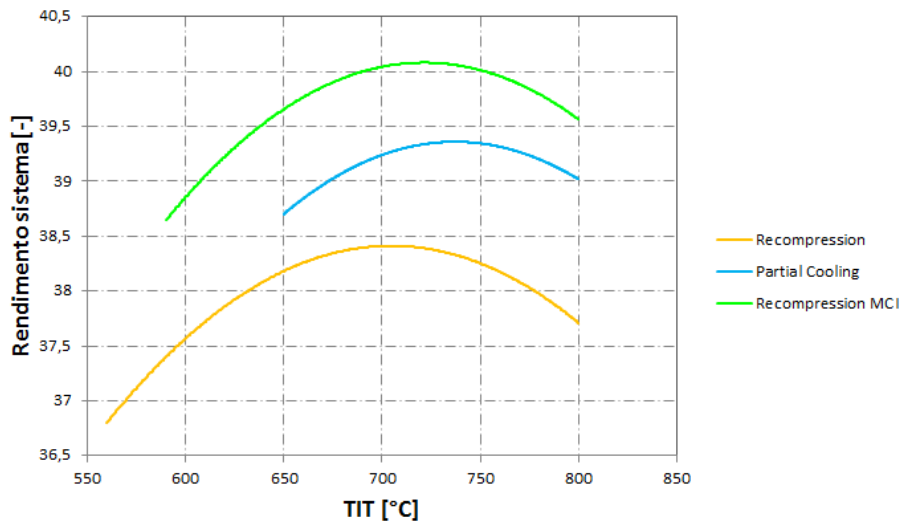


Figura 5.10: Rendimento netto di sistema in funzione della TIT per le diverse configurazioni impiantistiche

5.4 Riepilogo

Abbiamo indagato le prestazioni di ricevitore e cicli e tratto delle conclusioni significative. Prima di tutto innalzare la temperatura non è benefico da tutti i punti di vista. Se da una parte i rendimenti dei cicli aumentano, le perdite del ricevitore crescono velocemente, essendo proporzionali alla quarta potenza della temperatura. Si è scelto quindi di operare a temperature ottime che

5.4. Riepilogo

massimizzano il rendimento del sistema totale ricevitore-power block, con valori dell'ordine dei 700 °C.

Anche se il ciclo Recompression MCI raggiunge i rendimenti maggiori rispetto alle altre configurazioni, dall'analisi di tutte le variabili il partial cooling sembra quello più promettente. Esso possiede rendimenti e potenze elettriche prodotte simili, ma con portate fluenti minori. Questo si traduce in turbomacchine e componenti più piccoli, e quindi meno costosi. Il consumo degli ausiliari, primo tra tutti la pompa di movimentazione dei sali, sarà inoltre più basso, e quindi questa configurazione sarà meno penalizzata durante l'anno.

La nostra analisi proseguirà verso questa strada, caratterizzando le prestazioni annuali e considerando i contributi degli ausiliari. Solo così si potrà identificare univocamente la configurazione più competitiva.

Capitolo 6

Analisi annuale

L'obiettivo di questo capitolo è quello di modellizzare e simulare il comportamento di tutto l'impianto per riuscire a valutare il suo rendimento energetico nel corso di un anno solare. Il campo specchi, il ricevitore ed il ciclo di potenza sono stati descritti nei capitoli precedenti. Per la simulazione annuale sono state introdotte nella nostra analisi le condizioni ambientali e il loro effetto su alcune componenti impiantistiche come lo storage e gli ausiliari. In secondo luogo è stata simulato il funzionamento annuale dell'impianto a partire da tre giorni di riferimento in modo da poter stimare rendimento, ore equivalenti ed altri parametri tecnici per una valutazione energetica.

6.1 Condizioni ambientali

6.1.1 Direct Normal Irradiance

Negli impianti a concentrazione solare, l'unica componente funzionale è la radiazione normale diretta $G_{b,n}$; le componenti riflesse e diffuse vengono quindi escluse dalla trattazione. La radiazione normale diretta $G_{b,n}$ può essere anche denominata *Direct Normal Irradiance* (DNI).

I dati orari della DNI nel corso di un anno possono essere rappresentati attraverso una *mappa temporale*, come in figura 6.1. Sull'asse orizzontale sono rappresentati i 365 giorni dell'anno, sull'asse verticale l'ora solare mentre l'intensità della DNI varia con la scala dei colori. È facile notare la variazione della durata del giorno nel corso dell'anno ed identificare i picchi della DNI.

6.1.2 Temperatura ambiente

La temperatura ambiente locale è un parametro molto significativo nell'analisi energetica degli impianti solari a concentrazione. Innanzitutto influisce sul

6.2. Storage

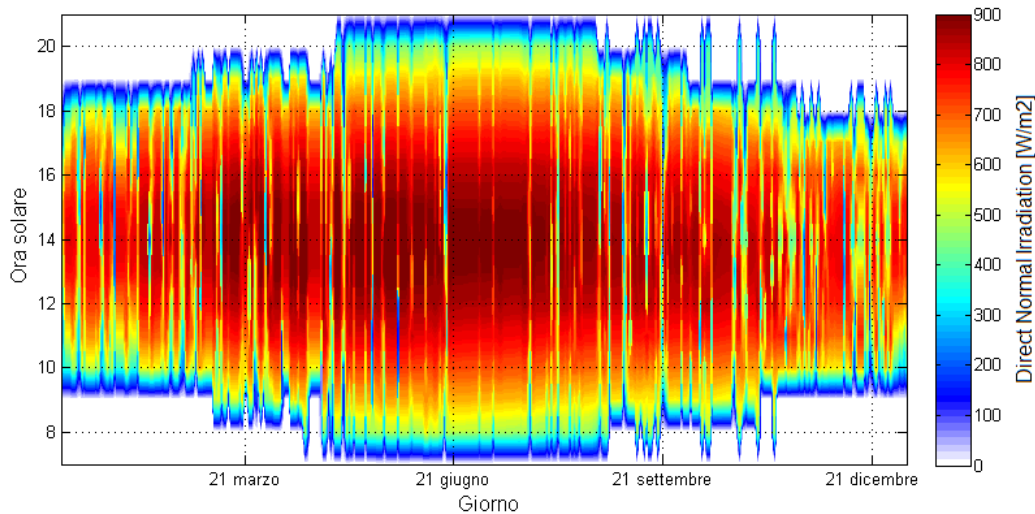


Figura 6.1: Mappa temporale della DNI in Siviglia, Spagna, 2012, dati da [EnergyPlus, 2012]

rendimento del ricevitore agendo sulle perdite convettive sia forzate (vento) che naturali. In secondo luogo anche le perdite dello storage termico sono influenzate dalla temperatura ambiente, anche se il suo rendimento è maggiore del 99% poiché ben isolato con l'esterno [40]. Infine la temperatura influisce sull'efficienza del ciclo termodinamico: minore è la temperatura ambiente, maggiore sarà la differenza tra la sorgente calda e quella fredda, ottenendo così rendimenti termodinamici migliori del ciclo di potenza.

Nella figura 6.2 è possibile vedere la temperatura ambiente del Gemasolar durante l'anno attraverso una mappa temporale. A differenza della DNI, dove il picco di radiazione si raggiungeva all'incirca alle 12, il massimo giornaliero qui è spostato verso le 14.00. La temperatura massima annuale è di 40,85 °C registrata il 21 agosto, mentre la minima è di 2,2 °C del 7 dicembre.

6.2 Storage

Lo storage termico è molto importante per determinare l'output elettrico dell'impianto nel corso dell'anno. Per la modellizzazione corretta di questo componente sono necessarie due operazioni: la prima è dimensionarlo adeguatamente, la seconda è creare una logica di controllo ottimale alle esigenze dell'impianto.

Per quanto riguarda il *dimensionamento*, le strade percorribili sono due: o scegliere una logica *energetica*, ovvero riferita ai kWh_{th} di energia stoccata,

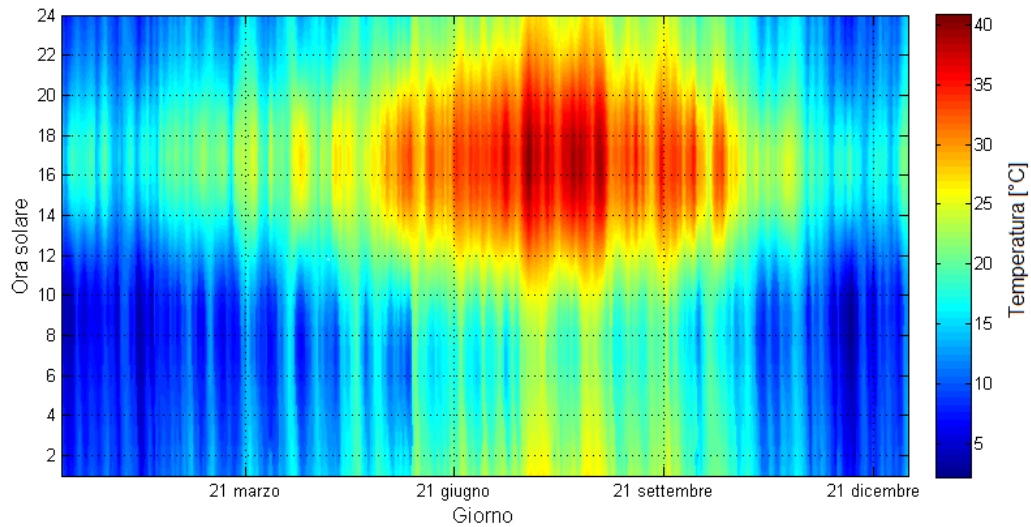


Figura 6.2: Mappa temporale della temperatura in Siviglia, Spagna, 2012, dati da [EnergyPlus, 2012]

o una logica legata alle *ore equivalenti* che avrebbe l'impianto di potenza utilizzando soltanto i sali nello storage. In questo studio è stata scelta la prima logica e nella tabella 6.1 si possono confrontare gli storage per il caso d'esempio di una capacità simile a quella del Gemasolar [3] posta pari a 1000 kWh_{th} per le tre configurazioni d'impianto in esame. Il salto termico è uguale

Tabella 6.1: Confronto tra gli storage da 1000 kWh_{th} per l'impianto recompression, main-compression e partial cooling

	Recompression	Main-compression	Partial cooling
C _p sali [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	1,1555	1,1555	1,1555
ΔT [K]	168	209	257
Densità [kg m ⁻³]	1660	1660	1660
M sali [ton]	18 545	14 907	12 123
V sali [m ³]	11172	8980	7303
Altezza H [m]	15	15	15
Diametro D [m]	30,79	27,61	24,90
Ore equivalenti [—]	17,29	17,41	17,38

a quello presente in ogni ciclo tra rigeneratore ed entrata in turbina mentre le caratteristiche termodinamiche del sale e il dimensionamento dello storage sono state ripresi rispettivamente dai paragrafi 2.6.2 e 3.2.4.

Dai risultati si nota come lo storage del partial cooling sia di dimensioni inferiori rispetto agli altri due a pari energia e all'incirca a pari ore equivalenti. Questo fatto è da attribuire al maggiore salto termico tra i due tank che permette di accumulare energia termica con una minore quantità di sali, caratteristica positiva dal punto di vista economico e logistico.

Una volta che sono state definite le dimensioni dello storage si può procedere a definire la *logica di funzionamento* che servirà a descrivere l'output elettrico dell'impianto nel corso dell'anno. Si sono scelti due criteri principali per stabilire la logica di controllo: il primo basato sulla portata di sali in uscita dal ricevitore ed il secondo legato al livello di riempimento dello storage. Il primo criterio fa funzionare l'impianto soltanto quando la quantità di sali prodotti (diviso per il multiplo solare) è sufficiente a fornire la potenza termica richiesta dal ciclo. Il secondo criterio, invece, specifica il livello di riempimento dello storage per il quale il ciclo dovrebbe iniziare a funzionare. Paragonando i due criteri, si evince che il primo criterio porta ad un alto numero di accensioni e spegnimenti nel corso della giornata dal momento che l'impianto può iniziare a funzionare con pochissimi sali stoccati, anche solo con una quantità che garantisce qualche minuto di lavoro. È stata così preferita la seconda logica, la quale diminuisce leggermente le ore di funzionamento ma garantisce una maggiore continuità. In figura 6.3 è mostrato un diagramma di flusso riassuntivo.

In figura 6.4 è mostrato il funzionamento del ciclo di potenza e dello storage per la configurazione partial cooling all'equinozio di primavera, il 21 marzo. Per la riaccensione dell'impianto devono essere garantite almeno 2,3 ore di funzionamento, come ottimizzato da [2]. Al sorgere del sole alle 7.00, il ricevitore inizia a riempire lo storage mentre l'impianto sta ancora funzionando dal giorno prima con i sali precedentemente accumulati. Alle 9.00 l'impianto di potenza viene spento fino alle ore 11.00 quando i sali nel frattempo accumulati garantiscono almeno 2,3 ore di funzionamento. Fino al tramonto, ore 20.00, si avrà un flusso di sali diretti dal ricevitore allo storage ed un altro flusso diretto dallo storage al ciclo di potenza. Dopo il tramonto, l'impianto continuerà a produrre energia elettrica fino alle 7.00 del giorno dopo, garantendo in questo modo 20 ore di funzionamento a pieno regime.

6.3 Ausiliari

Gli ausiliari sono gli elementi di un ciclo di potenza che consumano una quota di potenza elettrica lorda per soddisfare una serie di operazioni necessarie al funzionamento dell'impianto stesso. In questo studio gli ausiliari principali sono tre: la pompa dei sali tra ricevitore e storage, la pompa dei sali tra

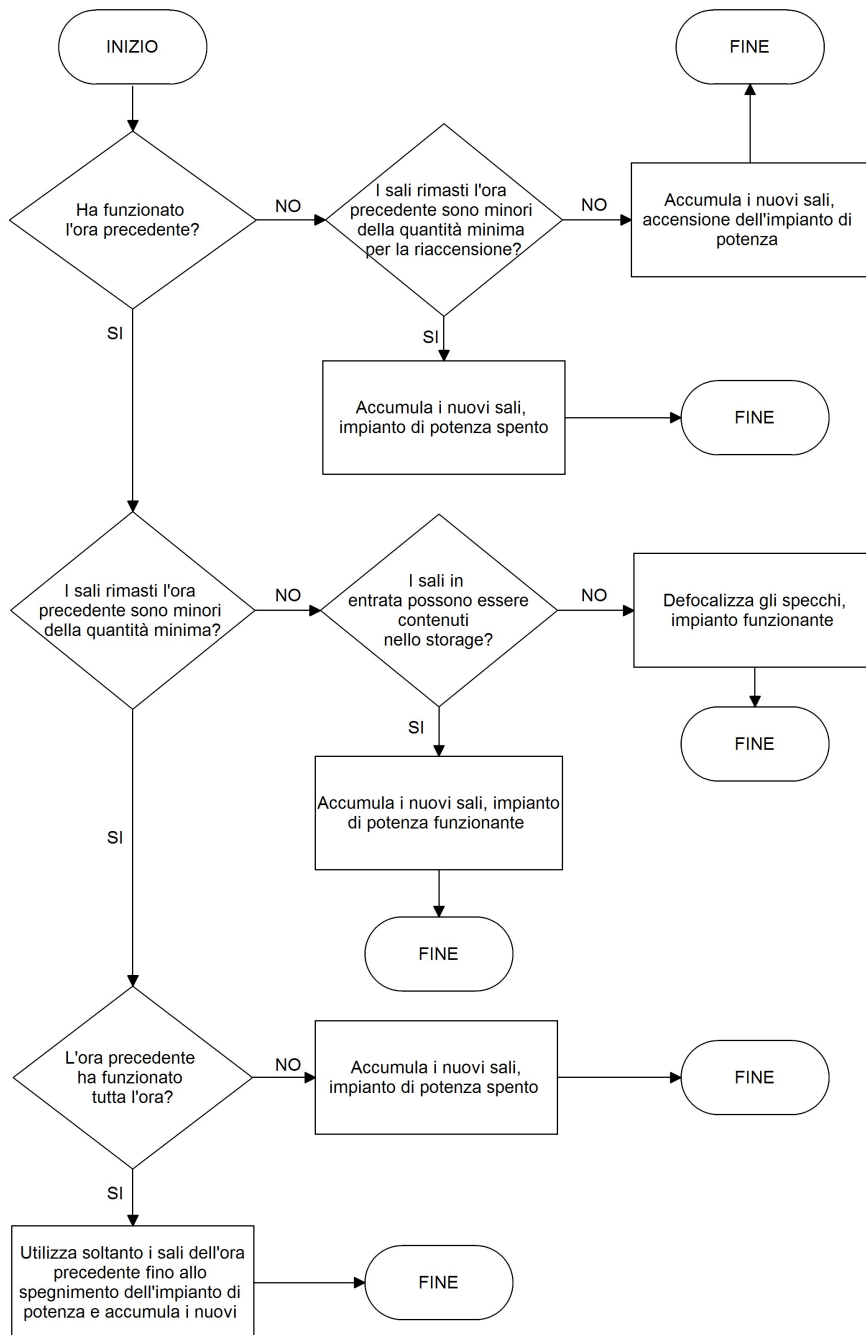


Figura 6.3: Logica di controllo dello storage termico

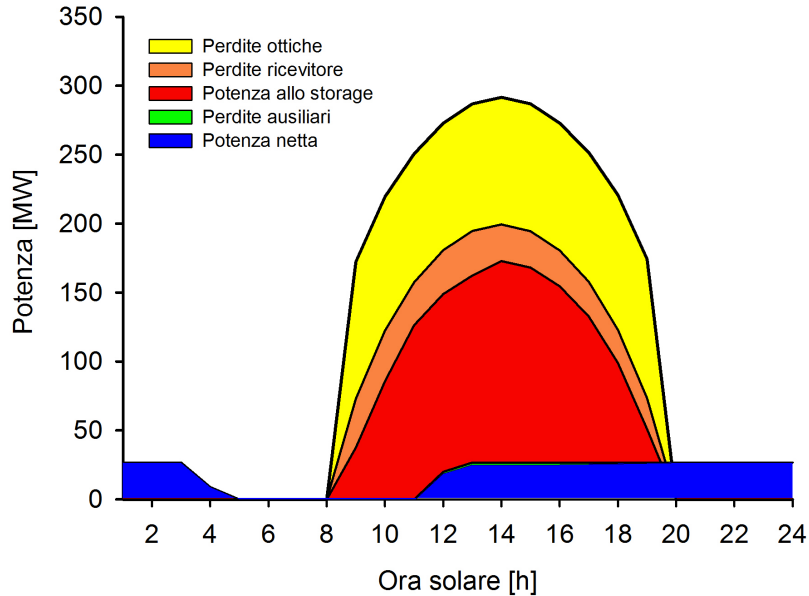


Figura 6.4: Logica di controllo dello storage termico e del ciclo di potenza al 21 marzo

storage e scambiatore CO₂-sali ed i ventilatori nei vari stadi di raffreddamento (cooler, precooler...).

6.3.1 Pompa Ricevitore - Storage

Questa pompa ha la funzione di vincere le perdite di carico all'interno del ricevitore e muovere i sali verso lo storage. Il suo funzionamento è variabile ed è direttamente collegato alla quantità di sali scaldati e quindi alla DNI.

Innanzitutto si riprendono i diametri interni dei tubi presenti nel ricevitore già descritti nella sezione 4.2.1:

- i tubi dello scambiatore del ricevitore hanno un diametro $D_{tubi} = 0,0389\text{m}$;
- i tubi di raccordo tra un pannello e l'altro hanno diametro $D_{curva} = 0,315\text{m}$

Successivamente si sono calcolate le perdite di carico e quindi la potenza della pompa al variare della portata, per ognuna delle tre configurazioni del ciclo. L'obiettivo è quello di trovare una funzione che correli la portata di sali entrante nell'accumulo, alla potenza della pompa. Il modello utilizzato

Tabella 6.2: Confronto tra il funzionamento alle ore 12.00 del 21 marzo delle Pompe Ricevitore - Storage per l'impianto recompression, main-compression e partial cooling

	RCMP	MCI	PC
Portata sali [kg s^{-1}]	687,55	548,15	446,72
<i>Perdite</i> [bar]			
Concentrate	2,145	1,364	0,906
Altezza	20,519	20,519	20,519
Distribuite raccordo	0,856	0,572	0,398
Distribuite scambiatore	17,579	11,842	8,302
Totale	41,908	34,296	30,124
η idraulico [60]	0,78	0,78	0,78
η elettrico	0,98	0,98	0,98
Potenza Pompa [MW]	2,227	1,482	1,061

per il calcolo delle perdite di carico è quello esposto nel paragrafo 3.2.3. In tabella 6.2 si possono confrontare le perdite di pressione e la potenza della pompa necessaria nelle tre configurazioni (Recompression, Partial Cooling e MCI) alle 12.00 del 21 marzo.

A pari potenza termica al ricevitore (163,98MW), il partial cooling richiede una minore potenza della pompa rispetto alle altre configurazioni. Il motivo principale è da ricollegare al maggiore salto termico dei sali nello storage che fa diminuire la portata di sali necessaria ad asportare la potenza termica nel ricevitore. Una maggiore portata di sali influisce negativamente sulle perdite di carico distribuite, in particolar modo nei tubi stretti dello scambiatore. L'andamento della potenza della pompa con la portata massica dei sali è riportato in figura 6.5 ed è indipendente dalla configurazione del ciclo termodinamico.

6.3.2 Pompa Storage - PCHE

Lo scopo principale di questa pompa è quello di muovere i sali dallo storage allo scambiatore PCHE con la CO_2 e fornire la pressione necessaria a contrastare le perdite di carico nei tubi. A differenza della pompa precedente, questa opera sempre con la stessa portata dal momento che l'impianto di potenza lavora solo in condizione nominale. La perdita di carico nel PCHE è stata valutata con il modello descritto nel paragrafo 3.2.3. I risultati sono visibili nella tabella 6.3: la potenza richiesta dalla pompa è proporzionale

6.3. Ausiliari

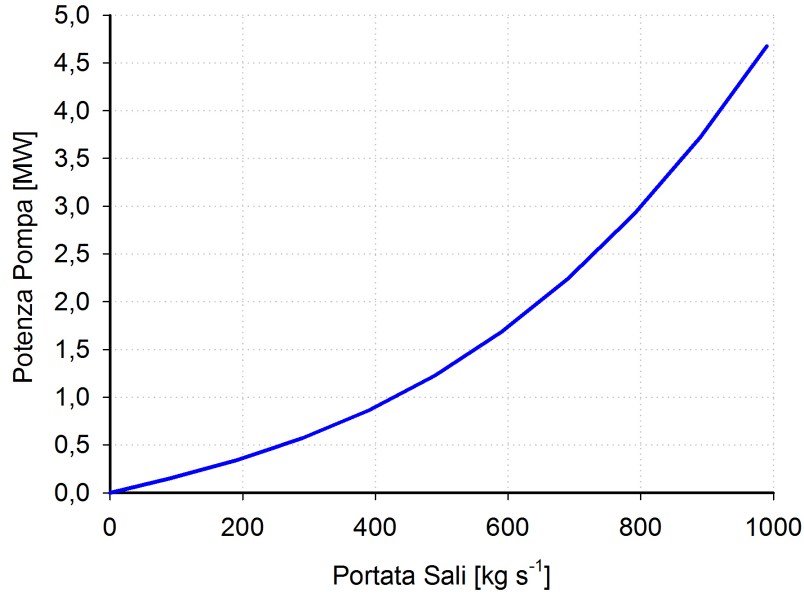


Figura 6.5: Potenza elettrica richiesta dalla Pompa dei sali Ricevitore - Storage al variare della portata massica dei sali

alla portata di sali secondo l'equazione:

$$\dot{P}_{pompa} = \frac{\dot{m}_{sali}}{\rho_{sali}} \cdot \Delta P_{PCHE} = \dot{V}_{sali} \cdot \Delta P_{PCHE} \quad (6.1)$$

Il consumo elettrico è quasi trascurabile se rapportato alla potenza elettrica totale prodotta poiché le perdite di carico nel PCHE sono minime grazie alla sua particolare configurazione e poiché le portate volumetriche di sali sono limitate (sia per l'elevata densità, sia perchè la portata massica è meno della metà di quella della pompa ricevitore-accumulo).

Tabella 6.3: Confronto tra il funzionamento delle Pompe Storage - PCHE per l'impianto recompression, main-compression e partial cooling

	RCMP	MCI	PC
Portata sali [kg s ⁻¹]	297,89	237,28	193,77
Perdita di carico [bar]	0,468	0,461	0,483
η idraulico [60]	0,78	0,78	0,78
η elettrico	0,98	0,98	0,98
Potenza Pompa [kW]	10,967	8,619	7,376

6.3.3 Ventilatori

Come ogni ciclo termodinamico, parte del calore acquisito deve necessariamente essere ceduto verso l'esterno. Gli impianti a concentrazione solare normalmente si trovano in ambienti desertici, nel quale la reperibilità di grosse quantità d'acqua è difficoltosa. Il raffreddamento a secco ad aria tramite ventilatori è di gran lunga la soluzione ottimale.

Per la simulazione dei ventilatori si è utilizzato un codice di calcolo del Gruppo LU-VE [www.luve.it]. Ipotizzando il caso peggiore, ovvero una temperatura ambiente di 40 °C, per l'intercooler si utilizzano macchine con quattro ventole che smaltiscono 790 kW termici consumando 10 kW elettrici, mentre per il precooler si adoperano macchine con due ventole da 5 kW elettrici per 400 kW termici. Ottenuti questi dati tecnici, si è prima calcolato il numero di macchine necessarie come:

$$N_{prec} = \text{int.sup} \left(\frac{\dot{Q}_{prec}}{\dot{Q}_{vent,prec}} \right) \quad (6.2)$$

$$N_{interc} = \text{int.sup} \left(\frac{\dot{Q}_{interc}}{\dot{Q}_{vent,interc}} \right) \quad (6.3)$$

dove \dot{Q}_{prec} è la potenza termica da scambiare con l'aria nel precooler, $\dot{Q}_{vent,prec}$ è la potenza termica smaltita dalla singola macchina; lo stesso discorso vale per l'intercooler. Successivamente si è valutato il consumo elettrico dei ventilatori con l'equazione (6.6):

$$\dot{P}_{prec,40} = N_{prec} \cdot \dot{P}_{vent,prec} \quad (6.4)$$

$$\dot{P}_{interc,40} = N_{interc} \cdot \dot{P}_{vent,interc} \quad (6.5)$$

$$\dot{P}_{vent,40} = \dot{P}_{prec} + \dot{P}_{interc} \quad (6.6)$$

I risultati per i tre cicli in esame alla temperatura ambiente di 40°C sono visibili nella tabella 6.4. Il ciclo con ricomprensione ha una portata maggiore di CO₂ rispetto agli altri due che si riflette in un consumo elettrico più elevato dovuto alla maggiore potenza termica da cedere all'ambiente.

Per stimare il consumo elettrico dei ventilatori al variare della temperatura dell'aria si è cercato una correlazione in letteratura. Avendo ipotizzato nei casi precedenti la situazione peggiore ($T_{amb} = 40^\circ\text{C}$), si è scalato il consumo elettrico dei ventilatori al diminuire della temperatura ambiente come:

$$\dot{P}_{vent} = (18,8345 + 1,4322 \cdot T_{amb} - 0,0949 \cdot (T_{amb})^2 + 0,0027 \cdot (T_{amb})^3) \cdot \dot{P}_{vent,40} \quad (6.7)$$

6.4. Ausiliari

La relazione (6.7), ricavata dai dati sperimentali pubblicati in [66], dà un'approssimazione della potenza consumata con l'abbassarsi della temperatura dell'aria e la conseguente diminuzione del numero di ventilatori in funzione: più fa freddo e più lo scambiatore è efficiente con l'aumentare del salto termico. La potenza assorbita è abbastanza bassa, nel caso peggiore meno dell'1,5% della potenza elettrica lorda della turbina.

Tabella 6.4: Confronto tra il funzionamento dei Ventilatori per l'impianto recompression, main-compression e partial cooling con $T_{amb} = 40^\circ\text{C}$.

	RCMP	MCI	PC
\dot{Q} precooler [kW]	0	13 653	12 029
\dot{Q} intercooler [kW]	30 832	14 975	17 713
Ventilatori precooler	0	35	31
Ventilatori intercooler	40	19	23
$\dot{P}_{vent,40}$ [kW]	400	365	385

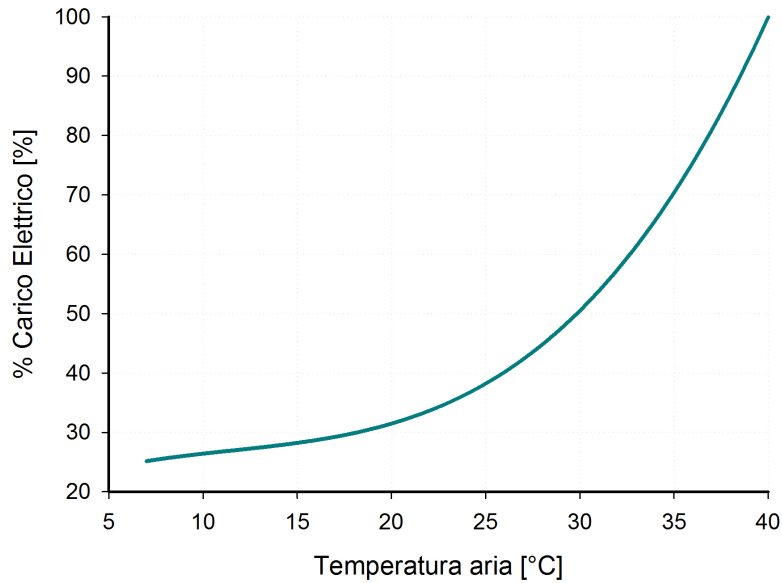


Figura 6.6: Variazione della potenza elettrica richiesta dai ventilatori al variare della temperatura ambiente rispetto al caso con $T_{amb} = 40^\circ\text{C}$

6.4 Giorni di riferimento

Per valutare più accuratamente l'impianto, si calcola il rendimento energetico del ricevitore in tre giorni specifici che sono rappresentativi delle condizioni annuali estreme e medie: il 21 marzo (equinozio di primavera), il 21 giugno (solstizio d'estate) ed il 21 dicembre (solstizio d'inverno). Erano a disposizione le mappe solari per un campo specchi come quello dell'impianto Gemasolar, utilizzo come riferimento in questo lavoro, in tre ore specifiche di queste giornate: alle 9.00, alle 12.00 ed alle 15.00 [47].

L'efficienza finale degli eliostati, considerando tutte le perdite ottiche, è mostrata nella figura 6.7. L'efficienza minima si riscontra negli eliostati più

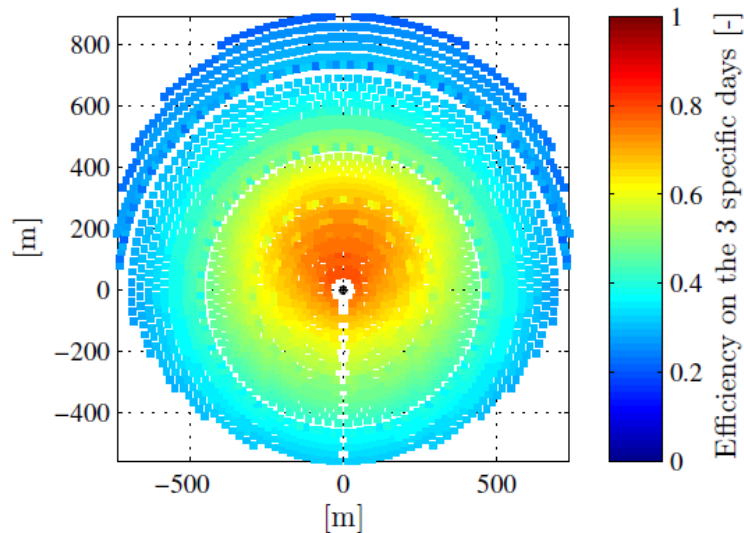


Figura 6.7: Efficienza degli eliostati del Gemasolar calcolata sui tre giorni di riferimento [2]

lontani dalla torre ed è al di sotto del 20%, mentre l'efficienza massima si raggiunge in quelli più vicini e può superare l'80%. Tuttavia, come detto precedentemente, questi valori non rappresentano necessariamente le condizioni medie annuali, ma sono un'interpolazione delle due condizioni estreme e di quella di mezzo.

L'efficienza del campo specchi $\epsilon_{field}(t)$ in ogni ora dell'anno è stata presa dalla tesi di Rinaldi [47]. Nella figura 6.8 è visibile la rappresentazione grafica dell'efficienza in funzione dell'azimuth e dell'altezza solare calcolata da [2]. Si può notare la presenza di un minimo del 21,5% nella mattina e nella sera dell'equinozio di primavera ed un massimo del 50,3% a mezzogiorno del

6.5. Interpolazione annuale

solstizio d'estate. Se si considera la zona in cui si concentra la maggior parte della DNI (azimuth tra -90° e 90° ed altezza tra i 30° e gli 80°), l'efficienza si attesta al 60%.

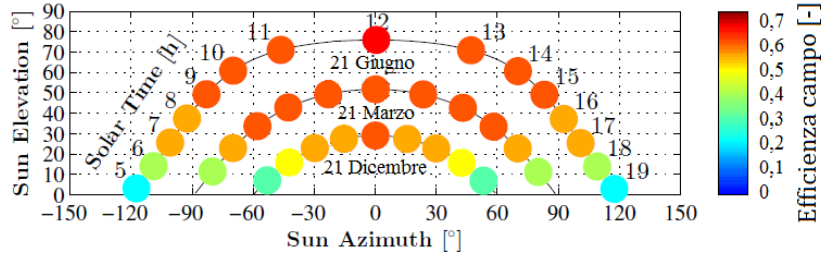


Figura 6.8: Efficienza del campo specchi del Gemasolar calcolata da [2]

6.5 Interpolazione annuale

Per valutare l'impianto nel corso dell'intero anno, si è cercato di associare ad ogni ora dell'anno la mappa solare tra quelle a disposizione che più la potesse rappresentare. L'efficienza del campo specchi, infatti, si può considerare come funzione soltanto di azimuth ed altezza del sole, se si mantengono fissi gli altri parametri. In particolar modo, giorni attigui hanno una eclittica molto simile e all'interno di essa ore vicine hanno un valore simile di azimuth ed altezza solare.

Per questo motivo si sono divise le ore dell'anno in nove gruppi, ognuno dei quali è rappresentato da uno delle nove mappe solari (si veda tabella 6.5).

Tabella 6.5: Assegnazione delle mappe solari rese adimensionali rispetto alla potenza termica totale incidente sul ricevitore alle varie ore dell'anno

	Inizio	1 febbraio	1 Maggio	1 agosto	1 Novembre
	Fine	30 Aprile	31 luglio	31 Ottobre	31 Gennaio
0.00 - 11.00		21 marzo ore 9	21 giugno ore 9	21 marzo ore 9	21 dicembre ore 9
11.00 - 14.00		21 marzo ore 12	21 giugno ore 12	21 marzo ore 12	21 dicembre ore 12
14.00 - 24.00		21 marzo ore 15	21 giugno ore 15	21 marzo ore 15	21 dicembre ore 15

Una volta assegnate le mappe solari, è necessario trovare una correlazione per la DNI sia con l'efficienza termica della torre solare, sia con la portata dei sali da scaldare. Questo ci permette di modellare il funzionamento della torre al variare della radiazione solare. La DNI si può ricollegare alla potenza incidente al ricevitore attraverso l'equazione (6.8):

$$\dot{Q}_{ric} = DNI \cdot A_{specchi} \cdot \epsilon_{ottica} \quad (6.8)$$

dove $A_{specchi} = 318000\text{m}^2$.

Dal momento che ogni mappa solare ha una specifica potenza incidente al ricevitore, basta applicare ad ognuna di esse un coefficiente moltiplicativo C per rappresentare le varie condizioni di irraggiamento:

$$C = \frac{\dot{Q}_{ric}}{\dot{Q}_{ric,nom}} \quad (6.9)$$

con C variabile tra 0 e 1,3 per rappresentare tutte le situazioni possibili.

Questi nuove mappe generate sono state inserite come input nel codice Matlab, il quale ci ha fornito come output l'efficienza termica del ricevitore e la portata dei sali per ogni potenza incidente al ricevitore. Successivamente sono stati raccolti tutti gli output inerenti ad ogni mappa solare e graficati per trovare correlazioni del tipo:

$$\eta_{ric} = f_1(\dot{Q}_{ric}) = f_2(DNI) \quad (6.10)$$

$$\dot{m}_{sali} = g_1(\dot{Q}_{ric}) = g_2(DNI) \quad (6.11)$$

Nella figura 6.9 è rappresentata la correlazione tra rendimento del ricevitore e potenza termica incidente su di esso. Per ora si prende in esame solo il caso del partial cooling, il confronto con gli altri cicli sarà discusso successivamente. Il rendimento è ovviamente proporzionale all'irradiazione ma anche alla posizione del sole. È evidente, infatti, come l'ora del giorno sia molto influente, in modo maggiore rispetto al periodo dell'anno: le curve con lo stesso tratteggio, ovvero quelle riferite a mappe solari della stessa ora, sono spesso sovrapposte l'una con l'altra e sono nettamente distaccate dalle curve con diverso tratteggio. Questo vuol dire che, a pari radiazione, il rendimento ha un andamento costante durante l'anno, minimo al mattino ed alla sera, massimo verso le 15.00. In realtà, però, bisogna considerare che nel periodo estivo è più probabile avere una radiazione maggiore rispetto agli altri periodi e quindi i rendimenti massimi del ricevitore (quasi il 90%) sono raggiunti proprio nei mesi estivi. Nel corso dell'anno, comunque, escludendo le ore estreme della giornata e le giornate nuvolose, il rendimento si attesta nell'ordine dell'80%.

6.5. Interpolazione annuale

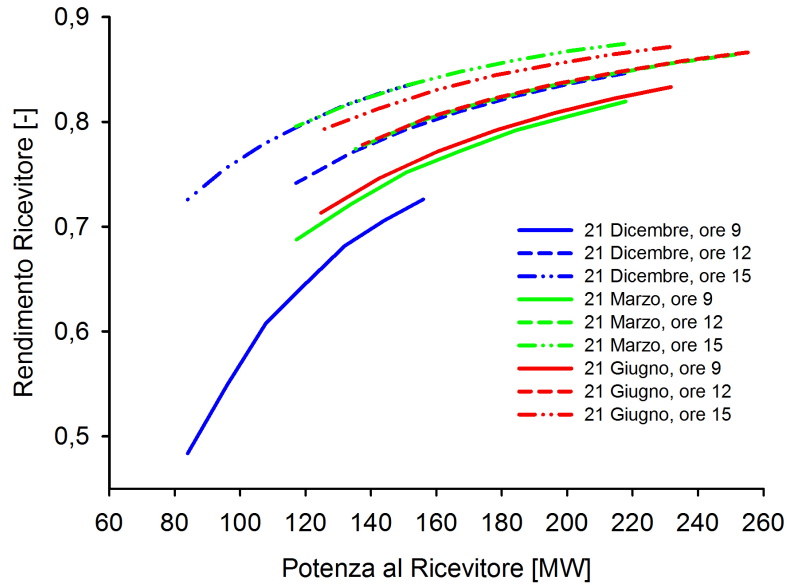


Figura 6.9: Rendimento termico del ricevitore del Gemasolar con ΔT costante, accoppiato con ciclo partial cooling, calcolato per le nove mappe solari

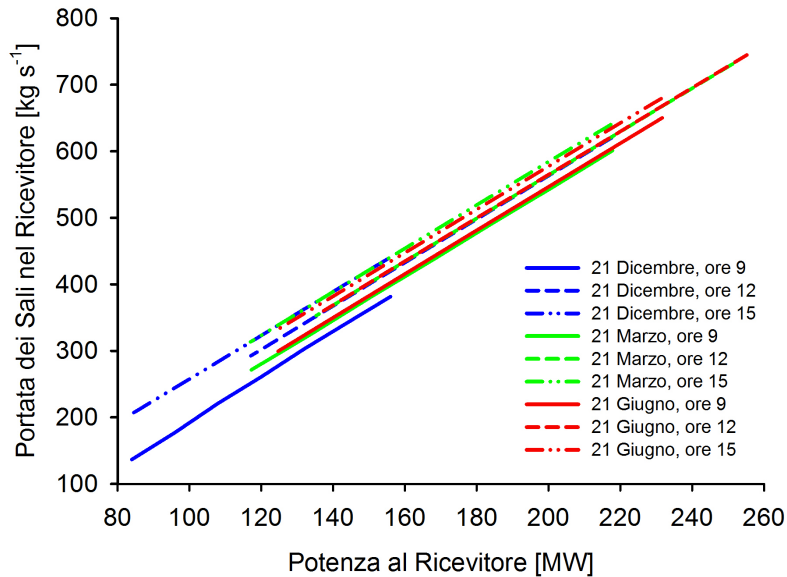


Figura 6.10: Portata massica dei sali nel ricevitore del Gemasolar con ΔT costante, accoppiato con ciclo partial cooling, calcolato per le nove mappe solari

La correlazione tra portata massica di sali nel ricevitore e potenza termica entrante nel ricevitore è mostrata nella figura 6.10. Il risultato sono nove rette molto ravvicinate, spesso sovrapposte, con coefficiente angolare molto simile e intercetta maggiore alle 15.00 e minore alle 9.00, con uno scarto comunque molto ristretto. Questo significa che, a differenza del rendimento, la posizione del sole è quasi del tutto ininfluyente rispetto alla portata dei sali, la quale è soltanto proporzionale alla potenza sul ricevitore. Per questo motivo, la maggiore portata di sali si ha verso le ore 12.00, momento in cui la radiazione e l'efficienza ottica è normalmente massima.

Si confrontano ora gli effetti che i tre cicli possono recare al rendimento del ricevitore ed alla portata massica dei sali. Precedentemente si è dimostrata la quasi trascurabile influenza del periodo dell'anno sui due parametri studiati, condizione che ha portato a studiare i due nuovi casi solo all'equinozio di primavera, il 21 marzo. L'unico parametro che varia tra un ciclo e l'altro, come input nel ricevitore, è il salto termico tra entrata ed uscita dei sali nello storage.

Il primo risultato è che il rendimento termico del ricevitore rimane funzione soltanto dell'ora solare e non della tipologia di ciclo di potenza. Il grafico in figura 6.11 riporta, infatti, curve molto simili in base all'ora solare, con il rendimento del ricevitore del ciclo a ricomprensione semplice leggermente maggiore (meno di un punto percentuale) in tutte e tre le ore.

Discorso diverso, invece, per la portata dei sali. A pari potenza termica da scambiare, un minore salto termico nello storage obbliga a dover adoperare una maggiore portata massica di sali per smaltire il carico termico e viceversa secondo l'equazione:

$$\dot{m}_{sali} = \frac{\dot{Q}_{ric}}{Cp_{sali} \cdot \Delta T} \quad (6.12)$$

Ne consegue che il partial cooling ha una portata massica molto minore rispetto agli altri due cicli, con una serie di vantaggi per quanto riguarda la grandezza dello storage, dello scambiatore CO₂-sale fuso e il consumo delle pompe di movimentazione dei sali. La figura 6.12 mostra gli andamenti appena descritti e la dipendenza dall'ora solare della portata massica, precedentemente spiegata.

6.5. Interpolazione annuale

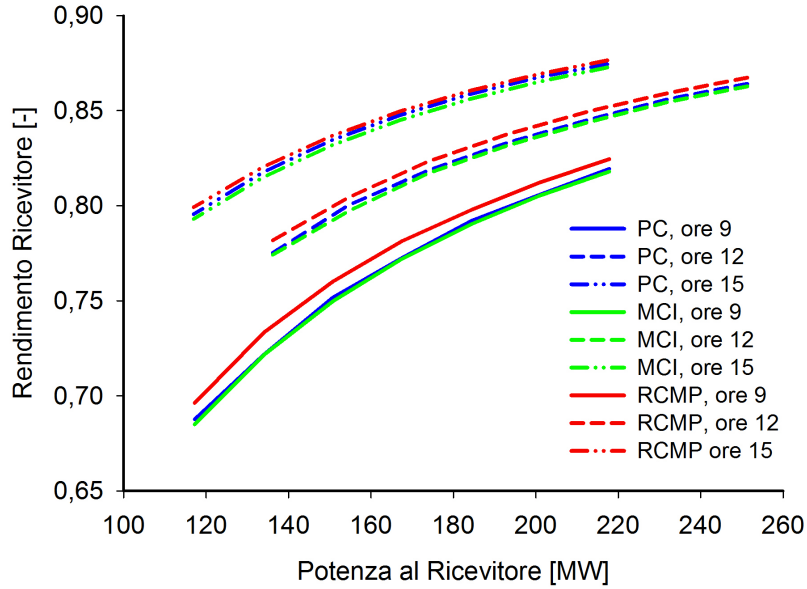


Figura 6.11: Confronto tra i rendimenti termici del ricevitore del Gemasolar accoppiato con i tre diversi cicli, calcolati per le 3 mappe solari del 21 marzo

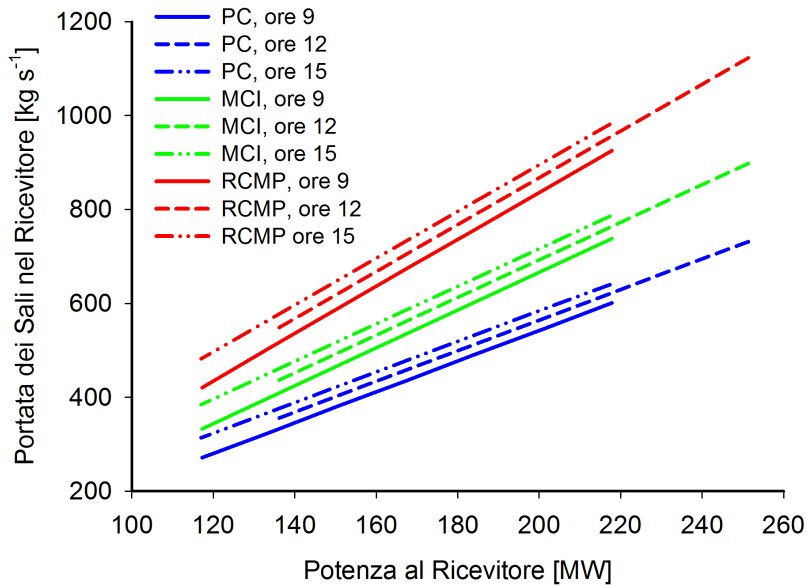


Figura 6.12: Confronto tra le portate dei sali del ricevitore del Gemasolar accoppiato con i tre diversi cicli, calcolati per le 3 mappe solari del 21 marzo.

6.6 Risultati

Una volta che sono state determinate le condizioni ambientali, il funzionamento del ricevitore, dello storage e degli ausiliari, è possibile finalmente valutare le prestazioni dell'impianto nel corso dell'anno. È stato così creato un foglio di calcolo per stimare una serie di grandezze per ognuna delle 8760 ore dell'anno:

- Potenza termica del sole (Q_{sole}), al ricevitore (Q_{ric}) ed al ciclo (Q_{ciclo});
- Portata dei sali in entrata ($\dot{m}_{sali,in}$) ed in uscita ($\dot{m}_{sali,out}$) allo storage;
- Massa di sali entrata ($M_{sali,in}$), uscita ($M_{sali,out}$) e rimasta ($M_{sali,stor}$) nello storage;
- Tempo di funzionamento dell'impianto in quell'ora;
- Eventuale cold start;
- Eventuale defocalizzazione ed energia persa;
- Potenza elettrica lorda (\dot{P}_{lorda}), potenza elettrica dei vari ausiliari ($\dot{P}_{pompa,in}$, $\dot{P}_{pompa,out}$ e \dot{P}_{vent}) e la potenza elettrica netta (\dot{P}_{netta}).

Successivamente, per ogni parametro sono stati sommati tutti i valori per ottenere un'integrazione sull'intero anno. In questo modo è possibile poter effettuare una comparazione tra i tre cicli s-CO₂ con storage fissato a 1000 MWh_{th}. I risultati sono visibili nella tabella 6.6 e sono stati ricavati come spiegato di seguito.

Innanzitutto l'efficienza annuale del campo specchi è data dal rapporto tra l'energia totale incidente sul ricevitore e la somma dei DNI moltiplicati per l'area totale riflettente:

$$\epsilon_{campo,an} = \frac{\sum_{t=0}^{8760} \dot{Q}_{ric}(t) \cdot \Delta t}{\sum_{t=0}^{8760} DNI(t) \cdot N_{elios} \cdot A_{rif} \cdot \Delta t} \quad (6.13)$$

Il valore è costante a 0,6069 poiché non influenzato dalla configurazione del ciclo.

Si è calcolata poi l'efficienza annuale del ricevitore intesa come il rapporto tra l'energia fornita al ciclo rispetto all'energia totale incidente sul ricevitore:

$$\epsilon_{ric,an} = \frac{\sum_{t=0}^{8760} \dot{Q}_{ciclo}(t) \cdot \Delta t}{\sum_{t=0}^{8760} \dot{Q}_{ric}(t) \cdot \Delta t} \quad (6.14)$$

6.6. Risultati

Tabella 6.6: Confronto tra il funzionamento annuale dei tre impianti recompression, main-compression e partial cooling

	RCMP	MCI	PC
En. sole [GWh _{th}]	806,41	806,41	806,41
Eff. campo specchi [-]	0,6069	0,6069	0,6069
En. incidente ricevitore [GWh _{th}]	489,45	489,45	489,45
Eff. ricevitore [-]	0,7789	0,7711	0,7743
En. uscente ricevitore [GWh _{th}]	381,22	377,41	378,95
Eff. ciclo [-]	0,4417	0,4620	0,4533
En. elettrica lorda [GWh _{el}]	168,40	174,36	171,18
Eff. ausiliari [-]	0,9634	0,9763	0,9825
En. elettrica netta [GWh _{el}]	162,23	170,22	168,80
Eff. solar to electricity [-]	0,2012	0,2111	0,2093
Capacity factor [-]	0,6968	0,7053	0,7108
Ore equivalenti [h]	6104	6178	6226
Cold start [#]	250	252	251
Giorni consecutivi max [d]	36	36	36
En. persa per defocalizzazione [%]	2,53	2,37	2,44
Ore equiv. perse [h]	148	143	145

Precedentemente si era visto come l'efficienza del ricevitore dipendesse molto poco dal tipo di ciclo di potenza ed infatti l'efficienza annuale del ricevitore è di circa 0,77 per tutti e tre i casi.

Per la valutazione del ciclo termodinamico si sono calcolati due parametri:

- l'efficienza del ciclo, nel quale si tiene conto delle turbomacchine, degli scambiatori, dei ventilatori e della pompa storage - PCHE;

$$\epsilon_{ciclo,an} = \frac{\sum_{t=0}^{8760} \dot{P}_{lorda}(t) \cdot \Delta t}{\sum_{t=0}^{8760} \dot{Q}_{ciclo}(t) \cdot \Delta t} \quad (6.15)$$

- l'efficienza degli ausiliari, che valuta il consumo della pompa ricevitore - storage.

$$\epsilon_{aus,an} = \frac{\sum_{t=0}^{8760} \dot{P}_{netta}(t) \cdot \Delta t}{\sum_{t=0}^{8760} \dot{P}_{lorda}(t) \cdot \Delta t} \quad (6.16)$$

Il ciclo con ricompressione è quello più penalizzato, a causa della maggiore portata di sali nel ricevitore e del basso rendimento del ciclo, come già dimostrato in precedenza.

L'efficienza *solar-to-electric*, infine, racchiude tutta l'analisi termodinamica di primo principio, dall'energia solare incidente fino alla potenza elettrica netta:

$$\epsilon_{aus,an} = \frac{\sum_{t=0}^{8760} \dot{P}_{netta}(t) \cdot \Delta t}{\sum_{t=0}^{8760} DNI(t) \cdot N_{elios} \cdot A_{rif} \cdot \Delta t} \quad (6.17)$$

Le configurazioni partial cooling e main-compression intercooling riescono a raggiungere un'efficienza finale nell'ordine del 21%, maggiore rispetto al 16% dei moduli fotovoltaici in commercio [72]. Il vero vantaggio risiede però nelle ore equivalenti, ben oltre le 6000 h/anno con un Capacity Factor (percentuale di ore di funzionamento in un anno) del 70% circa. Dai risultati ottenuti si vede molto bene come il ciclo con ricompressione sia meno efficiente rispetto agli altri due, sia come efficienza, sia come ore equivalenti. Per confrontare più accuratamente le altre due configurazioni è necessaria un'analisi economica, soprattutto per dimensionare accuratamente lo storage. Lo storage influisce profondamente su alcuni di questi risultati, come ore equivalenti, cold start e ore di defocalizzazione. Più è grande lo storage, più sono i vantaggi termodinamici ma maggiori saranno anche i costi. Il ciclo partial cooling è il ciclo che richiede la quantità minore di sali per il suo funzionamento, necessita di uno storage di dimensioni minori e questo potrà essere un grosso risparmio in chiave economica. Nei prossimi capitoli questo discorso sarà trattato più accuratamente .

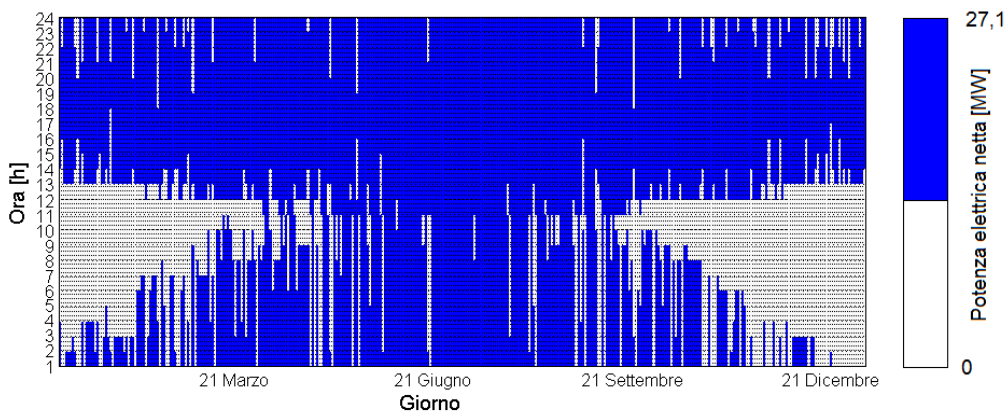


Figura 6.13: Mappa temporale dell'output elettrico annuale

Si considera ora il solo ciclo partial cooling: la mappa temporale dell'output elettrico è presentata nella figura 6.13 con l'area blu rappresentante le ore di funzionamento, i giorni dell'anno sull'asse delle ascisse e l'ora solare su

quello delle ordinate. I limiti superiori e inferiori di quest'area blu si riferiscono rispettivamente ai momenti di spegnimento ed accensione. Da febbraio in avanti, lo storage permette di ridurre sempre di più le ore di spegnimento, allungando il funzionamento notturno fino al mattino. In primavera, si riescono ad avere per la prima volta giornate consecutive di funzionamento ininterrotto, al massimo due o tre. Da giugno iniziano lunghi periodi senza spegnimenti, con un massimo di circa 36 giorni tra il 17 luglio ed il 23 agosto, fino poi all'arrivo dell'autunno, col quale l'impianto ritorna a funzionare sempre meno. Da notare come le ore di spegnimento spesso coincidano con le ore di massima radiazione solare, ovvero quando lo storage si trova in fase di accumulo dopo l'utilizzo notturno.

6.7 Riepilogo

La prestazione energetica di un impianto di potenza con torre solare è valutato attraverso la modellizzazione dei componenti principali che permettono la conversione della radiazione solare in energia elettrica nel corso dell'intero anno.

In questo capitolo si è discusso innanzitutto delle condizioni atmosferiche che influiscono sulla prestazione dell'impianto nel corso dell'anno, come la DNI e la temperatura esterna. Sono stati poi descritti gli elementi dell'impianto sensibili a questi fattori: lo storage e la sua logica di controllo, le due pompe dei sali ed i ventilatori.

Successivamente le ore dell'anno sono state divise in 9 gruppi e ad ogni ora è stata attribuita la mappa solare più coerente per la simulazione. È stata poi trovata una correlazione tra i dati a disposizione (mappe solari e condizioni atmosferiche) e la portata di sali generata dal ricevitore, fondamentale per la simulazione annuale.

L'interpolazione annuale ha poi evidenziato un'efficienza molto simile tra il PC e l'MCI, con rendimento circa del 21% ed ore equivalenti maggiori di 6000. La configurazione con ricompressione è risultata nettamente meno efficiente.

Capitolo 7

Analisi economica

In questo capitolo si cercherà di stimare i vari costi dell'impianto per calcolare la sua performance economica e il costo dell'elettricità generata. Accumulo termico e scambiatori di calore saranno ottimizzati nel prossimo capitolo, per ora ci si limiterà a un dimensionamento preliminare. Nelle analisi che seguono si è ipotizzato un fattore di conversione Euro-Dollaro di 0,8099 [finance.yahoo.com, Gennaio 2015].

7.1 Costi di investimento

La stima dei costi di investimento è focalizzata allo scopo di individuare i costi primari e quindi i potenziali miglioramenti effettuabili al fine di ottenere performance più efficaci. Suddividendoli in differenti categorie, sarà presentata un'analisi dettagliata specialmente per il campo eliostati, la cui quota percentuale rappresenta la parte più importante dei costi.

7.1.1 Campo eliostati

I costi del campo includono da una parte il terreno, e dall'altra gli eliostati veri e propri.

Terreno

I costi del terreno sono divisi in:

- $I_{terreno}$, per l'acquisto della porzione del campo.
- I_{improv} , per il suo livellamento, messa in utilizzo e lavori civili.

7.1. Costi di investimento

In generale i terreni per gli impianti solari sono situati in aree rurali e lontane dai centri popolati; il loro costo specifico $c_{terreno}$ è atteso molto basso o addirittura inesistente sotto certe condizioni imposte dalle autorità locali. In letteratura il valore per metro quadro varia da 0,5 $\$/m^2$ fino a 2,18 $\$/m^2$ [54], [4], [43].

Il costo del miglioramento del terreno è assunto invece funzione della sua area, con un fattore di scala $s_{Improv} = 0,3687$, in accordo a valori in letteratura, con area di riferimento $A_{Terreno}^0 = 2,8 \text{ km}^2$ e prezzo di riferimento $I_{Improv}^0 = 1,1 \text{ M\$}$ [54].

Quindi i costi totali per il terreno sono espressi da:

$$I_{Land} = I_{Terreno} + I_{Improv} \quad (7.1)$$

dove

$$I_{Terreno} = c_{Terreno} \cdot A_{Terreno} \quad (7.2)$$

$$I_{Improv} = I_{Improv}^0 \left(\frac{A_{Terreno}}{A_{Terreno}^0} \right)^{s_{Improv}} \quad (7.3)$$

con

$$\begin{aligned} c_{Terreno} &= 0,5 \text{ [}\$/m^2\text{]} & I_{Improv} &= 1,1 \text{ [M\$]} \\ A_{Terreno}^0 &= 2,8 \text{ [km}^2\text{]} & s_{Improv} &= 0,3687 \text{ [-]} \end{aligned}$$

Inserendo l'area del campo $A_{terreno} = 1,7 \text{ km}^2$ del Gemasolar [2], risulta che $I_{Terreno} = 688,4 \text{ k€}$ mentre $I_{Improv} = 741,2 \text{ k€}$.

Eliostati

I costi degli eliostati vengo suddivisi in costi diretti, miglioramento ottico, overhead e infine costi indiretti, seguendo un approccio suggerito da [2]:

$$I_{Elio} = I_{Elio,Dir} + I_{Elio,ott} + I_{Elio,OH} + I_{Elio,Indir} \quad (7.4)$$

Primo, i *costi diretti* includono parti e materiali, come la struttura di supporto, il sistema di movimentazione, gli specchi, e tengono in considerazione anche i costi di manodopera come la fabbricazione e l'installazione (tabella 7.1). Ogni componente è stimato attraverso un costo specifico, rinvenuto

in letteratura in \$/u, (con 'u' ad indicare l'unità di prodotto) moltiplicato per tre fattori: un effetto di scala, un effetto di volume e un price index (eq. 7.6).

L'effetto di scala è una misura dell'economia di scala che si verifica quando si aumenta l'area dell'eliostato: è misurato dal rapporto tra l'area utilizzata A_{Elio} rispetto all'area di riferimento A_{Elio}^0 , elevato all'effetto di scala s . L'effetto di scala è stimato interpolando i costi rinvenuti in letteratura per diverse aree [20], ed è presentata il valore per ogni sotto-costo in tabella 7.1.

L'effetto di volume è una misura dell'economia risultante dall'acquisto di un elevato volume di produzione: si utilizza qui l'approccio del progress ratio, pr , con all'esponente il logaritmo binario del rapporto tra il volume corrente V_{Elio} diviso per il volume di riferimento $V_{Elio}^0 = 1625$ [u] [20]. Questo approccio fornisce una stima della diminuzione dei costi che si ottiene raddoppiando il volume di produzione. Il progress ratio per ogni sotto-costo è preso direttamente dalla letteratura [54] e presentato nella stessa tabella.

Il price index è una misura dei cambiamenti di prezzo dall'anno di riferimento fino ad oggi (2015): molte fonti oggi forniscono un production price index (PPI) per un elevato set di commodities, materiali e servizi [CHE, 2015; BLS, 2015]. I price index sono ottenuti quindi guardando nella relativa categoria di PPI per ogni sottocosto.

Come risultato il costo diretto $I_{Elio,Dir}$ è espresso come una somma della stima dei vari sottocosti moltiplicati per il numero N_{Elio} degli eliostati nel campo:

$$I_{Elio,Dir} = N_{Elio} \sum_i c_{dir,i} \tag{7.5}$$

dove

$$\begin{aligned} c_{Dir} &= \text{riferimento} \times \text{effetto} && \times && \text{effetto} && \times && \text{pi} \\ & && \text{scala} && \text{volume} && && \\ &= c_{Dir}^0 && \times && \frac{A_{Elio}}{A_{Elio}^0}^s && \times && pr^{\log_2 \frac{V_{Elio}}{V_{Elio}^0}} && \times && \text{pi} \end{aligned} \tag{7.6}$$

con

$$\begin{aligned} A_{Elio}^0 &= 148 [m^2] \\ V_{Elio}^0 &= 1625 [u] \end{aligned}$$

7.1. Costi di investimento

Tabella 7.1: Stima dei costi diretti degli eliostati [BLS, 2015] [54] [20]

Costi diretti eliostati i	c^0 [€/u]	s [-]	pr [-]	pi [-]
Foundation	162	0,2274	0,9806	1,0816
Structure	3059	1,4700	0,9900	1,8070
Drives	4859	0,6000	0,9400	1,3700
Mirrors	4046	1,0420	0,9700	1,0861
Control	709	0,2311	0,9600	1,2841
Wiring	710	0,4480	1,0000	1,0302
Shop fabrication	389	0,4264	0,9800	1,0000
Installation	364	0,2610	1,0000	1,0000
Costi totali diretti	15478			

Una stima dei costi diretti specifici nel caso di un campo equivalente a quello del Gemasolar è illustrato in tabella 7.1, con un volume di produzione uguale al numero degli eliostati nel campo $N_{Elio} = 2650$ [u] [2].

Secondo, i *costi ottici* per gli eliostati possono essere considerati come costi diretti, ma sono qui presi a parte, per differenziare il valore economico delle variabili ottiche, prima tra tutte la deviazione standard σ_{slope} . Basandosi su nove casi presenti in letteratura con diverse aree e deviazioni, e analizzando i risultati [20], il costo ottico specifico è proposto come una funzione della deviazione corrente e di una deviazione di riferimento $\sigma_{slope}^0 = 4,14$ mrad [40], dove il costo aumenta con il diminuire della deviazione:

$$I_{Elio,Ottici} = N_{Elio} \times C_{Ottici} \quad (7.7)$$

dove

$$C_{Ottici} = 0,01 \times 10^{-3} \times \left(\frac{1}{(\sigma_{slope})^2} - \frac{1}{(\sigma_{slope}^0)^2} \right) \times A_{Elio} \quad (7.8)$$

con

$$\sigma_{slope}^0 = 4,14 \cdot 10^{-3} \text{ [rad]}$$

Nell'esempio del Gemasolar, la deviazione è presa come $\sigma_{slope} = 2,6$ [2] mrad e porta a un quasi-insignificante 108 \$/u.

Terzo, i *costi overhead* comprendono sia i corporate overhead che i costi di profitto, che includono a loro volta sia i costi di gestione che i costi di ingegneria per la costruzione degli eliostati. In pratica questi costi sono espressi come una percentuale OH dei costi diretti, in letteratura valori tipici sono dal 15% al 25%. Per prendere in considerazione l'effetto di volume è inoltre implementato un effetto di progress ratio come visto precedentemente per gli eliostati:

$$I_{Elio,OH} = I_{Elio,Dir} \times OH \times (pr_{OH})^{\log_2 \frac{V_{Elio}}{V_{Elio}^0}} \quad (7.9)$$

Se si prende in considerazione un OH ratio del 20% e un progress ratio del 0,96, applicandolo al caso del Gemasolar i costi overhead raggiungono i 3008 €/u.

Tabella 7.2: Stima dei costi indiretti degli eliostati [BLS, 2015] [54] [20]

Costi indiretti eliostati i	c^0 [€/u]	s [-]	pr [-]	pi [-]
Engineering	202478	0,9951	0,96	1,2623
Manufacturing facilities	647930	0,9551	0,86	1,1460
Equipment lease	161982	0,9551	0,86	1,1460
Costi totali indiretti	886250			

Quarto, i *costi indiretti* comprendono il design ingegneristico, le strutture manifatturiere e gli affitti degli equipaggiamenti. Questi sono presi da riferimento da [20], dove i costi di ingegneria sono 250'000 \$, i manifatturieri 800'000 \$ e gli equipaggiamenti 200'000 \$ per 1625 eliostati di 148 m^2 . Quindi la stessa procedura per i costi diretti è qui applicata separatamente a ciascun sottocosto. La stima dei rispettivi fattori di scala, progress ratio e price index è indicata in tabella 7.2. Come risultato, i costi totali indiretti sono dati dalla somma dei tre sottocosti:

$$I_{Elio,ind} = \sum_j I_{ind,j} \quad (7.10)$$

dove similmente all equazione 7.6

$$I_{Ind} = I_{Ind}^0 \cdot \left(\frac{A_{Elio}}{A_{Elio}^0} \right)^s \cdot (pr_{Tow})^{\log_2 \frac{V_{Elio}}{V_{Elio}^0}} \cdot pi \quad (7.11)$$

7.1. Costi di investimento

Tabella 7.3: Stima dei costi specifici del campo specchi di un impianto simile al Gemasolar ($A_{Elio} = 120 \text{ m}^2$, $V_{Elio} = 2'650 \text{ u}$, $\sigma_{slope} = 2,6 \text{ mrad}$)

Costi diretti eliostati		
Foundation	165	[€/u]
Structure	4'032	[€/u]
Drives	5'620	[€/u]
Mirrors	3'457	[€/u]
Control	842	[€/u]
Wiring	666	[€/u]
Shop fabrication	350	[€/u]
Installation	345	[€/u]
Optical improvement	87	[€/u]
Costi totali diretti	15'565	[€/u]
Overhead	3'008	[€/u]
Costi indiretti eliostati		
Engineering	203'255	[€]
Manufacturing facilities	546'396	[€]
Equipment lease	136'599	[€]
Costi totali indiretti	886'250	[€]
Costi totali eliostati	18'907	[€/u]
Costi totali eliostati	50'103'312	[€]

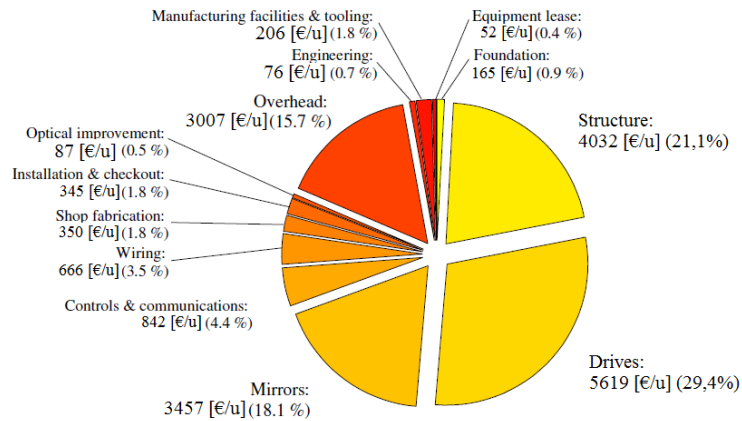


Figura 7.1: Costi specifici degli eliostati

Nel nostro caso, la stima dei costi indiretti è minore del riferimento poichè l'area degli eliostati è minore e il volume di produzione è più elevato (tabella 7.3). Infine il breakdown dei costi degli eliostati per il nostro impianto è raffigurato in figura 7.1 ($A_{Elio} = 120 \text{ m}^2$, $V_{Elio} = 2650 \text{ u}$, $\sigma_{slope} = 2,6 \text{ mrad}$). Il sistema di puntamento è di gran lunga il costo più elevato con quasi il 30% del totale, mentre la struttura e gli specchi comprendono il 20% ciascuno. I costi diretti rappresentano l'80% del totale, gli overhead circa il 15% mentre gli indiretti il 5%.

Abbiamo condotto successivamente un'analisi di sensitività in funzione dell'area di un eliostato e del volume di produzione, come rappresentato in figura 7.2.

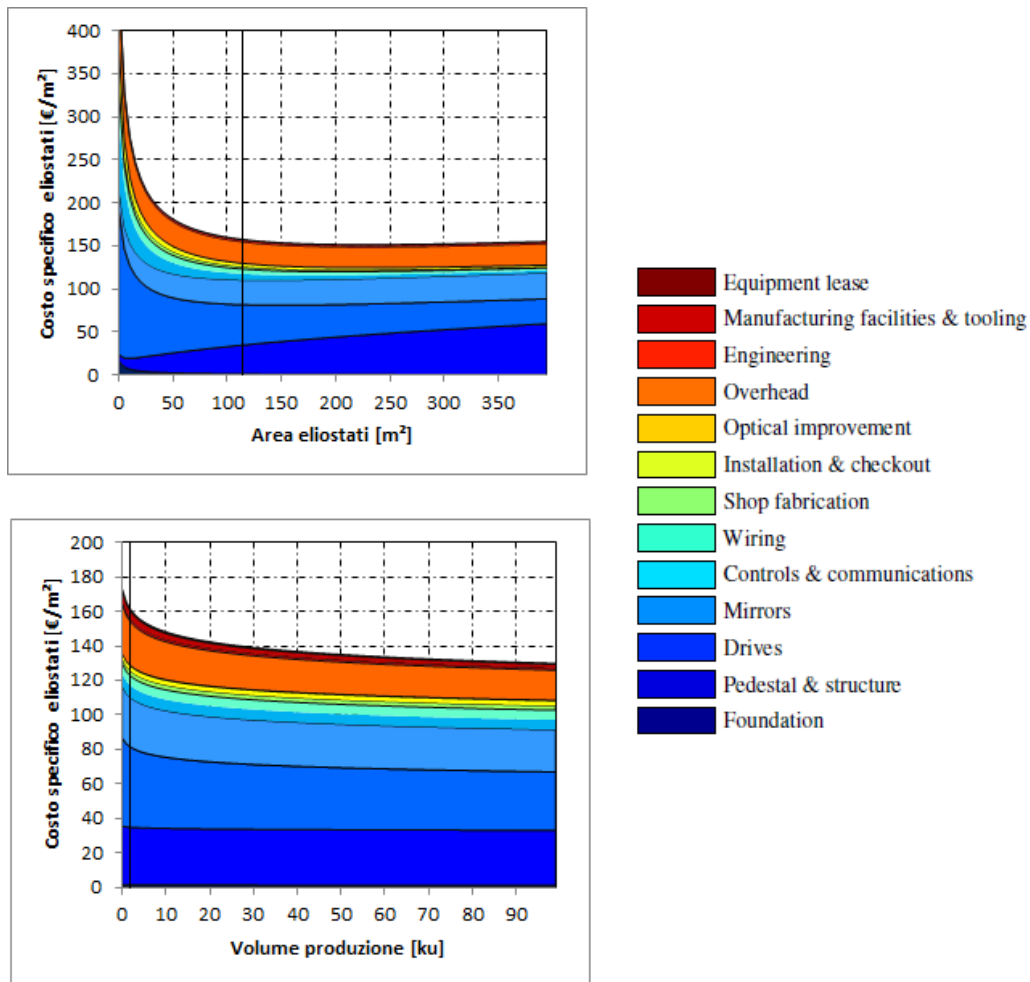


Figura 7.2: Variazione del costo specifico degli eliostati

7.1. Costi di investimento

Il primo grafico mostra la variazione del costo specifico $\text{€}/m^2$ in funzione dell'area degli eliostati, con un volume di produzione fissato a 2650 [u]. La linea verticale evidenzia il costo per $120 m^2$. Sotto i $50 m^2$ i costi specifici aumentano esponenzialmente al diminuire dell'area e aumenta significativamente lo share dei costi di puntamento, addirittura sopra il 50%. Sopra i $50 m^2$ la fondazione diventa ininfluenza, mentre aumentano i costi di struttura. In parallelo i costi specifici rimangono costanti, avendo un minimo poco sopra ai $185 m^2$.

Il secondo grafico mostra la variazione degli stessi costi specifici in funzione del volume di produzione, tenendo fissata l'area a $120 m^2$. Ancora la linea nera indica il breakdown per 2650 [u] di produzione. Da questo volume fino a 100000 [u] e oltre, i costi specifici diminuiscono esponenzialmente fino al di sotto dei $120 \text{€}/m^2$, senza differenze sostanziali nel rapporto tra i vari sottocosti. L'aumento del volume di produzione appare la via più efficiente per abbassare il costo specifico degli eliostati.

7.1.2 Torre & Ricevitore

Il costo della torre dipende ovviamente dalla sua altezza, dal tipo di struttura e dal materiale utilizzato, primi tra tutti acciaio o calcestruzzo. In letteratura si possono trovare delle funzioni di costo divise per materiale, aventi un andamento esponenziale in funzione dell'altezza [4]. Per coerenza qui verrà introdotta una funzione simile a quella utilizzata al caso precedente degli eliostati. Basandosi su un caso di riferimento in calcestruzzo con altezza 75 m e costo 1,6 M\$, e analizzando la variazione di costo per altezze fino a 250 m, si è stimato un fattore di scala $S_{Tow} = 1,8$ [54]. Con un'analisi simile si è poi calcolata la riduzione di costo in funzione del volume di produzione giungendo a un progress ratio $pr_{Tow} = 0,9526$. Riguardo il price index dall'anno di riferimento ad oggi, si è assunto che la torre appartenga alla categoria NAICS che include la costruzione di ciminiere in cemento, ottenendo un $pi_{Tow} = 1,08$ [BLS, 2015]. La combinazione di questi tre fattori è riunita nell'espressione 7.12, simile a quella utilizzata in precedenza:

$$I_{Tow} = I_{Tow}^0 \cdot \left(\frac{H_{Tow}}{H_{Tow}^0} \right)^{stow} \cdot (pr_{Tow})^{\log_2 \frac{V_{Tow}}{V_{Tow}^0}} \cdot pi_{Tow} \quad (7.12)$$

dove

$$\begin{array}{ll}
 I_{Tow}^0 = 1,6 \text{ [M\$]} & H_{Tow}^0 = 75 \text{ [m]} \\
 s_{Tow} = 1,797 \text{ [-]} & pr_{Tow} = 0,9526 \text{ [-]} \\
 V_{Tow}^0 = 1 \text{ [u]} & pi_{Tow} = 1,0816 \text{ [-]}
 \end{array}$$

Con i parametri del Gemasolar (aim point 120 m, altezza ricevitore 15 m), si ottiene un costo di investimento di 3,26 M€.

Ora per quanto riguarda il ricevitore, l'investimento dipende sia dall'area che dalla tecnologia e quindi dal materiale utilizzato. Per esempio in letteratura è possibile trovare valori riferimento che vanno dai 107 \$/kW_{th} per un ricevitore a vapore, ai 112 \$/kW_{th} per uno ad aria atmosferica oppure ai 127 \$/kW_{th} per un ricevitore a sali fusi. [43]. La funzione di costo per un ricevitore è simile a quella per gli scambiatori di calore, che include un fattore di scala basato su un'area di riferimento e un investimento di riferimento: abbiamo usato l'impianto Solar Two nella presente trattazione, che utilizza Incoloy 800HT [61] come materiale per il ricevitore, adatto anche ai nostri scopi e con $A_{Ric}^0 = 100 \text{ m}^2$ e $I_{Ric}^0 = 9,1 \text{ M\$}$. Utilizzando quindi la solita espressione con un price index uguale a 1,44 [BLS, 2015]:

$$I_{Ric} = I_{Ric}^0 \cdot \left(\frac{A_{Ric}}{A_{Ric}^0} \right)^{s_{Ric}} \cdot (pr_{Ric})^{\log_2 \frac{V_{Ric}}{V_{Ric}^0}} \cdot pi_{Ric} \quad (7.13)$$

dove

$$\begin{array}{ll}
 I_{Ric}^0 = 9,1 \text{ [M\$]} & A_{Ric}^0 = 100 \text{ [m}^2\text{]} \\
 s_{Ric} = 0,5283 \text{ [-]} & pr_{Ric} = 0,9526 \text{ [-]} \\
 V_{Ric}^0 = 1 \text{ [u]} & A_{Ric} = 402 \text{ [m}^2\text{]}
 \end{array}$$

si ottiene un costo del ricevitore di circa 22,14 M€, che porta a un costo specifico di circa 170 \$/kW_{th}.

7.1.3 Storage termico

Prendendo in considerazione un accumulo termico double tank, il cui design dettagliato sarà discusso nei capitoli successivi, si possono riunire nella tabella 9.8 i vari costi specifici dei materiali utilizzati. Lo spessore dei mattoni è calcolato in modo da avere una riduzione della temperatura, dalla massima

7.1. Costi di investimento

Tabella 7.4: Stima dei costi dei diversi materiali dello storage termico [21] [71]

Elemento	Costo unitario [€/1000kg]
Acciaio inossidabile 304L	2430
Mattoni refrattari	1620
Acciaio al carbonio	648
Isolamento ceramico	1215
Molten Salt	170

interna, fino a 550 °C [21] a contatto con l'acciaio inossidabile. Stesso ragionamento vale per lo spessore dell'isolamento ceramico, ottenuto in modo da ridurre la temperatura esterna ad un valore di 30 °C. Gli spessori degli strati di acciai sono invece stimati attraverso una funzione lineare, dipendente da un caso di riferimento e dal diametro dell'accumulo stesso, e quindi dalla quantità di energia stoccata. E' stato stimato anche il costo del serbatoio di bassa temperatura, con un design simile al serbatoio caldo, salvo il fatto che, essendo a una temperatura inferiore ai 550 °C, non abbia bisogno del primo strato di mattoni isolanti. L'altezza dei serbatoi è fissata a 15 m, valore abbastanza comune ritrovato in parecchie soluzioni in letteratura [21] [36].

In funzione dell'energia accumulata, e delle ore di accumulo disponibili quindi, la massa di sale si calcola attraverso l'espressione:

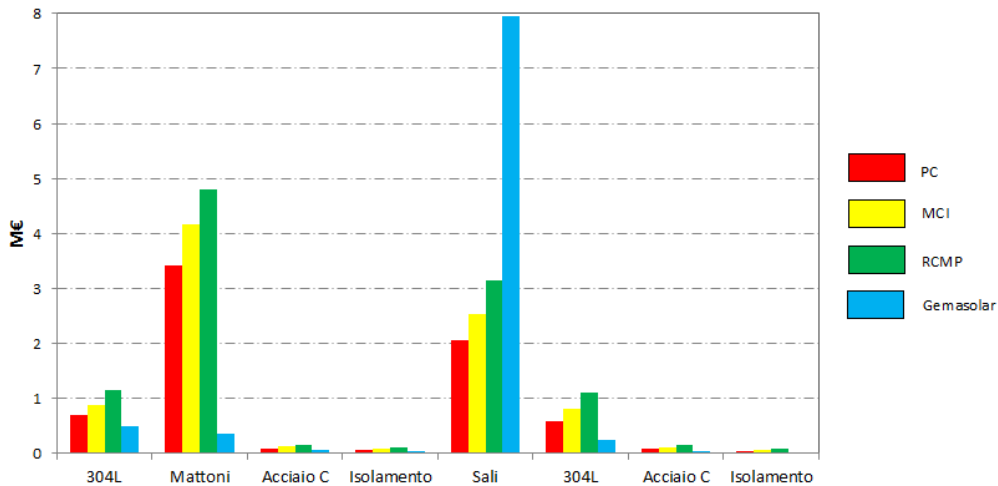
$$m_{sale} = \frac{Q_{termico}}{C_p \Delta T} \quad (7.14)$$

Si osserva subito come rispetto ai convenzionali 'Solar Salt', che hanno un calore specifico di 1,495 J/(kg K) [21], a parità di energia termica accumulata e salto termico, la massa risultante dei sali $KCl - MgCl_2$ sarà maggiore in quanto possiedono un calore specifico minore di 1,155 J/(kg K) [71]. D'altro canto il costo massico dei sali passa dai 890 €/ton per i solar salt ai 170 €/ton per i sali $KCl - MgCl_2$ [21]. Questo è il punto di forza principale, che permette un costo competitivo dello storage, essendo la spesa dei sali una delle componenti principali per un double tank convenzionale.

In questo paragrafo ci sarà solo una stima iniziale di un costo di un accumulo fissato a una energia preliminare di 1000 MWh_t: il dimensionamento effettivo avverrà nel capitolo seguente, tale da ottimizzare il costo dell'elettricità dell'impianto. La tabella 7.5 sintetizza i dati per il suddetto accumulo per i tre cicli Brayton analizzati e per un ciclo a vapore convenzionale stile Gemasolar, utilizzando i normali Solar Salt.

Tabella 7.5: Stima dei costi di un accumulo di 1000 MWh_t

Elemento	PC	MCI	RCMP	Gemasolar
ΔT [°C]	257	209	168	270
T_{in} [°C]	745	735	715	560
$T_{cold,tank}$ [°C]	488	526	547	290
C_p [J/(kg K)]	1,155	1,155	1,155	1,495
D [m]	24,9	27,6	30,8	21,8
m_{sale} [kton]	12,12	14,91	18,55	8,919
Sali [M€]	2,061	2,535	3,154	7,946
Hot Tank				
304L [M€]	0,688	0,885	1,145	0,481
Mattoni [M€]	3,414	4,163	4,806	0,365
Acciaio C [M€]	0,09	0,116	0,151	0,063
Isolamento [M€]	0,059	0,076	0,099	0,04
Cold Tank				
304L [M€]	0,583	0,813	1,102	0,239
Acciaio C [M€]	0,076	0,107	0,145	0,031
Isolamento [M€]	0,046	0,065	0,088	0,0189
Totale Hot Tank [M€]	4,252	5,24	6,201	0,95
Totale Cold Tank [M€]	0,706	0,985	1,334	0,289
Totale [M€]	7,02	8,76	10,671	9,185
Totale Specifico [€/kWh _t]	7,02	8,76	10,671	9,185


 Figura 7.3: Costi specifici di uno storage di 1000 MWh_t per i differenti cicli analizzati

Visualizzando i dati nell'immagine 7.3 è possibile capire l'influenza dei vari elementi sui costi totali e capire i trend principali.

Innanzitutto il costo specifico aumenta al diminuire del ΔT sul ricevitore in quanto aumenta la massa di sale nello storage, il diametro e quindi la massa per avere uno spessore consono alla caduta di temperatura sull'isolamento esterno. Nonostante il ciclo Partial Cooling abbia una temperatura di storage più elevata, il fatto di avere una minore massa a causa di un ΔT maggiore, comporta un minore utilizzo di materiale per l'isolamento e quindi il costo specifico più basso. Si può inoltre notare come la ripartizione dei costi di accumulo tra i cicli chiusi a CO_2 e un ciclo a vapore è totalmente differente: i primi hanno costi elevati per mattoni e materiali di isolamento in quanto la temperatura di storage è circa di $150\text{ }^\circ\text{C}$ più elevata rispetto a un semplice ciclo a vapore; il secondo presenta un costo dei sali elevato, quasi 2 volte e mezzo più dei $\text{KCl} - \text{MgCl}_2$, e quindi una sua percentuale molto elevata, circa 80%, del costo totale.

Infine si osserva come per il Partial Cooling e il Recompression i costi totali rimangono più bassi rispetto a un accumulo double tank convenzionale, nonostante uno storage a temperature di rispettivamente $745\text{ }^\circ\text{C}$ e $735\text{ }^\circ\text{C}$, molto più elevate contro i soli $560\text{ }^\circ\text{C}$ di un normale ciclo a vapore simile al ciclo del Gemasolar.

7.1.4 Blocco di potenza

In questa sezione si andranno a stimare i costi del ciclo di potenza. Si considereranno tutti i componenti, separandoli per categoria in modo da visualizzare più comodamente la percentuale di costo di tutti gli elementi. Le parti primarie del ciclo sono: turbomacchine, scambiatori di calore, scambiatori air cooled aria- CO_2 , generatore elettrico e riduttore di giri. La stima di costo degli scambiatori di calore è solamente provvisoria in quanto saranno poi ottimizzati economicamente nel capitolo successivo.

Turbomacchine

Questa stima è la più difficile in quanto macchine a CO_2 non sono commercialmente disponibili. Abbiamo preso come riferimento i costi di turbomacchine ad Elio dal GCRA report, e li abbiamo scalati utilizzando delle funzioni pubblicate per un HTR direct cycle [44]. Questo paper suggerisce di usare delle funzioni di riduzione in base alla potenza, temperatura e pressione in ingresso. Le relazioni sono state sviluppate per unità contenenti due compressori

e una turbina. Quando si andrà ad analizzare i cicli Partial Cooling e Main Compressor Intercooling, contenenti rispettivamente 3 compressori e 1 turbina, si andrà infine ad accrescere il costo linearmente moltiplicandolo per un fattore $4/3$. L'ipotesi risulta abbastanza coerente in quanto le dimensioni delle macchine sono dello stesso ordine di grandezza, così come il numero di stadi.

Le formule di scalatura sono le seguenti.

$$C_T = 3,35 + \left(\frac{T_{in}}{1000} \right)^{7,8} \quad (7.15)$$

$$C_P = P_{in}^{-0,3} \quad (7.16)$$

$$C_{PW} = PW^{(0,6+285 \cdot P_{in}^{-1,7})} \quad (7.17)$$

dove C_i sono le costanti di proporzionalità, T_{in} è la temperatura di ingresso in turbina, P_{in} la pressione in ingresso e PW la potenza e le condizioni di riferimento sono 850 °C, 7 MPa e 869 MW_e. I parametri di funzionamento dei nostri cicli sono abbastanza differenti da questi ma lo studio di Schlenker mostra una regolarità dei risultati su svariate condizioni operative, quindi ci si aspetta un risultato dell'estrapolazione coerente. Prima di applicare queste relazioni al costo, è necessario sottolineare che nel GCRA era presente un convertitore di frequenza elettronico sommato nel costo totale: siccome questo componente non è utilizzato nel nostro caso andrà sottratto. Basandosi su dati in letteratura è possibile stimare il valore di questo componente per cicli Brayton ad Elio attorno ai 20 M\$ per una potenza di 200 MW_e [10]. Moltiplicandolo per 4 e sottraendolo dal costo totale si giunge a un investimento di riferimento $I_{Tb}^0 = 38$ M\$. Ora rapportando le varie grandezze, moltiplicandole per l'investimento di riferimento e sottraendo il costo del generatore elettrico, calcolato nel paragrafo 7.1.4, è possibile ottenere il valore di costo delle sole turbomacchine per i nostri casi. L'equazione 7.18 chiarisce i passaggi effettuati:

$$C_i = \frac{C_{T,i}}{C_{T,i}^0} \cdot \frac{C_{P,i}}{C_{P,i}^0} \cdot \frac{C_{PW,i}}{C_{PW,i}^0} \cdot I_{Tb}^0 \quad (7.18)$$

Nella tabella 7.7 vi è il riassunto delle condizioni operative per i diversi cicli e i risultati ottenuti, dove

$$r_{j,i} = \frac{C_{j,i}}{C_{j,i}^0} \quad (7.19)$$

7.1. Costi di investimento

e

$$r_{tot,i} = \prod_j r_{j,i} \quad (7.20)$$

Tabella 7.6: Stima dei costi delle turbomacchine per le diverse configurazioni impiantistiche

Valore	Partial Cooling	Main Compression IC	Recompression
T_{in} [°C]	730	720	700
P_{in} [Mpa]	25	25	25
Power [MW_e]	27,11	27,43	26,73
r_T	0,9461	0,9437	0,9395
r_P	0,6826	0,6826	0,6826
r_{PW}	0,1078	0,1074	0,1057
r_{tot}	0,0688	0,0692	0,0678
Costo [k€]	580	575	419

Si precisa ancora una volta che questi risultati sono stimati verosimilmente nel modo ritenuto più adeguato possibile, tuttavia non avendo confronti reali non è possibile verificare l'esattezza delle cifre.

Essendo il costo della turbina a vapore dell'impianto del Gemasolar di 9,5 M€[2], si evince come il risparmio derivante dall'utilizzo di macchine a CO₂ sia notevole. Questo è dovuto alla maggiore compattezza sia assialmente, 3 stadi, che radialmente, densità molto elevate con conseguente portata volumetrica evolvente bassa a pari potenza prodotta rispetto a macchine a vapore.

Printed circuit heat exchanger

Come precisato nei precedenti capitoli, nel nostro specifico impianto sono stati utilizzati scambiatori di calore del tipo Printed Circuit Heat Exchanger. Per un ordine di tale portata, la casa costruttrice HEATRIC quota gli scambiatori in funzione del peso con un costo di 30 \$/kg per l'utilizzo di acciaio AISI 316, 120 \$/kg per scambiatori in titanio e 124 \$/kg per scambiatori in Hastelloy N [9] [75]. Per il nostro caso si è scelto di utilizzare PCHE in acciaio inossidabile 316 per i due recuperatori del ciclo di potenza, non presentando condizioni troppo critiche di temperatura e pressione e non avendo troppi problemi di corrosione. Lo scambiatore indiretto sali-CO₂ sarà invece

realizzato in Hastelloy N. Le condizioni di pressione di questo scambiatore sono poco superiori a quella atmosfera, mentre la temperatura di ingresso è calcolata utilizzando un approach point di 15 °C rispetto alla temperatura massima ottima del ciclo di potenza. Non essendo disponibili dati esaurienti riguardo la corrosione di questi particolari sali fusi abbiamo optato per la scelta di questo materiale in quanto in letteratura è l'opzione più utilizzata e il comportamento dell'Hastelloy N a contatto con sali contenenti cloro ad alta temperatura è risultato eccellente dopo diversi esperimenti dell'Idaho National Laboratory [61] [49] [75]. Il prezzo del materiale è sicuramente molto elevato, ma questa precauzione ci è sembrata doverosa.

Siccome la geometria dello scambiatore è abbastanza semplice, il calcolo del volume effettivo non è un procedimento complicato, ottenibile come

$$V_{mat} = H \cdot W \cdot L_{eff} - N_{tubi} \cdot A_{tubi} * L \quad (7.21)$$

Moltiplicando questo volume per la densità del materiale, 7800 e 8860 kg/m³ rispettivamente per 316 e Hastelloy N, è possibile ottenere il peso dello scambiatore. Riguardo le perdite di pressioni si è scelto di dimensionare lo scambiatore CO₂-Sali in modo da causare una perdita relativa $\Delta P/P$ nel lato CO₂ di un valore 1,5% . Questo valore è stato scelto per non penalizzare troppo il rendimento del ciclo e non avere uno scambiatore troppo costoso. I due recuperatori di alta e bassa pressione saranno invece ottimizzati in funzione del loro valore economico. Qui ci sarà un prima stima di costo, dimensionati in modo da causare una perdita di pressione relativa nel lato di bassa pressione sempre di un valore $\Delta P/P = 1,5\%$. La tabella 7.7 riassume i risultati ottenuti.

Tabella 7.7: Stima dei costi degli scambiatori per le diverse configurazioni impiantistiche

Scambiatore	Partial Cooling	Main Compression IC	Recompression
PCHE _{ind} [M€]	1,568	1,447	1,377
PCHE _{LT} [M€]	0,591	0,758	0,764
PCHE _{HT} [M€]	0,73	0,98	1,074

Air cooling system

Questa stima di costi verrà calcolato con la stessa espressione usata per gli eliostati, tenendo conto cioè di: fattore di scala, fattore di volume e price

7.1. Costi di investimento

index rispetto a un caso di riferimento. Utilizzando quindi:

$$I_{Cool} = I_{Cool}^0 \cdot \left(\frac{P_{Cool}}{P_{Cool}^0} \right)^{s_{Cool}} \cdot (pr_{Cool})^{\log_2 \frac{V_{Cool}}{V_{Cool}^0}} \cdot pi_{Cool} \quad (7.22)$$

dove P_{Cool} è il calore ceduto in ambiente e

$$\begin{aligned} I_{Cool}^0 &= 7,4 \text{ [M\$]} & pr &= 0,9526 \text{ [-]} \\ P_{Cool}^0 &= 13,5 \text{ [MWh}_t\text{]} & pi &= 1,2254 \text{ [-]} \\ s &= 0,2514 \text{ [-]} \end{aligned}$$

si giungono ai risultati illustrati in tabella 7.8:

Tabella 7.8: Stima dei costi del sistema Air cooled per le diverse configurazioni impiantistiche [2]

Valore	Partial Cooling	Main Compression IC	Recompression
P_{Cool} [MW _{cool}]	30,29	29,49	30,99
Costo [M€]	11,11	11,03	11,17

Generatore elettrico e riduttori di giri

Procedimento analogo per il calcolo del costo del generatore elettrico: utilizzando l'espressione 7.22 con

$$\begin{aligned} I_{Gen}^0 &= 6 \text{ [M\$]} & pr &= 0,9526 \text{ [-]} \\ P_{Gen}^0 &= 160 \text{ [MWh}_t\text{]} & pi &= 1,44 \text{ [-]} \\ s &= 0,7 \text{ [-]} \end{aligned}$$

Si giunge al costo del solo generatore elettrico, costo che durante il capitolo relativo alle turbomacchine è stato sottratto al costo totale per ottenere il solo valore di esse. Per il costo del riduttore di giri si è utilizzata invece la seguente espressione [74]

$$C_{riduttore} = 50000 \cdot (0,0052 * ratio + 0,7747) \quad (7.23)$$

dove $ratio$ è il rapporto tra i numeri di giri, nel nostro caso tra 20'000 rpm (vedi capitolo dimensionamento), numero di giri ottimo per le turbomacchine, e 3000 rpm. La tabella 7.10 sintetizza i risultati relativi e generatore e riduttore di giri.

Tabella 7.9: Stima dei costi del generatore e riduttore di giri [74] [53]

Valore	Partial Cooling	Main Compression IC	Recompression
Generatore [M€]	2,24	2,264	2,224
Riduttore [k€]	31,372	31,372	31,372

7.1.5 Costi Totali

Una volta calcolate tutte le voci di costo è possibile sommarle e fare una stima provvisoria dell'investimento totale per le tre tipologie di impianto. Si ribadisce ancora una volta che la grandezza dello storage è stata fissata momentaneamente ad un valore iniziale provvisorio di 1000 MWh_t, mentre gli scambiatori interni al ciclo ad una dimensione che garantisce una perdita di carico relativa dell'1,5%. Questi parametri saranno poi ottimizzati nel capitolo seguente al fine di ottenere un costo specifico dell'elettricità minimo.

Guardando la tabella 7.10 è possibile vedere la suddivisione dei costi per le tre tipologie di impianto. In figura 7.4 è rappresentata questa suddivisione per l'impianto partial cooling.

Si nota come il contributo degli eliostati sia quello principale, con una quota che arriva quasi al 50%; segue poi il costo del ricevitore, 22%, e l'impianto di raffreddamento, 11%. Si evince che la quota relativa alle turbomacchine e agli scambiatori di calore rappresenti la minima parte del totale: l'utilizzo di cicli chiusi a gas con CO₂ rappresentano quindi una valida soluzione alternativa per la diminuzione nei costi dell'elettricità generata e quindi la futura riuscita e sviluppo di questa tipologia di impianti. Sommando tutti i contributi del blocco di potenza si arriva ad un costo di circa 15 M€, che comparato ad un ciclo a vapore, 58 M€[2], sia pure tenendo conto delle maggiori incertezze della stima assicura un potenziale risparmio notevole. Considerando inoltre che il rendimento del power block è nettamente superiore, generando una potenza elettrica maggiore a pari ricevitore e campo specchi, permetterà un ulteriore risparmio nella stima del prezzo dell'energia elettrica.

Si può infine notare come i costi dell'investimento totale siano dell'ordine dei 100 M€.

7.1. Costi di investimento

Tabella 7.10: Stima dei costi totali per tipologia di impianto con storge e scambiatori non ottimizzati

Elemento	PC [M€]	MCI [M€]	RCMP [M€]
Terreno	1,43	1,43	1,43
Eliostati	50,103	50,103	50,103
Torre	3,262	3,262	3,262
Ricevitore	22,137	22,137	22,137
Turbomacchine	0,574	0,576	0,419
PCHE,ind	1,56	1,44	1,377
PCHE,HT	0,73	0,98	1,074
PCHE,LT	0,59	0,759	0,764
Air cooling	11,11	11,03	11,175
Storage	7,02	8,76	10,67
Riduttore	0,03	0,03	0,03
Gen.Elettrico	2,26	2,264	2,224
Totale	98,5	101,3	104,6

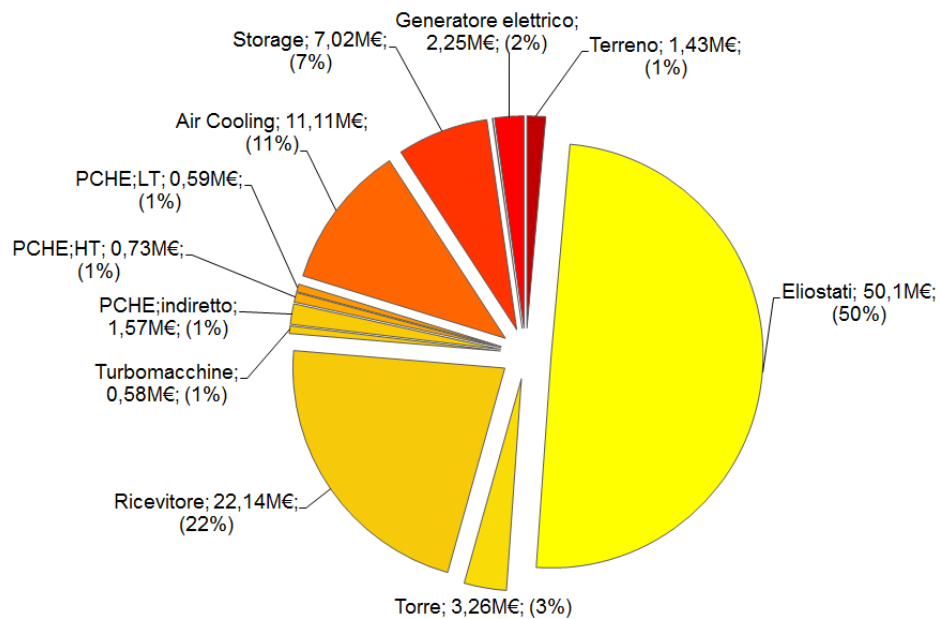


Figura 7.4: Suddivisione dei costi totali per l'impianto Partial Cooling (1000 MWh_t, $\Delta P/P = 1,5\%$)

7.2 Performance finanziarie

Avendo stimato le varie componenti di costo, il progetto verrà finanziato dai progettisti attraverso investitori. Qualunque sia la natura degli investimenti, il progetto richiede la stima di parametri specifici, primi tra tutti il costo dell'elettricità, il periodo di payback e il net present value. Questi indicatori aiutano a identificare quanto redditizi siano i vari investimenti che in questo periodo dipendono fortemente dal grado di incentivazione proposta da stato a stato. Verranno introdotti in seguito le procedure per il calcolo dei diversi fattori, dati che verranno illustrati nei prossimi capitoli al fine di evidenziare le prestazioni delle varie configurazioni.

7.2.1 Costo dell'elettricità

Una volta noto il costo totale di investimento, la potenza elettrica prodotta e le ore equivalenti di ogni tipologia di impianto, è possibile stimare il costo specifico dell'energia, espresso come €/kWh. I tre contributi sopra esposti sono stati analizzati nel dettaglio nei precedenti capitoli.

Per riunire coerentemente i tre risultati si è utilizzata la procedura del First Year Carrying Charge Fraction: questo prevede l'utilizzo di equazioni per determinare l'incidenza dell'investimento sull'energia prodotta annualmente. Il momento di riferimento, è il momento a cavallo tra la fine della costruzione e l'entrata in esercizio. Si ipotizza che la costruzione termini il 31 dicembre e l'impianto entri in attività il 1 gennaio. L'investimento necessario a realizzare l'impianto viene calcolato dal costo overnight, ossia il costo ottenuto nel paragrafo precedente e ipotizzato come istantaneo, come se l'impianto fosse costruito in una sola notte, non inclusivo degli oneri finanziari durante la costruzione: questo viene comunemente definito anche come costo della tecnologia. Si sono aggiunte le spese per assicurazioni e spese generali, stimate all' 1 % del costo della tecnologia [32].

Si effettua l'analisi attraverso la conoscenza dei flussi di cassa annui. Lungo la vita economica dell'impianto si valuta il ritorno garantito dall'attività, che deve ripagare l'investimento iniziale insieme agli interessi sul debito e sul capitale proprio impiegato. L'incognita di questi calcoli è appunto il First Year Carrying Charge Fraction, che rappresenta l'incidenza dell'investimento iniziale sul costo dell'energia prodotta nell'anno 1. Questo viene determinata assicurando che la sommatoria dei margini operativi netti lungo la vita utili eguagli l'investimento iniziale. Per brevità non si riporteranno i calcoli nella loro completezza. Le principali variabili ipotizzate per la risoluzione del problema sono state assunte come [32]:

7.2. Performance finanziarie

- Inflazione = 2%
- Attualizzazione debito = 7%
- Frazione debito = 50%
- Attualizzazione rendita = 10%
- Frazione di rendita = 50%
- Aliquota fiscale = 30%
- Frazione costi proprietari = 3%
- Vita economica utile = 25 anni
- Durata ammortamento = 20 anni
- Costo medio del capitale = 8,5 %

Il tempo di costruzione, anche se ipoteticamente minore, si è stimato equivalente a quello occorso per la costruzione del Gemasolar, cioè 30 mesi [43]. Attraverso la risoluzione di queste equazioni si è potute giungere al risultato di un $CCF = 9,917\%$.

I valori medi di costi di O&M sono stati assunti come il 2,5 % annui del costo di investimento.

Calcolato questo valore è quindi possibile definire il costo dell'elettricità COE €/kWh come:

$$COE = \frac{I_{totale} CCF}{P_{nom} H_{eq}} + O\&M \quad (7.24)$$

in cui si ricorda che

- I_{totale} è il costo di investimento
- CCF è il first Year Carrying Charge Fraction
- P_{nom} è la potenza elettrica nominale
- H_{eq} sono le ore equivalenti dell'impianto

7.2.2 Payback period

Il tempo di payback è definito come il numero di anni necessari a rendere l'impianto profittevole, basandosi su un prezzo di vendita dell'energia elettrica. Il mercato attuale, che vede queste tipologie di impianti fortemente incentivate, permette all'operatore di vendere l'energia generata ad un prezzo superiore a quello di mercato. Definendo un valore di acquisto (ToE), il periodo di payback è ottenuto con la seguente espressione, bilanciando le spese con i profitti:

$$N_{Y,Payback} = \frac{\log\left(\frac{(ToE - OM)E_{ann}}{(ToE - OM)E_{ann} - I_{imp} \cdot i}\right)}{\log(1 + i)} \quad (7.25)$$

in cui si ricorda che OM sono i costi di operation and maintenance, E_{ann} è l'energia generata annualmente, I_{imp} è l'investimento totale mentre i è il tasso di interesse nominale annuale.

7.2.3 Net present value

Quando bisogna comparare diversi progetti è frequente l'uso di indicatori finanziari come IRR (internal rate of return) oppure NPV (net present value). Il primo è il livello di interesse che bilancia i ricavi con i costi, in un periodo di tempo coincidente con la vita utile. Il secondo è la somma dei flussi di cassa attualizzati. NPV è sicuramente un indicatore preferibile, in quanto indica la stima dei ricavi generati dall'impianto e fornisce un valore più significativo, e si può ottenere come:

$$NPV = \frac{(1+i)^{N_y} - 1}{i(1+i)^{N_y}} (ToE - OM)E_{ann} - I_{imp} \quad (7.26)$$

7.3 Riepilogo

Le performance economiche dell'impianto solare sono state stimate attraverso il calcolo di costo in dettaglio per ciascun componente e usando indicatori finanziari opportuni. In generale ogni costo è stato calcolato come riferito ad un costo specifico, modificato da un fattore di scala, un fattore di volume e un fattore di riferimento per l'inflazione. E' stata svolta un'analisi di sensitività sul volume di produzione e sull'area degli eliostati per identificare un possibile risparmio nel loro costo. Guardando dal lato totale si è notato come essi rappresentino la componente principale dell'investimento, seguita da ricevitore e impianto di raffreddamento.

Sono stati poi introdotti tre indicatori finanziari al fine di comparare le prestazioni delle diverse configurazioni impiantistiche, che saranno analizzate in seguito.

Ora che sia le performance energetiche che quelle economiche sono state introdotte, verrà effettuata una ottimizzazione termo-economica dei diversi cicli, una scelta del ciclo migliore e un dimensionamento specifico per ogni componente.

Capitolo 8

Ottimizzazione tecno-economica

In questo capitolo andremo ad esaminare le differenti prestazioni al variare di due componenti principali: accumulo termico e scambiatori di calore. Dopo aver considerato le conseguenze puramente tecniche, si andranno a scegliere le configurazioni impiantistiche economicamente migliori: sarà privilegiata quella che assicura un costo minimo dell'energia elettrica generata. Sarà infine possibile caratterizzare le tre diverse soluzioni ottime sia dal punto di vista energetico che economico, potendo finalmente optare per quella che offre performance migliori.

8.1 Ottimizzazione storage

Dal punto di vista puramente energetico, lo storage ottimo è quello di dimensioni tali da permettere l'accumulo dei sali in qualsiasi ora del giorno senza mai defocalizzare la radiazione solare dalla torre. In pratica, la costruzione di un accumulo termico di dimensioni così elevate non è conveniente dal lato economico.

Si è scelto quindi di caratterizzare le prestazioni dal punto di vista economico, andando a scegliere lo storage che permette di ottenere il minimo costo dell'energia elettrica prodotta.

Concettualmente l'utilizzo di un accumulo di dimensioni maggiori provoca due effetti:

- L'aumento dei costi specifici
- L'aumento del numero di ore equivalenti annuali

8.1.1 Costi storage

Considerando il primo aspetto, è elementare che costruire uno storage con capacità energetiche elevate implica dimensioni maggiori e quindi costi maggiori. I trend per i tre cicli presi in considerazione sono diagrammati in figura 8.1.

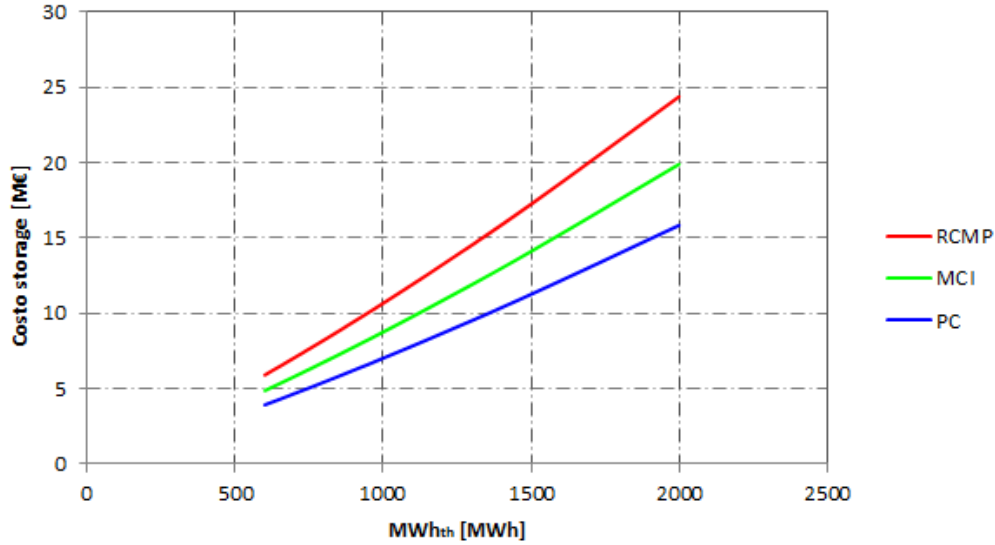


Figura 8.1: Costo dello storage in funzione dell'energia termica accumulata

Si nota come i costi siano maggiori per il ciclo recompression, poi recompression MCI e infine per il partial cooling, che si mantiene il più basso di tutti. Come già puntualizzato in precedenza queste tre configurazioni possiedono rispettivamente un ΔT crescente sul ricevitore, e quindi a cavallo dei due tank dell'accumulo. Ciò provoca che a parità di energia termica disponibile, la massa di sali contenuta sia decrescente con l'aumento del ΔT , con conseguenti costi di materiali e sali minore; l'espressione 8.1 chiarisce quanto detto:

$$m = \frac{Q_{th}}{C_p \Delta T} \quad (8.1)$$

I costi spaziano dai 25 M€ per 2000 MWh_{th}, ai 5 M€ per 600 MWh_{th}. Possedere un costo specifico minore è un vantaggio, e il ciclo partial cooling è quello che si comporta meglio.

8.1. Ottimizzazione storage

Abbiamo poi svolto un'analisi di sensitività, per capire quali fossero le componenti di costo preponderanti. Si è cioè esaminato la variazione del costo specifico in funzione dell'energia contenuta. In figura 8.2 è visibile questo andamento per il caso dello storage per il ciclo partial cooling.

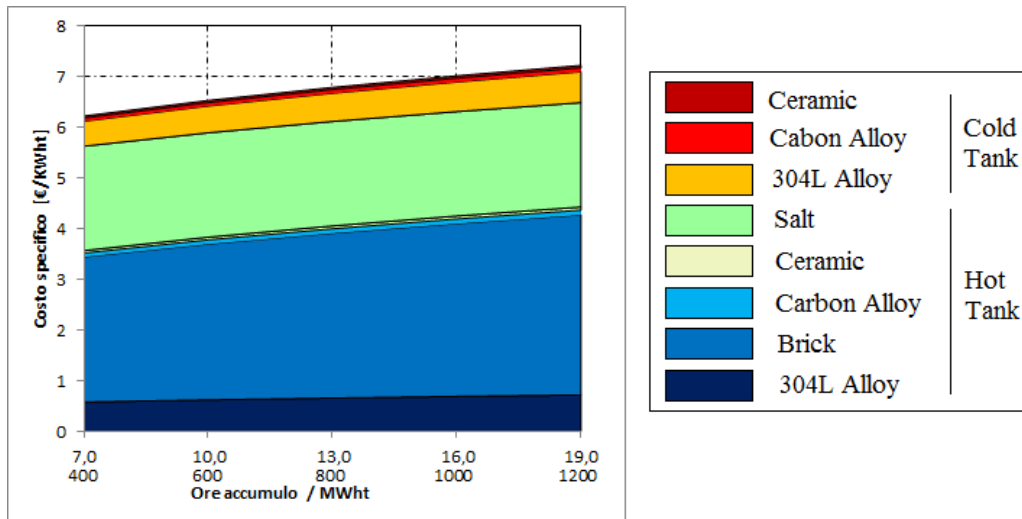


Figura 8.2: Variazione del costo specifico in funzione dell'energia accumulata per il ciclo partial cooling

Si capisce prima di tutto che le componenti di costo principali sono: mattoni refrattari, sali fusi e acciai inossidabili. L'aumento del costo specifico in funzione dell'energia è dovuto soprattutto al contributo dei mattoni refrattari, che dovranno occupare una porzione circolare maggiore, con costi conseguenti più elevati. I costi specifici nel range di energia considerato, rimangono tra i 6 e 7,5 €/MWh_{th} per il ciclo partial cooling.

8.1.2 Prestazioni energetiche storage

Se dal lato economico aumentare le dimensioni dell'accumulo è sfavorevole, da quello energetico il comportamento è opposto. Essendo disponibile più spazio per stoccare energia, l'accumulo sarà meno penalizzato, con conseguenti ore equivalenti annuali maggiori e ore defocalizzate minori. Il periodo più critico è quello estivo, in cui si ha una disponibilità solare maggiore cioè una portata dei sali potenzialmente elevata per molte ore di fila. Lo storage si riempirà facilmente, ma una volta pieno dovrà essere defocalizzata la radiazione disponibile. Utilizzare un accumulo più grande avrà influenza anche su parametri secondari: i giorni di funzionamento continuativi estivi saranno più numerosi, mentre le accensioni a freddo si ridurranno.

In figura 8.3 si può osservare l'andamento delle ore equivalenti utili e perse in funzione dell'energia termica stoccata.

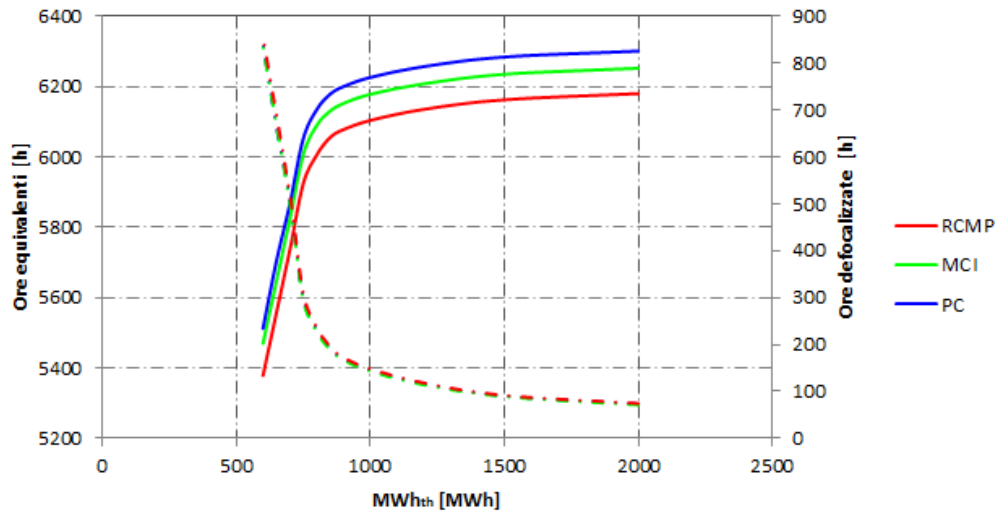


Figura 8.3: Ore equivalenti e ore defocalizzate in funzione dell'energia termica accumulata

Per energie al di sotto di 1000 MWh_{th}, si ha un aumento lineare di ore equivalenti, andando poi ad avanzare con un comportamento asintotico. Praticamente l'opposto è l'andamento delle ore defocalizzate, specchiate rispetto alle precedenti. Avendo dei costi che crescono più velocemente rispetto alle prestazioni energetiche nel campo di energie maggiori ai 1000 MWh_{th}, gli accumuli ottimi saranno sicuramente al di sotto di questo valore.

Si conclude inoltre come un accumulo termico sia fondamentale in impianti a concentrazione solare: solo attraverso il loro impiego si possono raggiungere ore equivalenti dell'ordine di 6000 annuali. Con l'utilizzo di accumuli con capacità energetiche superiori ai 1500 MWh_{th} si ha la possibilità di arrivare a valori di 6300 ore equivalenti, paragonabili agli impianti fossili.

8.1.3 Prestazioni economiche storage

Nei due paragrafi precedenti sono stati indagati i due comportamenti principali: aumento di costi e aumento di prestazioni. Riprendendo la formula del costo dell'elettricità illustrata nel capitolo precedente, è semplice vedere come questi elementi influiscono su di essa:

8.1. Ottimizzazione storage

- L'aumento del costo di un componente provoca un aumento del costo dell'elettricità.
- L'aumento del numero di ore equivalenti provoca una diminuzione del costo dell'elettricità.

Questi due andamenti opposti causano l'esistenza di un minimo al variare dell'energia di accumulo. Andando infine a diagrammare in figura 8.4 il costo dell'elettricità in funzione dell'energia accumulata è possibile selezionare la dimensione di storage ottimo per le tre configurazioni analizzate e il relativo costo dell'energia elettrica prodotta.

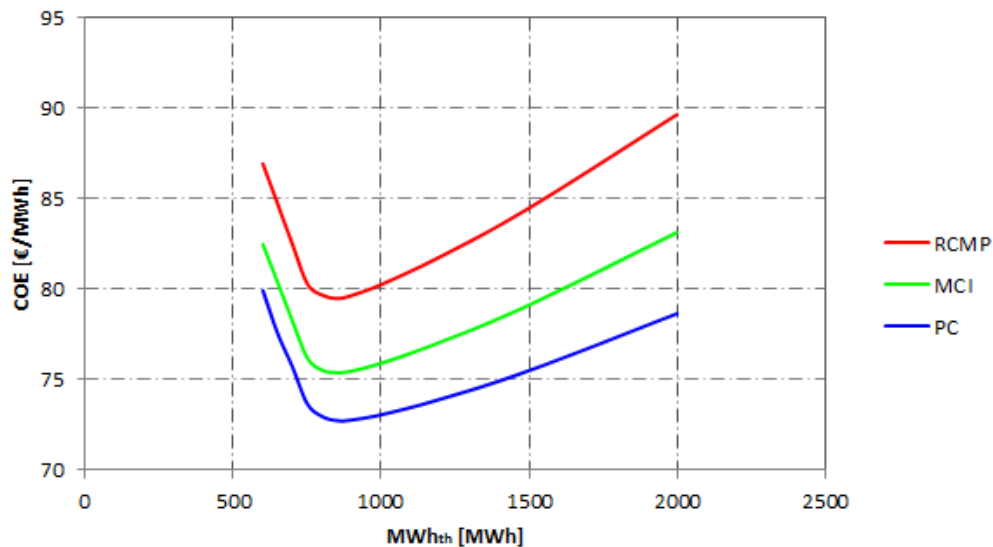


Figura 8.4: Costo dell'elettricità in funzione dell'energia termica accumulata per le tre configurazioni impiantistiche

Si nota innanzitutto come l'ottimo economico si trovi per energie dell'ordine degli 850 MWh_{th} stoccati per tutte e tre le configurazioni analizzate. Il ciclo più performante è da questo aspetto ancora il partial cooling, riuscendo a produrre energia con un costo poco superiore ai 70 €/MWh, valore molto competitivo con il mercato attuale. La tabella 8.1 riassume i risultati ottenuti fino ad ora.

Tabella 8.1: Principali parametri operativi per le diverse configurazioni impiantistiche con accumulo termico ottimo

	PC	MCI	RCMP
Costo storage [M€]	5,8233	7,255	8,827
Ore equivalenti [h]	6178	6130	6054
Capacity factor [%]	70,53	69,98	69,11
Ore defocalizzate [h]	192	189	196
Cold start [#]	262	281	261
Energia accumulata [MWh _{th}]	850	850	850
Ore equivalenti storage [h]	14,77	15,15	14,7
COE [€/MWh]	72,73	73,39	79,48

Si andranno ora ad ottimizzare gli scambiatori, ma ricordando che essi rappresentano solo circa il 2 % del costo totale, è prevedibile come non influenzeranno in modo decisivo il costo dell'energia elettrica generata. A questo punto è già possibile affermare come il ciclo partial cooling sia quello più performante rispetto alle altre configurazioni analizzate.

8.2 Ottimizzazione scambiatori

Si esegue ora un'analisi dettagliata sui due scambiatori di calore interni al ciclo, che influenzeranno direttamente le sue prestazioni dal punto di vista di efficienza e potenza prodotta. L'analisi dello storage agiva invece su variabili indirette, come ore equivalenti e energia nell'accumulo. Le due analisi sono quindi indipendenti tra loro e i risultati rimangono invariati a prescindere che venga eseguita prima una o l'altra.

8.2.1 Costi e prestazioni energetiche rigeneratori

Prima di tutto abbiamo cercato di lavorare con meno variabili possibili. Avendo due scambiatori di calore, con quattro flussi e quattro perdite di carico, abbiamo trovato una correlazione tra esse. Precisamente abbiamo stimato per ogni scambiatore la caduta di pressione nel lato compresso in funzione di quello espanso. Le due cadute sono legate proporzionalmente come si può vedere in figura 8.5 e 8.6.

8.2. Ottimizzazione scambiatori

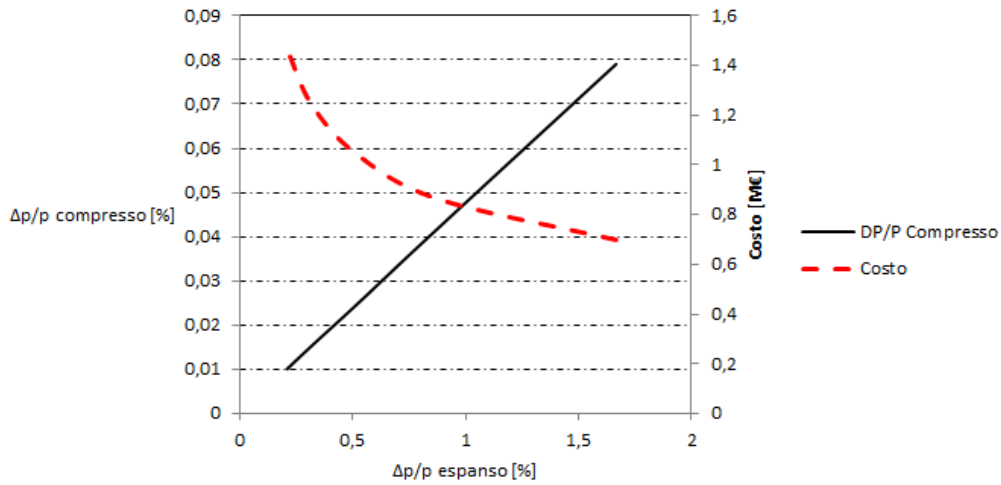


Figura 8.5: Perdite di carico e costi per il PCHE di alta temperatura del ciclo partial cooling

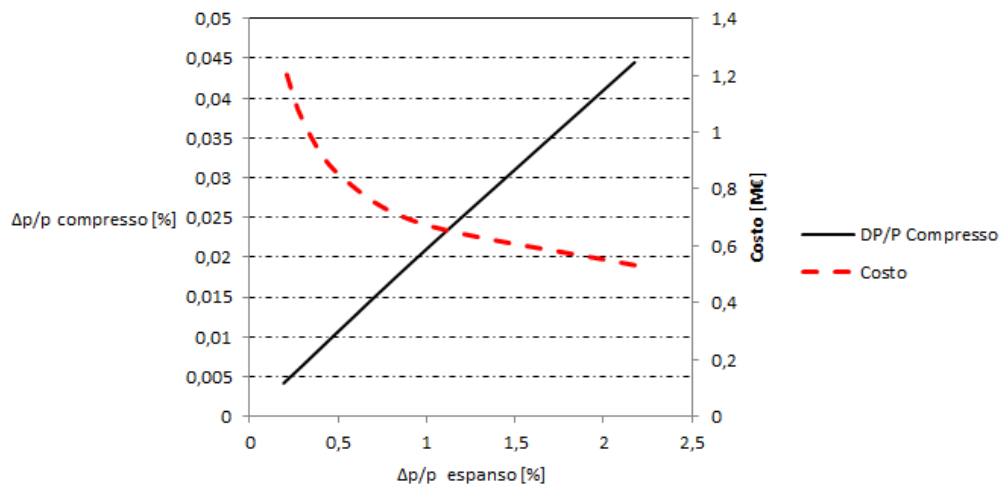


Figura 8.6: Perdite di carico e costi per il PCHE di bassa temperatura del ciclo partial cooling

Negli stessi grafici in rosso è rappresentato anche l'andamento del costo degli scambiatori, decrescente in modo iperbolico all'aumentare della perdita di carico. Il costo è proporzionale al peso dello scambiatore, e alla sua area frontale, quindi, diminuendo l'area frontale, si nota come le perdite di carico aumentino esponenzialmente.

Passo successivo è stato quello di simulare le prestazioni del ciclo al variare delle perdite di carico dei due scambiatori di calore dipendenti. Per varie coppie di perdite di pressioni sono state costruite due matrici, una per la potenza e uno per il costo dei soli scambiatori.

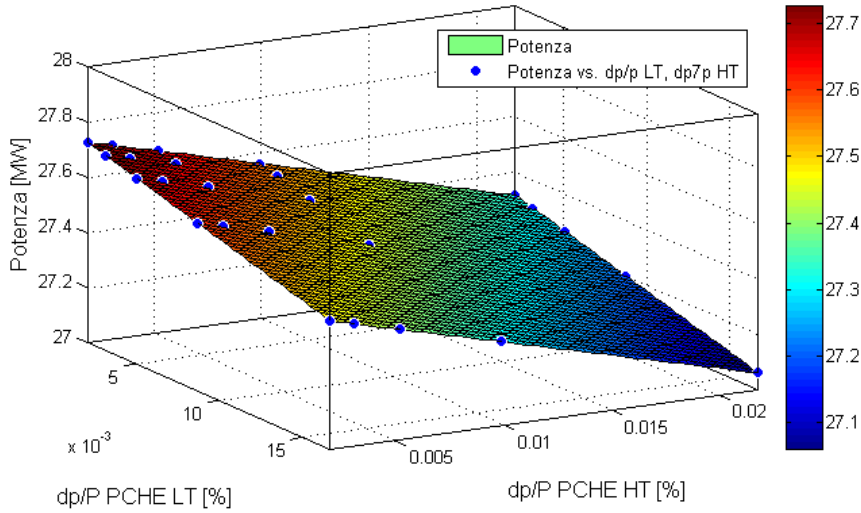


Figura 8.7: Superficie di potenza in funzione delle perdite di carico per il ciclo partial cooling

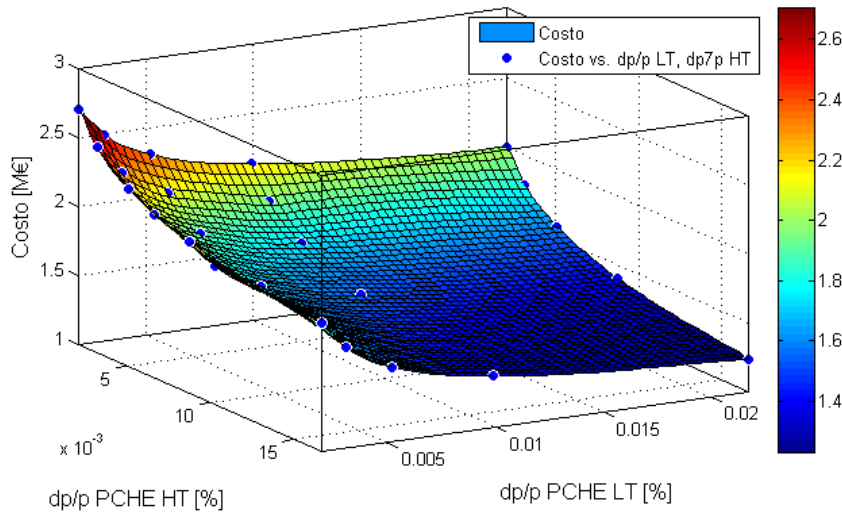


Figura 8.8: Superficie di costo degli scambiatori in funzione delle perdite di carico per il ciclo partial cooling

In figura 8.7 e 8.8 è possibile vedere questi due andamenti. In ogni punto delle due superfici è possibile vedere la potenza elettrica generata e il costo relativo dei due componenti. Si nota come innanzi tutto nei punti in cui le perdite siano minori i valori di potenza siano quelli massimi. Questa poi diminuisce pressoché linearmente all'aumentare delle due perdite nei due scambiatori. Il costo segue un andamento simile, e decresce più che linearmente all'aumentare delle cadute di pressione. I rimanenti valori dell'impianto, come ore equivalenti e di accumulo, rimangono inalterati. E' possibile infine caratterizzare ogni coppia di perdite con un costo dell'energia prodotto.

8.2.2 Prestazioni economiche scambiatori

Si sottolinea che al variare delle perdite di carico nei due scambiatori, i soli parametri che cambiano sono: rendimento, potenza, costo dell'impianto. I rimanenti risultati ottenuti precedentemente rimangono totalmente invariati. Per ciascuna coppia di cadute di pressione è possibile calcolare il costo dell'energia elettrica prodotta. Come nel caso dello storage vi sono due trend opposti:

- La diminuzione delle perdite di pressione provoca un aumento della potenza del ciclo
- La diminuzione delle perdite di pressione provoca un aumento dei costi di investimento dell'impianto

Siccome questi due andamenti sono in direzioni discordi, è assicurata la presenza di un minimo nel range di valori considerati.

Si è quindi infine stimato il COE per ogni valore, andando a scegliere la coppia che lo rende minimo per ogni configurazione impiantistica. In figura 8.9 è possibile vedere la superficie che raggruppa i punti ottenuti dall'analisi.

Questa procedura è stata svolta per le tre configurazioni impiantistiche, al fine di ottenere un valore di COE minimo ottimo da utilizzare come paragone finale per la scelta del ciclo migliore. Questo parametro è quello più significativo, in quanto riassume tutti i calcoli eseguiti fino a qui: le performance energetiche annuali, le performance economiche, lo storage, gli ausiliari e la loro influenza.

In tabella 8.2 sono riassunti i risultati finali ottimi per ogni ciclo. Si vede come le perdite di carico relative ottime per ogni scambiatore, che precedentemente erano state assunte al valore di 1,5 % per ogni lato espanso, siano inferiori: dal punto di vista economico conviene adottare scambiatori più grandi, che causano meno caduta di pressione, e quindi un rendimento e potenza elettrica generata maggiore. I costi degli scambiatori saranno tuttavia

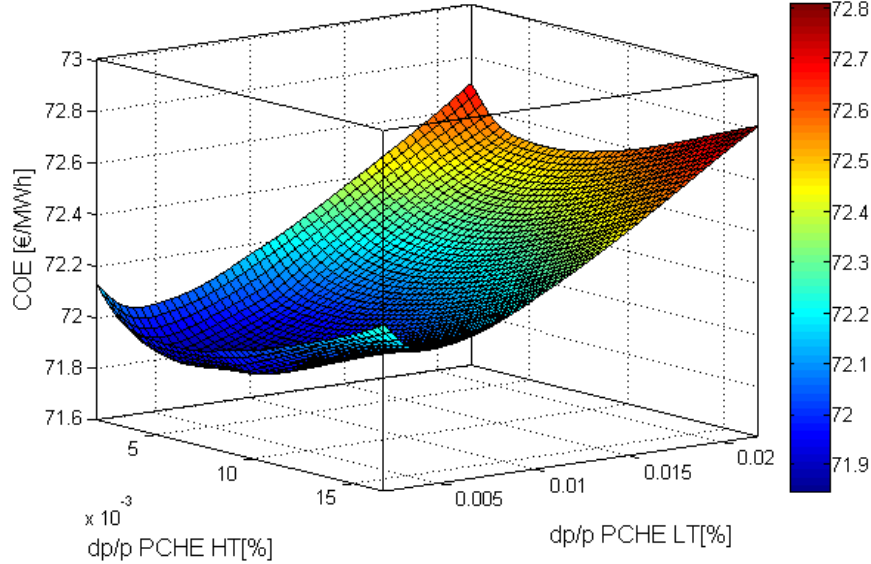


Figura 8.9: COE al variare delle perdite di pressioni negli scambiatori per il ciclo partial cooling

un poco più elevati, ma i benefici saranno più che giustificati.

Il risparmio derivante dall'adozione di scambiatori ottimizzati è inferiore rispetto quello derivante dall'ottimizzazione dello storage: i COE diminuiscono al massimo di 1 €/MWh. Ricordando che il nostro impianto genera energie annuali dall'ordine di 150 GWh_{el}, si capisce come questa variazione comporti tuttavia risparmi notevoli. Si conclude affermando come il ciclo partial cooling sia quello che offre le performance migliori: con un COE di 71,78 €/MWh risulta la configurazione con più potenzialità rispetto alle altre.

Tabella 8.2: Perdite di carico e parametri operativi con scambiatori ottimizzati per le diverse configurazioni impiantistiche

	PC	MCI	RCMP
$(\Delta P/P)_{esp,HT}$ [%]	0,55	0,8	0,85
$(\Delta P/P)_{comp,HT}$ [%]	0,02	0,07	0,12
$(\Delta P/P)_{esp,LT}$ [%]	0,47	0,48	0,5
$(\Delta P/P)_{esp,LT}$ [%]	0,01	0,02	0,05
Costo HT [M€]	0,989	1,184	1,285
Costo LT [M€]	0,869	1,125	1,059
COE [€/MWh]	71,78	72,9	78,7

8.3 Riepilogo

In questo capitolo abbiamo analizzato l'andamento delle prestazioni energetiche ed economiche dell'impianto al variare delle dimensioni di storage e rigeneratori.

Abbiamo visto come l'utilizzo di un accumulo più grande provochi un aumento dei costi di investimento ma anche un aumento di ore equivalenti annuali. Abbiamo identificato quindi le dimensioni di accumulo ottimo, che consentono l'ottenimento del costo dell'energia elettrica prodotta minimo. Valori tipici sono dell'ordine dei $850 \text{ MWh}_{\text{th}}$, cui corrispondono circa 15 ore equivalenti.

Siamo poi passati al dimensionamento ottimale degli scambiatori. Utilizzare PCHE di area frontale più grande causa minori perdite di carico, costi maggiori ma potenze generate più elevate. Anche qui è stato possibile identificare due dimensioni ottime, che consentono di ottenere un costo dell'energia elettrica generata minimo.

Tutti questi passaggi sono stati svolti per le tre configurazioni prese in esame. Il parametro di costo è quello più significativo per la scelta della configurazione ottima, in quanto riassume i calcoli sia delle prestazioni energetiche, come rendimento e ore equivalenti annuali, che quelle economiche. Avendo ottenuto per il partial cooling un valore di $72,5 \text{ €/MWh}$, per il recompression MCI $73,94 \text{ €/MWh}$ e per il recompression $79,02 \text{ €/MWh}$ è infine possibile affermare come il partial cooling sia il ciclo chiuso brayton a CO_2 che offre le prestazioni migliori, e quindi quello che dovrebbe essere preso in considerazione in futuro per l'ipotetica costruzione di un impianto a concentrazione solare centrale con cicli chiusi a gas.

I potenziali costi ottenuti alla fine di questo capitolo sono valori di prospettiva nel caso in cui i componenti dell'impianto fossero ragionevolmente standardizzati, non cioè per un progetto così innovativo. Nel capitolo successivo verranno analizzati più nel dettaglio gli elementi principali del ciclo, e verranno applicati dei fattori di contingencies del 100% sui costi dei componenti meno commerciali. Ciò essenzialmente per cautelarci maggiormente e ottenere degli indicatori economici possibilmente più veritieri.

Capitolo 9

Dimensionamento del ciclo ottimo

Una volta che la configurazione ottimale è stata determinata attraverso l'analisi termodinamica ed economica, è possibile poter stimare il dimensionamento dei componenti principali del ciclo partial cooling. Fino a questo punto le efficienze delle turbomacchine erano state prese da valori trovati in letteratura; ora questi valori terranno conto sia delle condizioni operative del nostro ciclo, sia della mutua influenza tra i vari componenti.

È importante ricordare che la presenza dello storage termico permette di far funzionare il ciclo di potenza sempre alle condizioni nominali. Dal momento che sono molto piccole, le turbomacchine che trattano CO₂ hanno transitori molto brevi, confermando ulteriormente la sporadicità di funzionamento off-design.

L'ottimizzazione del ciclo partial cooling era già stata discussa nel paragrafo 5.3 ed i risultati mostrati nella tabella 9.1 saranno alla base del dimensionamento delle turbomacchine. Si è scelto di mantenere costante la velocità di rotazione sia della turbina che dei compressori, semplificando così l'accoppiamento col generatore. Una volta determinate le efficienze e le per-

Tabella 9.1: Valori ottimizzati del ciclo partial cooling discussi nel paragrafo 5.3

Grandezza	U. M.	Valore
TIT	[°C]	730
CIT	[°C]	50
P max	[MPa]	25
β	[-]	4,616
P min	[MPa]	5,416
Portata CO ₂	[kg s ⁻¹]	172,38
RPR	[-]	0,377

dite di carico reali dei vari componenti, si rianalizza il ciclo termodinamico per determinare nuovamente rendimento e potenza utile.

Le efficienze reali dei componenti sono risultate leggermente minori di quelli ipotizzate precedentemente, avendo ottenuto un rendimento per i compressori uguale a 0,85, mentre un valore di 0,9132 per la turbina. Le perdite di carico sono quelle ottimizzate con la procedura esposta nel capitolo 8, in modo da ottenere il minimo costo dell'elettricità prodotta. La temperatura massima operativa e gli altri valori sono rimasti invariati. Nelle tabelle 9.2 e 9.3 è possibile vedere in dettaglio i punti del ciclo termodinamico e le prestazioni associate. Nella figura 9.1 è rappresentata la configurazione scelta e il diagramma temperatura entropia del ciclo in questione.

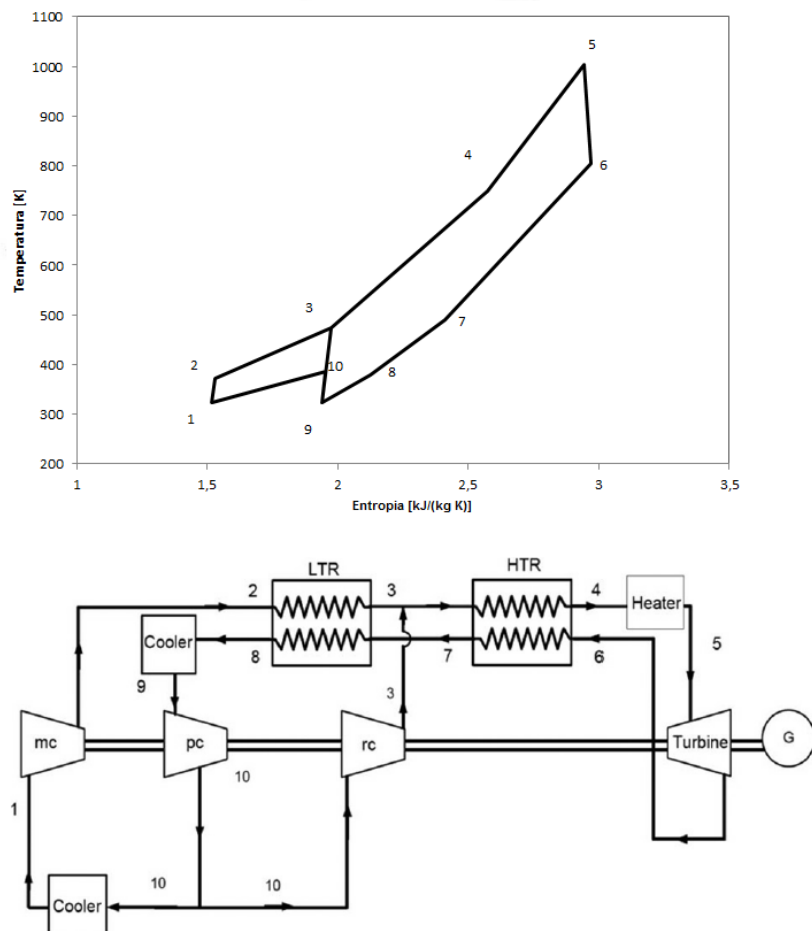


Figura 9.1: Configurazione e diagramma T-s del ciclo partial cooling [6]

Utilizzando macchine meno performanti, le prestazioni del ciclo ne risentono e i valori di rendimenti diminuiscono di qualche punto percentuale.

Tabella 9.2: Punti termodinamici del ciclo Partial Cooling ottimizzato con componenti reali

	T [K]	P [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	323,15	10,58	365,57	1,5180
2	370,84	25,52	397,69	1,5310
3	473,55	25,52	582,02	1,9736
4	749,79	25,38	939,76	2,5731
5	1003,15	25	1259,95	2,9438
6	805,08	5,64	1025,24	2,9718
7	490,79	5,64	667,51	2,4106
8	378,85	5,62	543,90	2,1253
9	323,15	5,42	476,12	1,9369
10	384,71	10,68	516,24	1,9526

Tabella 9.3: Prestazioni del ciclo partial cooling ottimo

Grandezza	U.M.	Valore
W_{utile}	[kJ kg ⁻¹]	148,36
η_{ciclo}	[%]	46,33
\dot{m}_{CO_2}	[kg s ⁻¹]	172,38
$P_{\text{elettrica}}$	[MW]	25,58

L'efficienza finale ottenuta è del 46,33 %, con una potenza elettrica associata di 25,58 MW. Paragonandolo all'attuale configurazione a vapore dell'impianto Gemasolar, che produce una potenza netta di 19,9 MW, si sottolinea come l'impiego di questo ciclo Brayton chiuso aumenti la potenza generata in modo considerevole.

Di seguito vengono descritte le modalità con cui sono stati dimensionati i vari componenti.

9.1 Dimensionamento Turbina

Per effettuare un'analisi dettagliata della turbina, è stato utilizzato AXTUR, un codice di calcolo originariamente elaborato dal professore Ennio Macchi del Politecnico di Milano. Questo software fa uso del modello di perdite per turbine assiali sviluppato da Craig & Cox, il quale conduce un'ottimizzazione sulla geometria della turbina per massimizzare l'efficienza. Sono richiesti come input il rapporto di espansione, la portata massica, la temperatura e

9.1. Dimensionamento Turbina

la pressione d'ingresso, valori presi dalla soluzione del ciclo ottimo. L'output finale fornisce all'utente tutte le informazioni sulla geometria di ogni stadio della macchina, dal numero di pale alla geometria dei canali, inclusa efficienza e grado di reazione. Il numero di stadi è scelto a priori, con un massimo di tre stadi. Siccome il costo delle turbomacchine è nettamente inferiore al costo totale dell'impianto (lo 0,1% circa), si sceglie una macchina a tre stadi per massimizzare l'efficienza.

Innanzitutto si è cercata la velocità ottimale di rotazione per massimizzare l'efficienza della turbina. Dal grafico (figura 9.2) si può vedere come il rendimento salga all'aumentare del numero di giri.

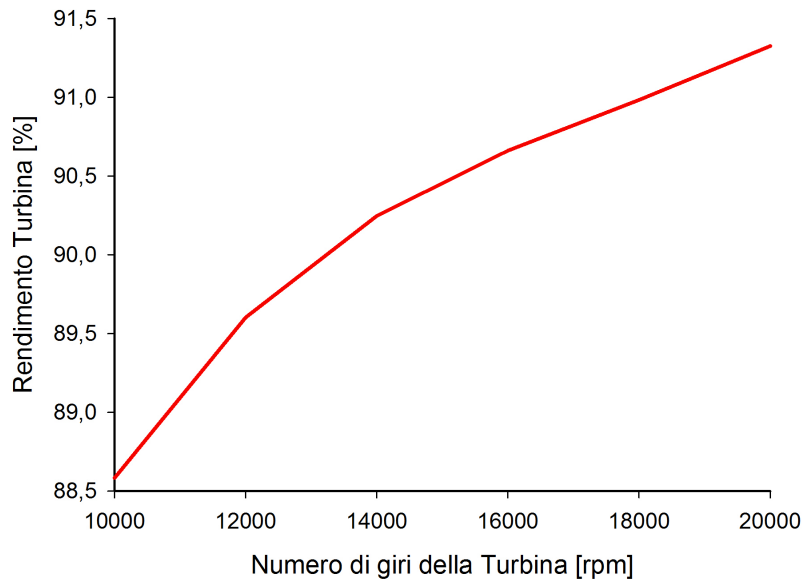


Figura 9.2: Efficienza della turbina al variare del numero di giri

Dal momento che AXTUR non permette di impostare il numero di giri oltre i 20000 rpm, la curva in questo range non decresce mai e quindi non è possibile trovare l'ottimo assoluto. Si sceglie allora la velocità massima di rotazione disponibile con AXTUR, 20000 rpm a cui corrisponde un rendimento del 91,325% con tre stadi di espansione.

Le dimensioni principali della turbina sono riportate in tabella 9.4. Come già spiegato nei capitoli precedenti, la turbina, come tutto il power block, ha dimensioni molto ridotte poiché si utilizza la CO_2 come fluido di lavoro. Il diametro è pressoché costante nell'ordine dei 24 cm per una lunghezza totale di circa 20 cm. L'altezza delle pale aumenta con l'espansione e varia dai circa 3 cm del primo stadio statorico ai 7 cm del terzo stadio rotorico. Questo

Tabella 9.4: Geometria della turbina calcolata tramite il software AXTUR

	D [m]	h_{in} [m]	h_{out} [m]	Pale [#]
1° statore	0,2417	0,0274	0,0274	42
1° rotore	0,2417	0,0301	0,0301	75
2° statore	0,2442	0,0352	0,0444	54
2° rotore	0,2442	0,0448	0,0485	50
3° statore	0,2466	0,0527	0,0575	49
3° rotore	0,2466	0,0605	0,0740	44

dimensionamento andrebbe comunque prima verificato dal punto di vista meccanico per quanto riguarda ad esempio i diametri minimi di calettamento. In letteratura non sono tutt'ora disponibili dati sperimentali dal momento che le prime turbine a CO₂ sono in fase di progettazione e fabbricazione [68]. Una rappresentazione grafica delle dimensioni della turbina generata da AXTUR è rappresentata in figura 9.3.

Per quanto riguarda invece la parte termodinamica, AXTUR fornisce anche i valori del *coefficiente di carico isoentropico* k_{is} e il *grado di reazione* x . Il coefficiente di carico isoentropico serve a valutare la quantità di salto entalpico elaborata dal singolo stadio di espansione ed è definito come:

$$k_{is} = \frac{\Delta H_{is, stadio}}{\frac{u^2}{2}} \quad (9.1)$$

dove u è la velocità periferica del singolo stadio. Maggiore è k_{is} , minore sarà il numero di stadi richiesti per l'espansione. Il grado di reazione, invece, è il rapporto tra il lavoro scambiato nel rotore ed il lavoro totale, definito come:

$$x = \frac{L_{rotore}}{L_{totale}} = \frac{L_{rotore}}{L_{rotore} + L_{statore}} \quad (9.2)$$

Per $x = 0$ si parla di *macchina ad azione*, nella quale il salto di pressione viene sviluppato esclusivamente nella parte statorica mentre nella parte rotorica avviene solo una deviazione di flusso; all'aumentare del grado di reazione si parla di *macchina a reazione* dove il salto di pressione viene elaborato in parte nello statore e in parte nel rotore. Gli stadi a reazione sono caratterizzati da rendimenti più elevati degli stadi ad azione, ma nello stesso tempo sono incapaci di trattare cadute entalpiche così elevate come quelle degli stadi ad azione. Il coefficiente k_{is} , indice della caduta di entalpia che può essere

9.1. Dimensionamento Turbina

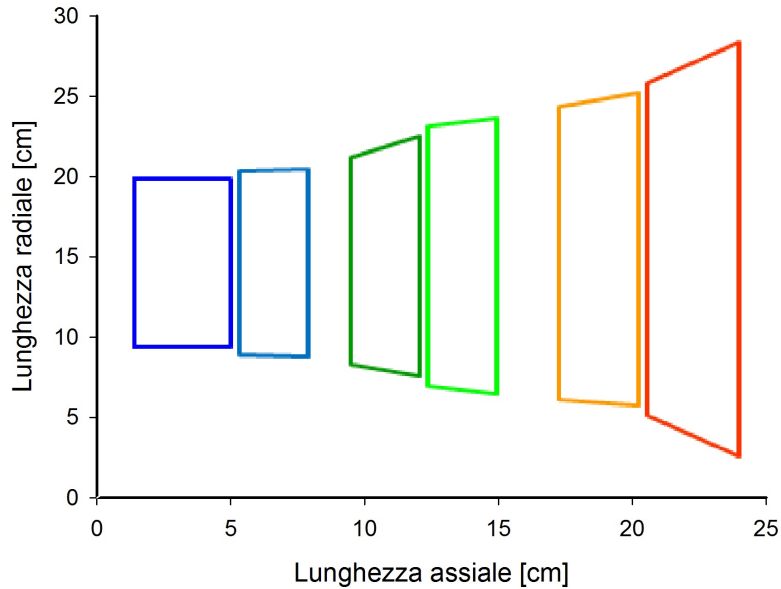


Figura 9.3: Rappresentazione schematica delle dimensioni della turbina generate da AXTUR

Tabella 9.5: Coefficiente di carico isoentropico e grado di reazione per ogni stadio della turbina calcolati tramite il software AXTUR

Stadio	k_{is}	x
1°	3,19	0,38
2°	2,19	0,52
3°	2,34	0,44

trattata nello stadio, scende infatti da un valore compreso tra 4,5 e 5,5 per lo stadio ad azione a un valore compreso tra 2,2 e 2,6 per lo stadio a reazione con grado di reazione $x = 0$ [38]. Ne consegue che appena possibile, quando cioè la velocità periferica necessaria per elaborare la caduta entalpica assegnata è accettabile, si preferisce impiegare stadi a reazione con un grado di reazione ottimizzato.

Gli output di AXTUR per il coefficiente di carico isoentropico e il grado di reazione sono riportati nella tabella 9.5. Sono tutti stadi a reazione per cercare di massimizzare l'efficienza dal momento che, avendo velocità periferiche elevate (circa 250 m/s), non ci sono problemi di smaltimento del salto entalpico. Queste conclusioni possono essere anche dedotte osservando i triangoli di velocità (figura 9.4): le velocità tangenziali v_t sono nettamente

inferiori rispetto alle altri componenti, generando, per ogni stadio, triangoli di velocità molto vicini, conseguenza di stadi a reazione.

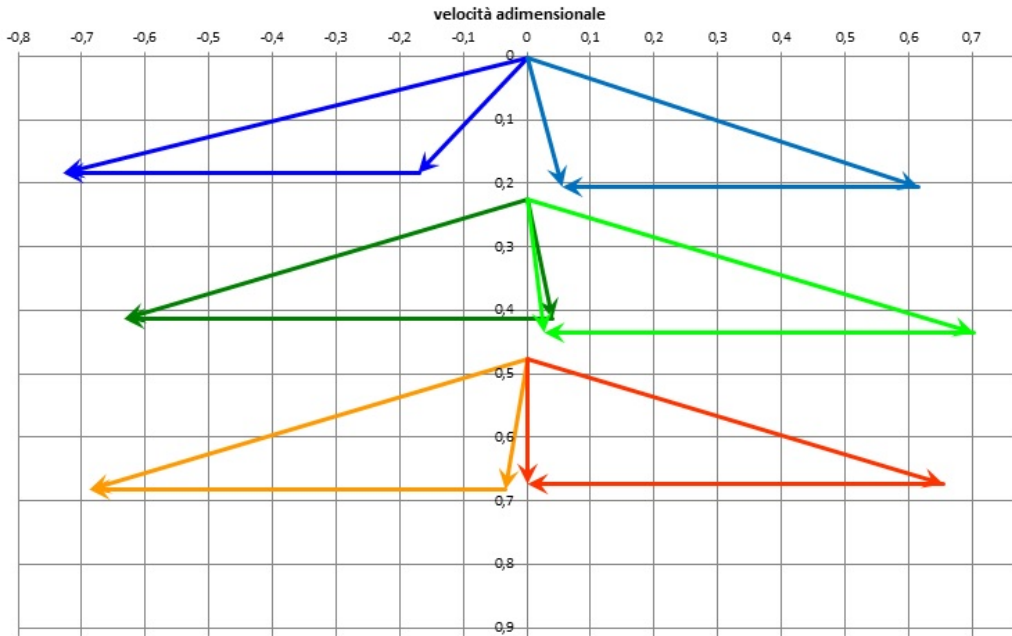


Figura 9.4: Rappresentazione dei triangoli di velocità dei tre stadi della turbina generati da AXTUR

Ricapitolando, la turbina avrà quindi velocità di rotazione pari a 20000 rpm e sarà composta da tre stadi a reazione per un rendimento finale del 91,325%.

9.2 Dimensionamento Compressore

Il dimensionamento dei compressori è complicato dal fatto che in letteratura si trovano pochissime informazioni sulla modellizzazione dei compressori s-CO₂ per impianti di grossa potenza.

Una prima approssimazione sulla tipologia, sulla dimensione e sulla efficienza del compressore può essere ottenuta consultando il diagramma di Baljè. In questo diagramma (figura 9.5), la massima efficienza possibile è rappresentata come funzione di due parametri adimensionali, il *diametro*

9.2. Dimensionamento Compressore

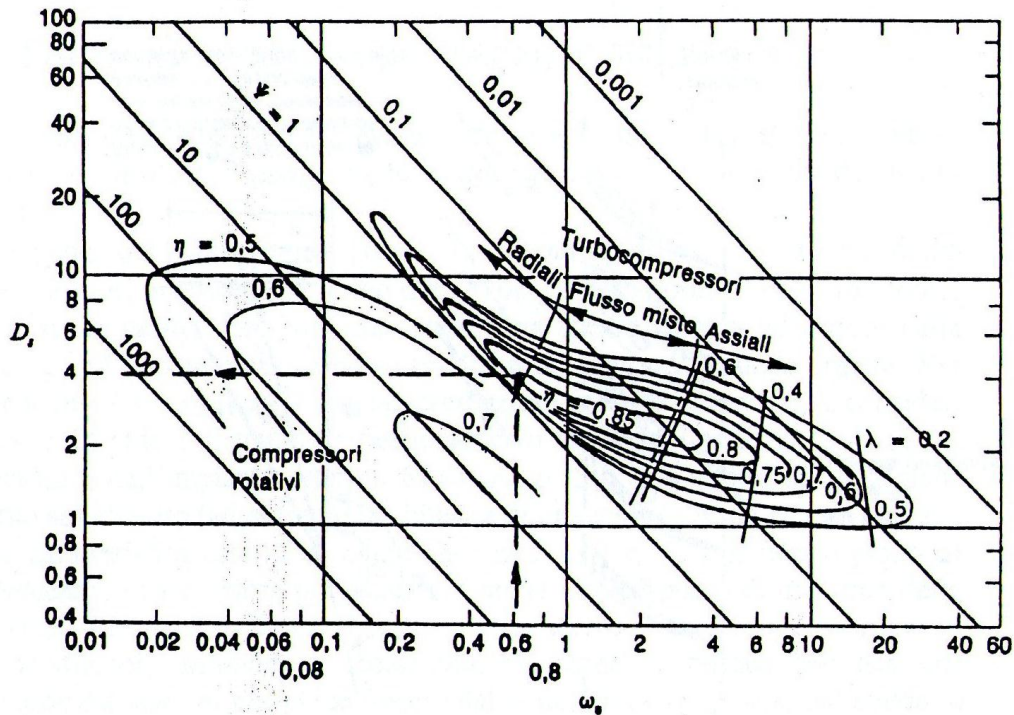


Figura 9.5: Diagramma di Balje diametro specifico D_s - velocità specifica ω_s per uno stadio di compressore, con curve di isorendimento [38].

specifico e la velocità specifica, definiti come:

$$D_s = D \cdot \frac{H_{is}^{0,25}}{\sqrt{\dot{V}_{in}}} \quad (9.3)$$

$$\omega_s = 2\pi n \cdot \frac{\dot{V}_{in}}{H_{is}^{0,75}} \quad (9.4)$$

dove:

- ΔH_{is} è il salto entalpico tra fine compressione isoentropica alla pressione statica p_2 e inizio compressione alla pressione totale p_1 , in $[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$;
- \dot{V}_{in} è la portata volumetrica all'ingresso della girante, in $[\text{m}^3 \text{s}^{-1}]$;
- D è il diametro della girante, in $[\text{m}]$;
- n è la velocità di rotazione del compressore, in $[\text{giri/s}]$;

Tabella 9.6: Ottimizzazione dei compressori attraverso il diagramma di Balje

	U.M.	PC	RC1	RC2	RC3	RC4	C1	C2
\dot{m}_{in}	[kg s ⁻¹]	177,19	57,44	57,44	57,44	57,44	114,95	114,95
ΔH_{is}	[J kg ⁻¹]	34102	13979	13979	13979	13979	13652	13652
T_{in}	[K]	323,15	384,71	407,23	429,66	451,84	323,15	374,32
ρ_{in}	[kg m ⁻³]	116,86	190,80	219,92	253,27	290,89	455,50	529,32
\dot{V}_{in}	[m ³ s ⁻¹]	1,516	0,301	0,261	0,227	0,197	0,252	0,217
P_{in}	[MPa]	5,416	10,682	13,281	16,511	20,528	10,582	16,434
P_{out}	[MPa]	10,682	13,281	16,511	20,528	25,521	16,434	25,524
β	[-]	1,972	1,243	1,243	1,243	1,243	1,553	1,553
ω_s	[-]	1,01	0,89	0,83	0,77	0,72	0,84	0,78
D_s	[-]	3,5	4	4	4	4	3,5	3,5
D	[m]	0,313	0,200	0,186	0,174	0,162	0,163	0,152
η	[-]	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85

Noti portata volumetrica e salto entalpico isoentropico, fissando una velocità di rotazione si valuta sul grafico il diametro specifico che permette di massimizzare l'efficienza. A seconda della regione in cui cade il punto scelto, si determina la tipologia di macchina.

Osservando il diagramma di Balje si nota che l'area con efficienza massima di 0,85 si ha con macchine con ω_s compreso tra 0,6 e 4 circa. Dal momento che la velocità di rotazione è stata tenuta pari a quella della turbina (20000 rpm) e la portata volumetrica è determinata dall'ottimizzazione del ciclo, l'unica variabile disponibile per massimizzare il rendimento è il salto entalpico isoentropico, variabile col numero di stadi di compressione. Un numero di stadi di compressione maggiore sarà richiesto soprattutto là dove la portata volumetrica in ingresso è molto bassa, per esempio dove ci sono splittamenti di portata e/o a valle di raffreddamenti. Nella tabella 9.6 si possono vedere i risultati dell'ottimizzazione per i tre compressori: PC (Primary Compressor), RC (ReCompressor) e C (Compressor).

Utilizzando la CO₂ come fluido di lavoro, i compressori hanno diametro molto piccolo, da 0,313 m del compressore PC fino a 0,152 m del secondo stadio del compressore C. Il compressore PC ha la portata volumetrica maggiore in ingresso e per questo motivo si può configurare con un singolo stadio e sarà una macchina a flusso misto. Il compressore C, invece, richiede due stadi entrambi radiali. Il compressore RC è il componente più critico dal momento che ha la minore portata volumetrica in entrata e per questo motivo il salto entalpico è stato suddiviso in quattro stadi radiali per raggiungere

9.3. Dimensionamento PCHE

l'efficienza massima.

Il blocco compressore risulterà dunque veloce, compatto, con un totale di sei stadi di compressione, ognuno dei quali con rendimento pari a 0,85.

9.3 Dimensionamento PCHE

Gli unici scambiatori di calore attualmente disponibili nel mercato che possano resistere a pressioni dell'ordine dei 250 bar e temperature oltre i 700 °C sono Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE) prodotti in particolare dalla Hetric [www.hetric.com]. Questi scambiatori sono stati progettati all'inizio per il settore Oil & Gas ma, grazie alla loro capacità di resistenza a condizioni critiche di temperatura e pressione, possono trovare nuovi utilizzi in altri ambiti, inclusi i cicli Brayton s-CO₂. Altre caratteristiche molto importanti sono le basse temperature di approccio tra lato caldo e lato freddo e l'estrema compattezza dell'unità, in linea con le dimensioni ed il costo delle turbomacchine a CO₂.

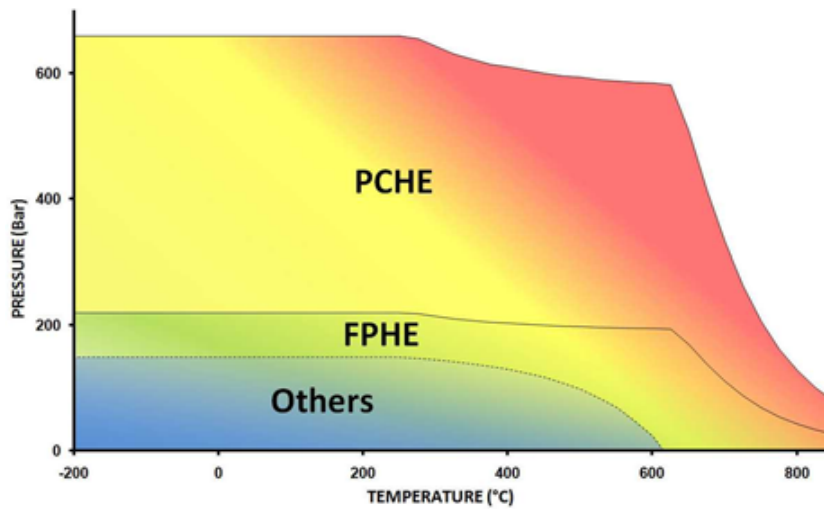
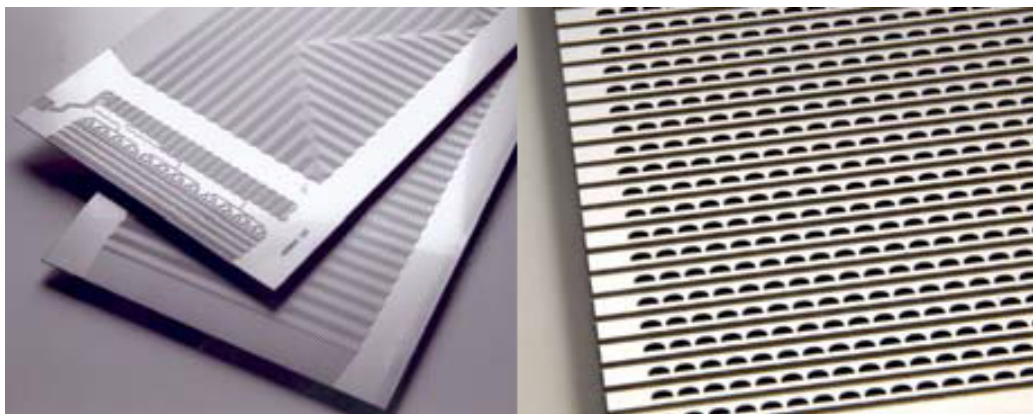


Figura 9.6: Confronto tra temperature e pressioni operative di diverse tipologie di scambiatori di calore [29]

Il PCHE è costituito da una serie di piastre metalliche piane unite a caldo in un unico blocco, nelle quali il fluido scorre all'interno di canali scavati chimicamente. Ad oggi Hetric produce piastre lunghe 1,5 m, larghe 0,6 m e spesse da 0,2 mm ad oltre 5 mm impilate fino ad ottenere un blocco di massimo 0,6 m [29]. Più blocchi possono essere saldati per ottenere una maggiore area frontale in un unico assemblaggio (figure 9.7).



(a) Esempio di piastre incise e sezione di un blocco di PCHE.



(b) Assemblaggio di vari blocchi di PCHE.

Figura 9.7: Immagini di vari componenti del PCHE [29].

9.3. Dimensionamento PCHE

Tabella 9.7: Dimensioni approssimate dei tre PCHE: rigeneratore di alta temperatura (HT), rigeneratore di bassa temperatura (LT) e scambiatore CO₂ - sali

	U.M.	HT	LT	CO ₂ - sali
Area frontale	[m ²]	5,38	4,54	1
L eff	[m]	1,545	1,609	2,563
ΔP_{hot}	[Mpa]	0,0315	0,0268	0,0483
$\Delta P/P_{hot}$	[%]	0,5495	0,4743	4,6111
ΔP_{cold}	[Mpa]	0,0315	0,0026	0,3820
$\Delta P/P_{cold}$	[%]	0,5495	0,0102	1,5051
Numero Blocchi	[#]	15	13	3
Altezza Blocco	[m]	0,5978	0,5820	0,5556
Numero Canali	[#]	522 500	439 222	94 785
L/L _{eff}	[-]	0,971	0,932	0,585
Angolo canale	[gradi]	13,9	21,3	54,2

Sono stati ottimizzati nuovamente i PCHE in modo tale da trovare l'area frontale e la lunghezza effettiva di scambio termico che minimizzassero i costi. La geometria dei due rigeneratori e dello scambiatore CO₂ - sali è visibile nella tabella 9.7.

Il numero di blocchi in parallelo sono stati ricavati come:

$$Num.Blocchi = int.sup\left(\frac{A_{front}}{0,36}\right) \quad (9.5)$$

con 0,36 m² l'area frontale massima di un singolo blocco (0,6 m · 0,6 m). L'altezza dei blocchi invece è:

$$Altezza Blocco = \left(\frac{A_{front}}{0,6 \cdot Num.Blocchi}\right) \quad (9.6)$$

La lunghezza effettiva di scambio termico in questo modello è stata lasciata libera. La lunghezza delle piastre dei PCHE della Heatric è però fissata a 1,5 m. Questo comporta la necessità di creare dei canali a zig-zag, con un angolo di deviazione maggiore all'aumentare della lunghezza richiesta. L'angolo di deviazione si ricava come:

$$\alpha_{dev} = \arccos\left(\frac{L}{L_{eff}}\right) \quad (9.7)$$

dove $L = 1,5$ m ovvero la lunghezza della piastra della Heatric.

Utilizzando canali a zig-zag andrebbero corrette le correlazioni per canali dritti adoperate sia per il modello termico che per le perdite di carico: lo scambio termico, infatti, ne trarrebbe beneficio ma si avrebbero delle perdite concentrate maggiori e quindi una caduta di pressione maggiore. Queste correlazioni sarebbero ricavabili soltanto per via sperimentale e quindi si è continuato comunque ad utilizzare il modello precedente.

9.4 Dimensionamento Storage

Come già puntualizzato precedentemente l'accumulo termico è costituito da due serbatoi: uno caldo e uno freddo. Durante le ore diurne i sali riscaldanti vengono raccolti nel tank di alta temperatura. Questi andranno poi ad alimentare il ciclo di potenza e si fermeranno nel tank di bassa temperatura in momenti di assenza di radiazione solare. Considerando il design per il ciclo partial cooling, le temperature di accumulo saranno rispettivamente di 745 °C e 500 °C, cioè 15 °C maggiori rispetto alle temperature di ingresso e uscita del ricevitore.

Il design si basa su quello proposto da Turchi [21] per uno storage di 3000 MWh_{th}. Essendo nel nostro caso l'energia stoccata di 850 MWh_{th}, corrispondente a quasi 15 ore equivalenti di accumulo, le dimensioni saranno inferiori rispetto al caso di riferimento. L'altezza è stata fissata a 15 m. Si è adoperato poi il modello di storage illustrato nella sezione 3.2.4: una volta trovata la massa di sali necessaria, si è calcolato il volume ed infine il diametro interno del serbatoio, tenuto costante per i due tank. Nella figura 9.8 vi è una rappresentazione schematica delle dimensioni e della stratificazione dei serbatoi.

Il sale è in contatto diretto con uno strato di mattoni, in modo da abbassare la temperatura dell'acciaio 304L fino a 550 °C. Segue poi uno strato di materiale isolante al fine di diminuire ulteriormente la temperatura a contatto con l'acciaio esterno a 30 °C. Trovandosi il serbatoio di bassa temperatura a 500 °C, non si necessita del primo strato di mattoni, con un risparmio notevole nei costi specifici. Gli spessori degli strati di acciaio sono stati calcolati in modo lineare dal caso di riferimento in funzione della temperatura di stoccaggio e del diametro. Il modello di design è stato dapprima validato con i diversi casi esposti in letteratura e poi utilizzato per la stima dei costi nel nostro progetto. In tabella 9.8 sono sintetizzati gli spessori principali e i costi relativi.

L'impiego di sali con un bassissimo costo specifico comporta la possibilità di raggiungere un valore dell'investimento molto competitivo, addirittura minore di quello di un double tank convenzionale utilizzante i normali solar

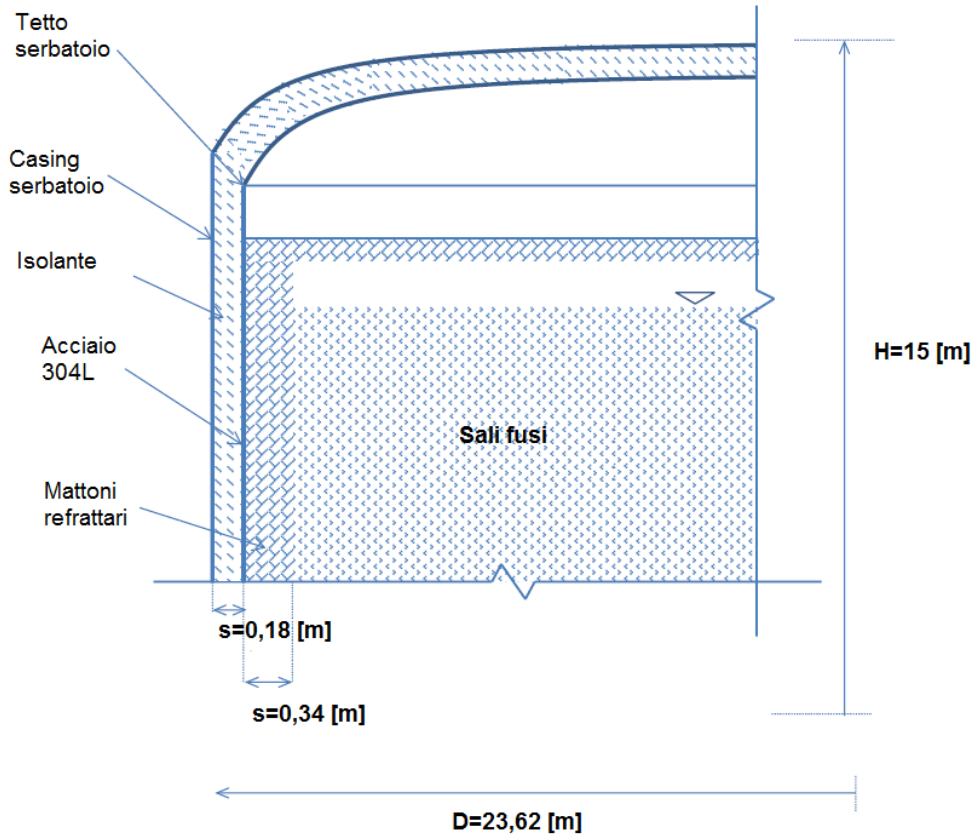


Figura 9.8: Design serbatoio caldo storage [21]

salt. I costi specifici sono di $0,69 \text{ €/kWh}_{th}$ per il serbatoio di bassa temperatura, $4,16 \text{ €/kWh}_{th}$ per quello di alta, $1,86 \text{ €/kWh}_{th}$ per i sali e infine $6,21 \text{ €/kWh}_{th}$ per l'accumulo termico completo. Considerando che il costo specifico per un double tank tradizionale è dell'ordine dei 9 €/kWh_{th} [3], si capisce quanto sia grande la potenzialità di questi sali fusi.

9.5 Performance economiche

Giunti a questo punto non ci rimane che caratterizzare la configurazione ottima dal punto di vista finanziario. Abbiamo prima di tutto ipotizzato di costruire questo impianto in Italia. La scelta è ricaduta in particolar modo sulla Sicilia per la latitudine simile a dove è situato l'impianto Gemasolar e perché è una delle aree con i valori più elevati di DNI. Abbiamo poi condotto

Tabella 9.8: Stima dei costi dello storage termico [21]; [71]

	Costo [€/1000kg]	spessore [m]	Costo [K€]
Hot Tank			
Acciaio 304L	2430	0,0157	607
Mattoni refrattari	1620	0,3369	3171
Acciaio carbonio	648	0,0078	79
Isolamento	1215	0,1759	55
Molten Salt	170	-	1855
Totale	-	-	5597
Cold Tank			
Acciaio 304L	2430	0,0138	514
Acciaio carbonio	648	0,0069	67
Isolamento	1215	0,136	41
Totale	-	-	622

un'analisi delle prestazioni annuali utilizzando i valori di temperatura e DNI effettive di Catania [www.energy.gov].

Le prestazioni ricavate sono state più scadenti rispetto al caso spagnolo, riuscendo ad arrivare solamente a 5006 ore equivalenti effettive, con un accumulo termico di 16 ore. Per il calcolo dell'investimento totale in questione si è tenuto conto del fatto che alcune componenti di questo impianto non sono disponibili a livello commerciale ma richiederebbero una progettazione e produzione specifica. Per far fronte a questa problematica e ad una serie di contingencies, sono stati raddoppiati i costi stimati del ricevitore, delle turbomacchine, dei PCHE e dell'accumulo termico, portando l'investimento totale a 133,13 M€. La suddivisione dei costi è visibile in figura 9.9.

Con i dati in questione, ipotizzando ancora un costo dell'assicurazione di 1% del valore totale, e dei costi di O&M del 5%, si ricava un corrispondente costo dell'elettricità di 151,91 €/MWh. Anche in questo caso il risultato ricavato è maggiore rispetto al caso spagnolo, ed è dovuto essenzialmente a tre motivi: il costo totale è aumentato per contingency del 35% rispetto a quelli stimati, la potenza elettrica nominale è calata di circa 1 MW e le ore equivalenti annuali sono diminuite notevolmente. Questo risultato può comunque definirsi molto soddisfacente e pionieristico rispetto agli attuali impianti CSP. Come ultimo punto abbiamo calcolato le performance finanziarie dell'impianto in questione. Abbiamo scelto il collocamento nel contesto

9.6. Performance economiche

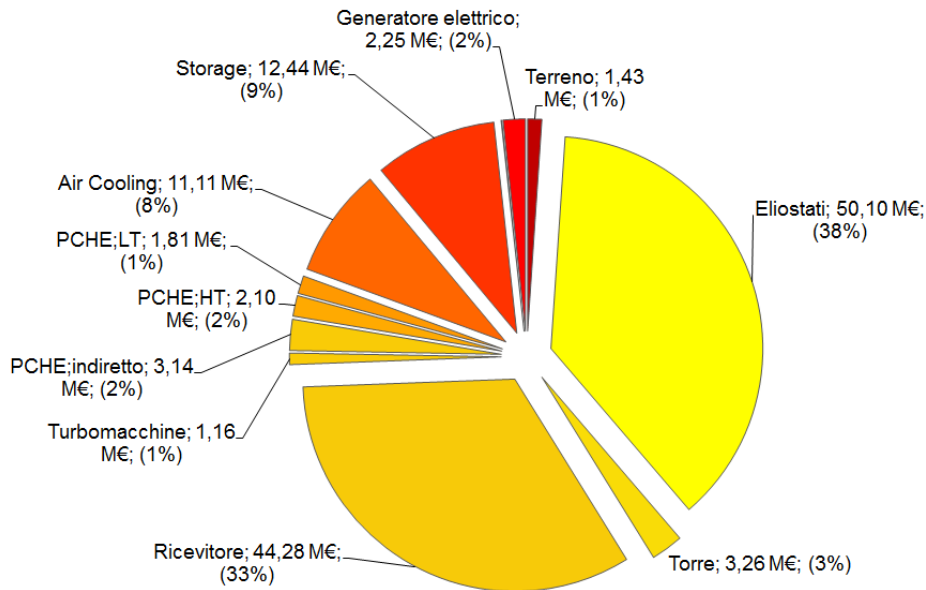


Figura 9.9: Suddivisione dei costi totali per l'ipotetico impianto italiano

italiano per due ragioni principali: la prima è legata alla contestualizzazione del nostro lavoro mentre la seconda è che il panorama Italiano in questo momento offre una incentivazione molto vantaggiosa. In questo momento, grazie agli effetti del D.M. 11 Aprile 2008 e delle successive modifiche apportate dal D.M. 6 luglio 2012, il meccanismo di incentivazione in Conto energia remunera con 360 €/MWh per 25 anni gli impianti a concentrazione solare, con una superficie captante maggiore di 50000 m^2 , un accumulo termico consono e con una frazione di integrazione fossile minore del 15 % [www.gse.it]. Si capisce subito come il guadagno sia potenzialmente molto elevato.

Andando a diagrammare i flussi di cassa annuali (figura 9.10), si possono sintetizzare le prestazioni ottenibili. Si vede come l'investimento iniziale sia ripagato in tempo brevissimo, nell'ordine dei 4 anni. Il valore del net present value raggiunge invece la soglia dei 310,61 M€. Da questi due numeri finali si capisce perché l'interesse verso questo tipo di impianto stia crescendo esponenzialmente negli ultimi anni e poiché ingenti fondi di ricerca siano stati stanziati a favore dello sviluppo di questa tecnologia.

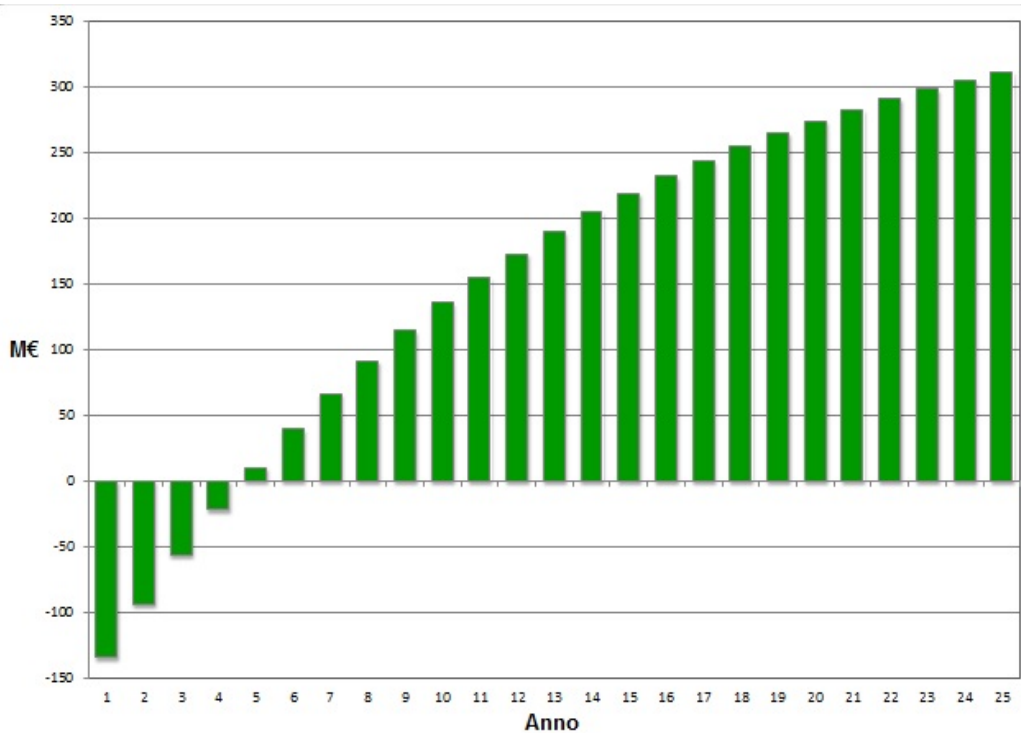


Figura 9.10: Andamento dei flussi di cassa per la configurazione nel caso italiano

9.6 Riepilogo

Ultimo argomento trattato nella nostra analisi è quello di trovare dei rendimenti più realistici alle turbomacchine, ottimizzandone la geometria per massimizzare la loro efficienza. La turbina avrà velocità di rotazione pari a 20000 rpm e sarà composta da tre stadi a reazione per un rendimento finale del 91,325%. Il blocco compressore, calettato sullo stesso albero della turbina, avrà un totale di sei stadi di compressione, per lo più radiali, ognuno dei quali con rendimento pari a 0,85.

Sono stati poi calcolati anche il numero di blocchi in parallelo per ogni scambiatore PCHE e per l'accumulo termico la sua geometria e stratificazione.

Per concludere si è ipotizzato di costruire questo impianto in Italia, in particolar modo in Sicilia. Grazie a degli incentivi attualmente molto remunerativi (360 €/MWh per 25 anni), l'NPV finale risulta di 310,61 M€, valore che potrebbe invogliare ad investire in questa nuova tecnologia.

Capitolo 10

Conclusioni

A fine 2014, le torri solari ricoprono circa il 4% della potenza CSP installata a livello mondiale, per un totale di 98 MW in sette nazioni. È una tecnologia che però avrà un ruolo sempre più marcato nel panorama del solare termodinamico a concentrazione: tra i progetti CSP futuri, il 23% dei [MW] in fase di costruzione e il 38% dei [MW] in fase di sviluppo saranno prodotti da impianti a torre [67]. Gli impianti CSP, prestandosi bene all'accoppiamento con accumulo termico, hanno la potenzialità di raggiungere elevate ore equivalenti annuali e quindi provvedere ai carichi di base nazionali ed aiutare la rete elettrica in momenti complementari a picchi di potenza generati dagli impianti fotovoltaici.

Gli attuali impianti a concentrazione CSP utilizzano olio, sali o vapore come fluido termovettore, per trasferire l'energia termica dal ricevitore al blocco di potenza. Questi fluidi possiedono proprietà che limitano le performance dell'impianto; per esempio, gli odierni solar salts sono instabili a temperature superiori ai 590 °C. Temperature operative più elevate generalmente si traducono in rendimenti di conversione termodinamici maggiori. Per questo motivo si stanno analizzando nuove soluzioni per eliminare queste restrizioni. Abbiamo così studiato le proprietà di sali fusi di nuova generazione. Dopo attente considerazioni il sale KCl-MgCl_2 è stato ritenuto il più adeguato in quanto è stabile anche a temperature oltre 800 °C, presenta ottime prestazioni di scambio termico, ha bassa volatilità e costo contenuto.

L'utilizzo del KCl-MgCl_2 permette di sfruttare le potenzialità di un ciclo chiuso Brayton supercritico a CO_2 (s- CO_2), il quale raggiunge efficienze termodinamiche più elevate di un ciclo a vapore operante a temperature maggiori di 700 °C. Altri vantaggi sono l'alta densità di potenza, l'elevata compattezza e un basso costo d'investimento dovuto alla semplicità impiantistica. Si è scelta la CO_2 come fluido di lavoro perché, rispetto agli altri gas esaminati, possiede le migliori doti di scambio termico, non è tossica,

è economica e gli effetti di gas reale sono rilevanti nell'ottenere macchine compatte con lavori specifici elevati.

Scopo del nostro lavoro è stato poi quello di esaminare diverse tipologie impiantistiche, al fine di caratterizzare la migliore dal punto di vista energetico ed economico.

Innanzitutto si sono cercate in letteratura le possibili configurazioni di un ciclo s-CO₂. Dopo un'analisi termodinamica le tre alternative più promettenti sono risultate essere il ciclo a ricompressione semplice (RCMP), il ciclo con main recompression intercooling (MCI) e il ciclo partial cooling (PC). Per valutare correttamente le prestazioni dell'intero impianto di potenza alimentato dalla torre solare, è necessario considerare però anche l'influenza del ricevitore e del campo specchi. Nella nostra analisi si è ipotizzato di utilizzare quelli dell'impianto Gemasolar situato a Siviglia, Spagna.

Usufruento di un codice MATLAB per la simulazione del ricevitore, si è visto che l'innalzamento della temperatura operativa non è univocamente benefica per il sistema: se da un lato l'efficienza del ciclo termodinamico aumenta, dall'altro il rendimento termico del ricevitore diminuisce. Si sono trovate così le temperature ottime per ogni ciclo che massimizzano il rendimento del sistema ricevitore-power block. Le temperature ottenute sono dell'ordine dei 720 °C, con rendimenti dei cicli termodinamici compresi tra il 46 e 48 %.

Per un confronto più dettagliato, e non limitato solamente al funzionamento nominale, abbiamo poi valutato il comportamento delle tre configurazioni nel corso di un anno solare. Sono stati descritti i restanti elementi dell'impianto sensibili alla temperatura esterna e alla radiazione solare diretta, come l'accumulo termico, le due pompe di movimentazione dei sali e i ventilatori del raffreddamento. Successivamente le ore dell'anno sono state divise in nove gruppi e ad ogni ora è stata attribuita la mappa solare più coerente per la simulazione. E' stata quindi trovata una correlazione tra i dati a disposizione (mappe solari e condizioni atmosferiche) e l'efficienza del ricevitore. L'interpolazione annuale ci ha permesso di ricavare il numero di ore di funzionamento e il rendimento solar-to-electricity per ogni tecnologia al variare dell'energia accumulata nello storage. I cicli PC e MCI raggiungono le prestazioni più elevate, con circa 6000 ore equivalenti e rendimenti nell'ordine del 21 % con un accumulo termico da 1000 MWh_{th}.

Siamo quindi passati all'aspetto economico, e alla caratterizzazione in dettaglio dei costi di ciascun componente dell'impianto. In generale ogni elemento è stato calcolato a partire da un costo specifico, modificato da un fattore di scala, un fattore di volume e un fattore di riferimento per l'inflazione. L'aspetto più critico è stata la stima del costo delle turbomacchine a CO₂ in quanto non esistono al momento soluzioni commercialmente disponibili.

Dopo aver analizzato sia l'aspetto energetico che quello economico, abbiamo condotto un'ottimizzazione tecnico-economica, al fine di minimizzare il costo dell'elettricità generata per i tre cicli in esame, al variare delle dimensioni dello storage e degli scambiatori PCHE. Dai risultati abbiamo concluso che il ciclo partial cooling è la configurazione che offre le prestazioni migliori, con un costo dell'elettricità generata in prospettiva pari a 71,78 €/MWh, contro i 72,90 €/MWh per l'MCI e 78,72 €/MWh per il RCMP.

Per concludere abbiamo svolto un dimensionamento iniziale di turbina, compressore e scambiatori di calore del ciclo partial cooling selezionato, e ottenuto i così dei valori più realistici per le efficienze delle turbomacchine. Abbiamo infine ipotizzato la costruzione di quest'ultima configurazione sul territorio italiano, in particolar modo in Sicilia trovandosi ad una latitudine simile a quella di Siviglia. Con un costo dell'elettricità di 151,91 €/MWh, ottenuto tenendo conto anche di maggiori contingencies nella realizzazione dell'impianto, e un net present value di 310,61 M€ in 25 anni, si può capire come le potenzialità di questa tecnologia siano elevate.

Raccomandazioni per lavori futuri

Alcuni argomenti trattati nel corso del nostro lavoro meriterebbero un'analisi maggiormente dettagliata. Prima di tutto bisognerebbe indagare circa la compatibilità del KCl-MgCl₂ con i materiali utilizzati alle alte temperature, soprattutto a livello di corrosione. Inoltre sarebbe da non sottovalutare l'interazione con altri fenomeni di danneggiamento come creep, fatica e fatica termica.

Grande limitazione dei nostri risultati è quella di aver utilizzato un campo specchi ed un ricevitore non appositamente progettati per i nostri scopi. L'impiego di una geometria specifica del ricevitore abbinata ad una strategia di puntamento ottimale potrebbe permettere di ottenere efficienze e potenze maggiori rispetto al caso studiato.

Pensiamo inoltre che l'introduzione di accumuli single tank con phase change materials (PCM) possa ridurre ulteriormente i costi legati allo storage termico.

Infine andrebbe condotto uno studio più approfondito sulla fluidodinamica e sulla tenuta meccanica delle turbomacchine e degli scambiatori, al fine di caratterizzare gli elementi in maggiore dettaglio. In particolare modo il compressore rimane tuttora il componente meno studiato in letteratura.

Bibliografia

- [1] G. Angelino. Real gas effects in carbon dioxide cycles. *ASME*, 1969.
- [2] G. Augsburger. *Thermo-economic optimisation of large solar tower power plants*. PhD thesis, EPFL, 2013.
- [3] G. Azcárraga. Evaluating the effectiveness of molten salt storage with solar plants. Technical report, ISES, 2012.
- [4] Kistler B. A user's manual for delsol3: A computer code for calculating the optical performance and optimal systemdesign for solar thermal central receiver plants. Technical report, Sandia National Laboratories, Livermore, CA (USA), 1986.
- [5] X. Berger, D. Buriot, and F. Garnier. About the equivalent radiative temperature for clear skies. *Solar Energy*, 1984.
- [6] S. M. Besarati and D. Y. Goswami. Analysis of advanced supercritical carbon dioxide power cycles with a bottoming cycle for concentrating solar power applications. Technical report, Clean Energy Research Center, University of South Florida, 2014.
- [7] D. Castelli. Sviluppo del modello termico di un ricevitore solare a torre con fluido termovettore monofase. Master's thesis, Politecnico di Milano, 2014.
- [8] L. Crespo. Overview of current market trends for solar thermal electricity plants. Technical report, IEA, 2014.
- [9] S.J. Dewson and C. Grady. HEATRIC workshop at MIT, Cambridge, Ma, (USA). Technical report, HEATRIC, 2003.
- [10] V. Dostal. *A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors*. PhD thesis, MIT, 2004.

- [11] M. Dunham and B. Iverson. High-efficiency thermodynamic power cycles for concentrated solar power systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014.
- [12] S. M. Flueckiger, Z. Yang, and S. V. Garimella. Thermomechanical simulation of the solar one thermocline storage tank. *ASME*, 2012.
- [13] J. HernandezMoro and J. MartinezDuart. Analytical model for solar pv and csp costs present lcoe values and their future evolution. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013.
- [14] J. Hesselgraves. *Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation*. Pergamon, 2001.
- [15] C. Ho, A. Ambrosini, A. Mahoney, M. Bencomo, A. Hall, and T. Lambert. Characterization of pyromark 2500 paint for high temperature solar receivers. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2014.
- [16] C. Ho and B. Iverson. Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014.
- [17] I. E. Idelchik. *Handbook of Hydraulic Resistance*. Begell House, 1994.
- [18] IRENA. Renewable technologies: Cost analysis series - concentrating solar power. Technical report, International Renewable Energy Agency, 2012.
- [19] B. Iverson, T. Conboy, J. Pasch, and A. Kruizenga. Supercritical co2 brayton cycles for solar thermal energy. *Applied Energy*, 2013.
- [20] Kolb G. J., Jones S. A., Donnelly M.W., Gorman D., Thomas R., Davenport R., and Lumia R. Heliostat cost reduction study. Technical report, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NewMexico 87185 and Livermore, California 94550, 2007.
- [21] M. Jonemann, C. Turchi, and H. Ullal. Advanced thermal storage system with novel molten salt. Technical report, Halotechnics Inc., Emeryville, California; National Renewable Energy Laboratory, 2013.
- [22] A. T. Kearney and ESTELA. *Solar Thermal Electricity 2025*, 2010.
- [23] C.E. Kennedy. Review of mid to high temperature solar selective absorber materials. Technical report, National Renewable Energy Laboratory, 2002.

- [24] J. T. Kiehl and K. E. Trenberth. Earth's annual global mean energy budget. *Bulletin of the American Meteorological Society*, 1997.
- [25] G. J. Kolb, C. K. Ho, T. R. Mancini, and J. A. Gary. Power tower technology roadmap and cost reduction plan. Technical report, Sandia National Laboratories, 2011.
- [26] M. Kulhanek and V. Dostal. Thermodynamic analysis and comparison of supercritical carbon dioxide cycles. In *Supercritical Co2 Power Cycle Symposium*, 2014.
- [27] S. Kuravi, J. Trahan, D. Goswami, M. Rahman, and E. Stefanakos. Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2013.
- [28] S. Lamburghini and A. Serafino. Utilizzo dell'anidride carbonica in sistemi solari a concentrazione lineare. Master's thesis, Politecnico di Milano, 2010.
- [29] R. Le Pierres, D. Southall, and S. (Heatric Division of Meggitt (UK) Ltd) Osborne. Impact of mechanical design issues on printed circuit heat exchangers. In *SCO2 Power Cycle Symposium 2011*, 2011.
- [30] R. Litwin and Boeing Corporation. Receiver system lessons learned from solar two. Technical report, Sandia National Laboratories, 2002.
- [31] Z. Ma and C. Turchi. Advanced supercritical carbon dioxide power cycle configurations for use in concentrating solar power systems. In *Supercritical Co2 Power Cycle Symposium*, 2014.
- [32] E. Macchi. Dispense del corso di conversione dell'energia. Politecnico di Milano, 2014.
- [33] L. Ming, S. Wasim, and B. Frank. Review storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Review*, 2012.
- [34] R. Moore, M. Vernon, C. Ho, N. Slegel, and G. Kolb. Design considerations for concentrating solar power tower systems employing molten salt. Technical report, Sandia National Laboratories, 2010.

- [35] L. Moretti. Thermodynamic optimization and annual performance characterization of concentrated solar power plants employing advanced supercritical co₂ brayton cycle configurations. Master's thesis, Politecnico di Milano, 2013.
- [36] K. Nithyanandam and R. Pitchumani. Cost and performance analysis of concentrating solar power systems with integrated latent thermal energy storage. *Energy*, 64(0):793 – 810, 2014.
- [37] NREL. Sunshot vision study. Technical report, National Renewable Energy Laboratory, U.S. Department of Energy, Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, 2012.
- [38] A. Onorati. Appunti di macchine. Corso di Laurea in Ingegneria Energetica, Politecnico di Milano.
- [39] K. Oyakawa, T. Shinzato, and I. Mabuchi. The effect of the channel width on heat transfer augmentation in a sinusoidal wave channel. *JSME International Journal*, 1989.
- [40] J. E. Pacheco. Final test and evaluation results from the solar two project. Technical report, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico 87185 and Livermore, California 94550, 2002.
- [41] L. Pantinieri and T. Gordini. *L'arte di scrivere con LaTeX*. Enrico Gregorto, 2012.
- [42] M. Passoni and M. Radice. Analisi tecnico-economica di sistemi di accumulo termico per impianti solari termodinamici a concentrazione parabolico-lineare. Master's thesis, Politecnico di Milano, 2010.
- [43] Pitz, Paal R., Dersch J., and Milow B. Ecostar and european concentrated solar thermal road mapping. Technical report, Deutsches Zentrum for Luftund Raumfahrt e.V., 2005.
- [44] Schlenker R. Cost functions for htr direct cycle components. Technical report, Atomkenergie, 1974.
- [45] V. Reddy, S. Kaushik, K. Ranjan, and S. Tyagi. State of art of solar thermal power plants a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013.
- [46] A. Richter, H. Hermle, and S. W. Glunz. Reassessment of the limiting efficiency for crystalline silicon solar cells. *IEEE Journal of Photovoltaics*, 2013.

- [47] F. Rinaldi. Studio delle prestazioni di impianti solari a torre basati su tecnologie commerciali. Master's thesis, Politecnico di Milano, 2013.
- [48] F. Rinaldi, M. Binotti, A. Giostri, and G. Manzolini. Comparison of linear and point focus collectors in solar power plants. *Energy Procedia*, 49(0):1491 – 1500, 2014. Proceedings of the SolarPACES 2013 International Conference.
- [49] P. Sabharwall, E.S. Kim, and A. Siahpush. Feasibility study of secondary heat exchanger concepts for the advanced high temperature reactor. Technical report, Idaho National Laboratory, Idaho Falls, 83415, 2011.
- [50] D. Samuel. Molten salt coolants for high temperature reactors. Technical report, IAEA, 2009.
- [51] Maria Reyes Rodriguez Sanchez, Carolina Marugan Cruz, Antonio Acosta Iborra, and Domingo Santana. Comparison of simplified heat transfer models and {CFD} simulations for molten salt external receiver. *Applied Thermal Engineering*, 73(1):993 – 1005, 2014. Proceedings of the SolarPACES 2013 International Conference.
- [52] M. SanchezRodriguez, A. VerdugoSoria, J. IbanesAlmendors, A. IborraAcosta, and D. Santana. Thermal design guidelines of solar power towers. *Applied Thermal Engineering*, 2014.
- [53] R. Sandoz. Thermo-economic analysis and optimization air-based bottoming cycles water-free hybrid solar gas turbine power plants. Master's thesis, EPFL, 2012.
- [54] Sargent and Lundy. Assessment of parabolic trough and power tower solar technology cost and performance forecasts. Technical report, Sargent and Lundy LLC Consulting Group; National Renewable Energy Laboratory, Chicago, Illinois; Golden, Colorado (USA), 2003.
- [55] SciTechDaily. World record in solar efficiency, over 40% of sunlight converted into electricity. *SciTechDaily*, 2014.
- [56] R. A. Seban and T. Shimazaki. Heat transfer to a fluid flowing turbulently in a smooth pipe with walls at constant temperature. *ASME*, 1950.
- [57] W. Seidel. Model development and annual simulation of the supercritical carbon dioxide brayton cycle for concentrating solar power applications. Master's thesis, University of Wisconsin, 2010.

- [58] P. Silva and G. Manzolini. *Solar Energy Sciences and Engineering Applications*, chapter Solar Energy Sciences and Engineering Applications. CRC Press Balkema, 2013.
- [59] C. Singer, R. Buck, and R. PitzPaal. Assessment of solar power tower driven ultrasupercritical steam cycles applying tubular central receivers with varied heat transfer media. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2010.
- [60] D. C. Smith, E. E. Rush, C. W. Matthews, J. M. Chavez, and P. A. Bator. Report on the test of the molten salt pump and valve loops. Technical report, Sandia National Laboratories Report, SAND91-1747, 1992.
- [61] M.S. Sohal, M.A. Ebner, P. Sabharwall, and P. Sharpe. Engineering database of liquid salt thermophysical and thermochemical properties. Technical report, Idaho National Laboratory, Idaho Falls, 83415, 2013.
- [62] Abengoa Solar. Advanced thermal storage for central receivers with supercritical coolants. Technical report, Abengoa Solar Inc, 2010.
- [63] A. Sorokin. Dissociating nitrogen tetroxide N_2O_4 as a working fluid in thermodynamic cycles. *Nuclear Science and Engineering*, 1979.
- [64] Special Metals Corporation. *INCOLOY alloy 800H and 800HT*, 2004.
- [65] S. Swinbank. Long wave radiations from clear skies. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 1963.
- [66] T. Tang, J. Xu, S. Jin, and H. Wei. Study on operating characteristics of power plant with dry and wet cooling systems. *Energy and Power Engineering*, 2013.
- [67] CSP Today. Solar tower report 2014: Cost, performance and thermal storage. Technical report, CSP Today, 2014.
- [68] C. Turchi. 10 mw supercritical- CO_2 turbine project. Technical report, SunShot Program, 2013.
- [69] C. S. Turchi, Z. Ma, T. W. Neises, and Wagner M. J. Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems. *ASME*, 2013.

- [70] S. Wade. «measurements of total emittance of several refractory oxides, cements, and ceramics for temperature from 600 f to 2000 f. Technical report, National Aeronautics and Space Administration Langley Research Center, 1962.
- [71] D.F. Williams. Assessment of candidate molten salt coolants for the ngnp/nhi heat-transfer loop. Technical report, Oak Ridge National Laboratory, Tennessee, 2006.
- [72] H. Wirth. Recent facts about photovoltaics in germany. Technical report, Fraunhofer ISE, 2015.
- [73] S. Wright, F. Radel, G. Vernon, M. Rochau, and P. Pickard. Operation and analysis of a supercritical co2 brayton cycle. Technical report, Sandia National Laboratories, 2010.
- [74] S. Xu, C. Church, R. Shao, and L. Chang. Energy cost estimation of wind power system-an integrated approach. Technical report, University of New Brunswick, Fredericton, Canada, 2014.
- [75] S.J. Yoon, P. Sabharwall, and E.S. Kim. Analytical study on thermal and mechanical design of printed circuit heat exchanger. Technical report, Idaho Nation Laboratory, Idaho Falls, 83415, 2013.
- [76] A.B. Zavoico. Solar power tower design basis document. Technical report, Sandia National Laboratories, 1986.
- [77] H. Zhang, J. Baeyens, J. Degreve, and G. Caceres. Concentrated solar power plants review and design methodology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013.