



Ricerca di Sistema elettrico

## Analisi tecnico-economica di impianti solari a collettori parabolici lineari con differenti fluidi di lavoro

*T. Crescenzi, A. Fontanella, R. Liberatore, E. Metelli e V. Russo*

ANALISI TECNICO-ECONOMICA DI IMPIANTI SOLARI A COLLETTORI PARABOLICI LINEARI CON DIFFERENTI FLUIDI DI LAVORO

T. Crescenzi, A. Fontanella, R. Liberatore, E. Metelli e V. Russo

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA  
Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: Energia elettrica da fonte solare

Obiettivo: Studio di configurazioni impiantistiche alternative

Responsabile del Progetto: Domenico Mazzei, ENEA

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE .....	5
2 STATO DELL'ARTE SUI SISTEMI A CONCENTRAZIONE SOLARE BASATI SULLA TECNOLOGIA DEI COLLETTORI PARABOLICO LINEARI.....	6
2.1 BREVE INTRODUZIONE SULLA TECNOLOGIA CSP.....	6
2.2 ATTIVITÀ DI RICERCA E SVILUPPO DELL'ENEA NEL SOLARE A CONCENTRAZIONE.....	8
2.3 I FLUIDI PER GLI IMPIANTI SOLARI A CONCENTRAZIONE.....	9
3 CARATTERISTICHE FISICHE DEI FLUIDI TERMOMETTORI UTILIZZATI.....	12
4 SOLUZIONI IMPIANTISTICHE INDIVIDUATE PER IL CAMPO SOLARE.....	14
4.1 CAMPO SOLARE A SALI BINARI CON ACCUMULO DIRETTO A SALI BINARI .....	19
4.1.1 <i>Descrizione generale</i> .....	19
4.1.2 <i>Procedimento di calcolo</i> .....	21
4.1.3 <i>Risultati tecnici</i> .....	23
4.2 CAMPO SOLARE AD OLIO CON ACCUMULO A SALI BINARI .....	26
4.2.1 <i>Descrizione generale</i> .....	26
4.2.2 <i>Procedimento di calcolo</i> .....	28
4.2.3 <i>Individuazione dello scambiatore di calore per il disaccoppiamento più idoneo</i> .....	31
4.2.4 <i>Risultati tecnici</i> .....	36
4.3 CAMPO SOLARE A SALI TERNARI CON ACCUMULO A SALI BINARI.....	39
4.3.1 <i>Descrizione generale</i> .....	39
4.3.2 <i>Procedimento di calcolo</i> .....	41
4.3.3 <i>Individuazione dello scambiatore di calore per il disaccoppiamento più idoneo</i> .....	44
4.3.4 <i>Risultati tecnici</i> .....	48
5 CONFIGURAZIONE E RENDIMENTI DI TRASFORMAZIONE DEL POWER BLOCK PER LE DIVERSE SOLUZIONI IMPIANTISTICHE INDIVIDUATE .....	53
6 ANALISI ECONOMICA .....	61
6.1 CALCOLO DEL COSTO D'INVESTIMENTO NELLE TRE DIVERSE CONFIGURAZIONI .....	61
6.2 CALCOLO DEL COSTO ENERGETICO SPECIFICO NELLE TRE DIVERSE CONFIGURAZIONI .....	63
6.3 ANALISI DI SENSITIVITÀ .....	68
7 CONCLUSIONI.....	70
8 ACRONIMI .....	72
9 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	74

## SOMMARIO

L'ENEA ha maturato una significativa esperienza nello sviluppo tecnico-scientifico ed applicativo di diverse tecnologie energetiche rinnovabili, come il fotovoltaico, l'eolico, le biomasse, l'idrogeno, e la chimica solare. Nel solare a concentrazione l'ENEA ha sviluppato una tecnologia innovativa per i collettori parabolici lineari a sali fusi, con cui l'ENEL ha costruito ed esercisce il primo impianto industriale con circuito interamente a sali fusi.

La produzione di energia elettrica da solare a concentrazione rappresenta un'importante opportunità per l'industria italiana in vista dei grossi programmi di costruzione in diversi paesi (Nord Africa, Medio Oriente, Cina, India ecc.) a cui tecnologie fortemente innovative con prestazioni all'avanguardia forniscono un vantaggio competitivo per concorrere alla realizzazione.

Al fine di indirizzare l'industria italiana nello sviluppo di nuovi e più efficienti impianti e componenti per il solare a concentrazione, in questo lavoro si confrontano diverse configurazioni impiantistiche in modo da individuare le linee di sviluppo più promettenti dal punto di vista applicativo.

In esso si descrive brevemente lo stato dell'arte, quindi si analizzano e si confrontano tre diversi schemi impiantistici per un'applicazione di media taglia (50 MWe), basati sull'utilizzo di tre diversi fluidi per il trasferimento del calore e l'accumulo termico. Il primo schema si basa su una miscela di sali fusi "binaria", formata da nitrato di sodio e nitrato di potassio; il secondo schema su una miscela "ternaria", costituita da nitrato di sodio, nitrato di potassio e nitrato di litio, per il trasporto del calore, e sulla miscela binaria per l'accumulo termico. Il terzo schema si basa sull'olio termico come fluido termovettore e la miscela di sali "binaria" per il solo accumulo termico.

Il primo schema (miscela binaria) rappresenta la soluzione di base sviluppata dall'ENEA e già utilizzata per l'impianto Archimede di Priolo; il terzo schema (olio termico + miscela binaria) riprende una soluzione adottata in alcuni impianti spagnoli, come Andasol. Il secondo schema (miscela ternaria) rappresenta invece una proposta innovativa, che punta a migliorare le prestazioni di impianto e ridurre i costi di esercizio. In particolare, poiché la miscela ternaria presenta una temperatura di congelamento sensibilmente inferiore rispetto alla miscela binaria, questa soluzione rende possibile mantenere l'impianto a temperatura più basse nelle ore notturne e ridurre le perdite di energia per dispersione del calore. Tale risparmio energetico può avere un impatto significativo sul bilancio energetico dell'impianto e va confrontato con la soluzione basata sull'olio termico, che consente temperature notturne ancora inferiori, ma presenta minore rendimento a causa dei limiti sulla temperatura massima di esercizio.

Il secondo e il terzo schema utilizzano quindi due fluidi distinti per il trasporto del calore e per l'accumulo termico e richiedono quindi due circuiti distinti, con uno scambiatore di calore interposto. Nello schema olio termico + miscela binaria si può utilizzare uno scambiatore tradizionale a fascio tubiero, come in altri progetti (Andasol). Per lo schema sali ternari + sali binari, in conseguenza della novità e delle problematiche connesse con la maggiore viscosità, sono proposte diverse soluzioni impiantistiche, in termini di tipo dell'apparecchiatura e di dimensionamento.

La parte di generazione di energia elettrica (power block) viene simulata ed ottimizzata con Gate Cycle.

La valutazione economica delle tre soluzioni, con l'analisi di sensitività rispetto ai principali parametri, mette a confronto costo di impianto e costo unitario di produzione dell'energia elettrica nei tre casi.

## 1 INTRODUZIONE

L'Accordo di programma tra Ministero dello Sviluppo Economico ed ENEA per la ricerca di sistema elettrico, nell'area relativa alla produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente prevede come tema di ricerca studi e sperimentazioni sui potenziali sviluppi delle energie rinnovabili. In quest'ambito il Progetto B.1.3 denominato "Energia elettrica da fonte solare" alla linea progettuale 2 indica il solare termodinamico. Le attività del solare termodinamico prevedono tra gli obiettivi finali lo studio, nell'ambito della tecnologia solare a collettori parabolici lineari, di nuove configurazioni impiantistiche alternative a quelle attuali, per individuare quelle più promettenti sia dal punto di vista dell'efficienza e produttività che dei costi di realizzazione e di esercizio. Le soluzioni impiantistiche saranno valutate attraverso analisi tecnico-economiche e attività sperimentali, e metteranno a confronto in particolare l'utilizzo di fluidi termici diversi (miscele binarie/ternarie di sali fusi, fluidi gassosi e acqua) e tipologie diverse di accumulo termico (a calore sensibile o a cambiamento di fase), in funzione della taglia dell'impianto e delle temperature operative.

In particolare viene indicata l'analisi tecnico-economica delle attuali configurazioni impiantistiche con tecnologia parabolica lineare e il confronto tra le soluzioni con olio e sali fusi, prendendo in esame oltre alla miscela binaria già utilizzata, miscele alternative caratterizzate da una minore temperatura di solidificazione.

I risultati attesi da questa attività sono nuove soluzioni per il fluido termico e il sistema di accumulo, che semplifichino la gestione del sistema e portino ad una sensibile riduzione dei costi.

Il presente rapporto rappresenta quindi il "deliverable" previsto dall'accordo relativamente a questo specifico tema di ricerca e comprende le analisi tecnico-economiche comparate di impianti solari di pari potenza con le configurazioni impiantistiche relative all'uso della miscela innovativa rispetto a quelle relative ai fluidi già utilizzati: miscela di sali binaria e olio termico.

Al fine di comprendere l'importanza della miscela di sali innovativa dal punto di vista applicativo, la prima parte del presente rapporto si sofferma sullo stato dell'arte della tecnologia solare a concentrazione, sui problemi aperti e sui contributi che queste attività di ricerca possono apportare. Le parti successive confrontano le caratteristiche chimiche e fisiche della miscela innovativa con i fluidi già utilizzati: miscela binaria e olio termico, sul dimensionamento dei circuiti di impianto e dei principali componenti nei tre casi esaminati, sulla simulazione numerica del funzionamento nel corso dell'anno, sulle rispettive prestazioni economiche in termini di confronto dei costi di impianto e di costo unitario dell'energia elettrica prodotta nei diversi casi. Nelle conclusioni viene evidenziato il risultato ottenuto e indicati gli aspetti da approfondire nei futuri programmi di ricerca.

## 2 STATO DELL'ARTE SUI SISTEMI A CONCENTRAZIONE SOLARE BASATI SULLA TECNOLOGIA DEI COLLETTORI PARABOLICO LINEARI.

Nel 2011 sono entrati in esercizio 545 MW di nuovi impianti solari a concentrazione, portando la potenza elettrica complessiva nel mondo a circa 1,7 GW e altri 20 GW sono in costruzione o previsti a breve termine. I paesi guida di questa tecnologia sono gli Stati Uniti e soprattutto la Spagna, che detiene il primato della potenza installata con oltre 1 GW ed è crescente l'interesse nei paesi del Nord Africa (Algeria, Marocco, Egitto) e soprattutto in Cina che prevede l'installazione di impianti per una potenza elettrica di 1 GW entro il 2015.

In Italia è in esercizio dal 2010 l'impianto dimostrativo "Archimede" e nel corso del 2011 e del 2012 ci sono state diverse richieste di autorizzazione per la costruzione di nuovi impianti da parte di aziende e consorzi, tra cui l'impianto Archetype proposto dall'ENEL Green Power.

Lo sviluppo applicativo della tecnologia solare a concentrazione ha alternato fasi di rapida crescita (nel decennio 1980-1990 e all'inizio del 2000) a periodi di stasi ed è attualmente penalizzato dal crollo dei costi del fotovoltaico e dalle difficoltà di finanziare grosse realizzazioni in periodi di crisi economica, tuttavia questa tecnologia presenta alcune caratteristiche tecniche che in una prospettiva di medio-lungo periodo lasciano prevedere una sua massiccia diffusione. Infatti, grazie al sistema di accumulo termico, gli impianti solari a concentrazione consentono di superare una delle maggiori criticità delle fonti rinnovabili e soprattutto del solare: consentono di produrre energia elettrica a richiesta e non solo in base alla disponibilità momentanea di sole; possono facilmente integrarsi con le centrali termoelettriche convenzionali (a combustibili) condividendone il ciclo termico (turbine, condensatore ecc.) ed inoltre, come risultato degli sforzi di ricerca e della loro crescente diffusione, il costo di produzione dell'energia elettrica con questi impianti può allinearsi con quello delle centrali a combustibile.

Ci sono quindi sufficienti elementi per prevedere un interessante mercato mondiale di impianti e componenti per il solare a concentrazione di cui il sistema produttivo italiano potrà ottenere importanti benefici se sarà in grado di offrire prodotti validi e competitivi. I segnali in questo senso non mancano: è italiano uno dei due principali produttori mondiali di tubi ricevitori (componente chiave di questi impianti) e la tecnologia a sali fusi sviluppata dall'ENEA rappresenta un riferimento per le prestazioni ottenute e come linea di sviluppo.

### 2.1 Breve introduzione sulla tecnologia CSP

Gli impianti solari a concentrazione (Concentrating Solar Power, CSP) utilizzano gli specchi per concentrare i raggi solari e ottenere calore ad alta temperatura per la produzione di energia elettrica mediante un ciclo termodinamico. A differenza degli impianti fotovoltaici, gli impianti solari a concentrazione utilizzano soltanto la componente diretta della radiazione solare (Direct Normal Irradiance, DNI) e possono fornire calore ed energia elettrica senza emissione di anidride carbonica nelle zone con sufficiente livello di DNI. Queste zone comprendono, a livello mondiale, Nord Africa, Medio Oriente, Sud Africa, Sud-Ovest degli Stati Uniti, Messico, Cile, Perù, Australia, India, Cina Orientale, Europa meridionale e Turchia.

Gli impianti solari a concentrazione possono avere un sistema di accumulo del calore in modo da produrre energia elettrica anche quando il cielo è nuvoloso o dopo il tramonto. Durante le ore di sole, il calore solare può essere accumulato in mezzi ad elevata capacità termica (per esempio fluidi) e utilizzato a richiesta (per

esempio di notte) per produrre energia elettrica. L'accumulo termico migliora in modo significativo il "capacity factor" e la dispacciabilità dell'impianto, come pure l'integrazione con la rete elettrica e la competitività economica. Per fornire la capacità di accumulo termico richiesta, il campo solare (cioè l'insieme dei collettori solari) dell'impianto deve essere sovradimensionato rispetto alla sua potenza elettrica nominale. C'è un punto di equilibrio che l'incremento di costo associato al sistema di accumulo termico e il beneficio economico conseguente alla maggiore produzione elettrica. Un notevole sforzo di ricerca riguarda specificamente l'ottimizzazione dell'accumulo termico, che costituisce una delle più efficaci opzioni per migliorare la convenienza economica di questo tipo di impianti.

Anche se gli impianti solari a concentrazione sono finalizzati principalmente alla produzione di energia elettrica, questa tecnologia consente anche di produrre calore ad alta temperatura per usi industriali, riscaldamento e raffrescamento di edifici ed altre applicazioni tra cui la dissalazione dell'acqua.

I primi impianti CSP commerciali, senza accumulo termico, sono stati costruiti in California tra il 1984 e il 1991 nell'ambito del progetto SEGS, che comprende 9 unità per una potenza complessiva di 354 MW. Dopo un periodo di stagnazione dovuto al basso costo dei combustibili fossili, l'interesse per gli impianti solari a concentrazione è ripreso nei primi anni del 2000, principalmente negli Stati Uniti e in Spagna, come conseguenza delle politiche per ridurre le emissioni di CO<sub>2</sub> e diversificare le fonti di approvvigionamento energetico. Attualmente Spagna e Stati Uniti sono i paesi leader nello sviluppo e nell'utilizzazione di questi impianti; Germania e Italia contribuiscono significativamente allo sviluppo e diversi paesi (p.es. Arabia Saudita) hanno annunciato ambiziosi programmi di costruzione di impianti CSP. Impianti solari a concentrazione sono in funzione, in costruzione o in progetto in numerosi paesi. Nel 2012 la potenza globale installata ammonta a circa 2 GW e altri 15 – 20 GW sono in costruzione o in programma nel mondo. L'esperienza operativa mostra che gli impianti CSP possono essere costruiti in 1 – 3 anni (dipende dalla dimensione), possono operare per oltre 30 anni e in circa 6 mesi di produzione restituiscono l'energia utilizzata per la loro costruzione [R 1]. L'utilizzo di terreno è stimato in 2 ettari per MWe.

Sebbene gli impianti CSP non siano ancora economicamente competitivi con gli impianti termoelettrici convenzionali a carbone o a gas, l'industria manifatturiera in questo settore è in rapida crescita rispetto al passato. In confronto con altre fonti di energia rinnovabile (p.es. fotovoltaico ed eolico) la competitività degli impianti CSP deve essere valutata tenendo conto dell'importante ruolo dell'accumulo di energia e degli ampi margini di riduzione dei costi ancora prevedibili come conseguenza dell'apprendimento industriale e del miglioramento tecnologico.

La tecnologia CSP comprende quattro varianti: i collettori parabolici (PT), i riflettori Fresnel (FR), le torri solari (ST) e i dischi solari (SD). Nei primi due, PT e FR, gli specchi concentrano la radiazione solare su una linea focale, con fattori di concentrazione dell'ordine di 60-80 e massima temperatura operativa di 550°C. Negli altri due, ST e SD, gli specchi concentrano la radiazione su un singolo punto focale, con temperature operative più alte e fattori di concentrazione fino a dieci volte maggiori.

La tecnologia dei collettori parabolici è attualmente la più matura e la più conveniente dal punto di vista economico, costituisce oltre il 90% della potenza installata. Si basa su specchi parabolici che concentrano i raggi solari sui ricevitori tubolari posti sulla linea focale. I ricevitori hanno uno speciale rivestimento per massimizzare l'assorbimento di energia solare e minimizzare le perdite per emissione di radiazione infrarossa a causa dell'alta temperatura di funzionamento; inoltre sono racchiusi in un involucro di vetro con intercapedine sotto vuoto per evitare perdite di calore per convezione con l'aria esterna.

Il calore solare è asportato da un fluido termovettore (p.es. olio sintetico o sale fuso) che scorre all'interno dei ricevitori e lo trasferisce al generatore di vapore per produrre vapore surriscaldato che aziona le turbine. Specchio e ricevitori (cioè i collettori solari) seguono il percorso del sole ruotando su un solo asse

(generalmente da est a ovest). Un singolo collettore comprende un insieme di specchi e può essere lungo fino a 100 metri e largo 5 – 6 metri.

La maggior parte degli impianti a collettori parabolici attualmente in funzione hanno potenze da 15 a 100 MWe, efficienza del 14 – 16 % (in termini di rapporto tra energia elettrica netta prodotta e energia solare in ingresso) e temperatura massima di esercizio di 390°C, in conseguenza dei limiti di stabilità dell'olio sintetico utilizzato come mezzo per il trasporto del calore. Alcuni di questi impianti hanno un sistema di accumulo termico basato sull'uso di sale fuso come mezzo di accumulo.

In aggiunta al progetto SEGS, i maggiori e più recenti progetti comprendono due unità da 70 MW negli Stati Uniti (Nevada Solar One e MNGSEC-Florida), diverse unità da 50 MW in Spagna e unità più piccole in diversi altri paesi. Alcuni impianti di potenza da 50 MW in Spagna (Andasol, Torresol Energy) usano olio sintetico come fluido termovettore e sali fusi come mezzo di accumulo termico, con capacità di accumulo pari a circa 7,5 ore e fattore di utilizzo fino al 40%.

I grandi impianti in costruzione a gennaio 2013 comprendono il progetto Mojave (250 MW in California), il progetto Solana (280 MW in Arizona), il progetto Shams 1 (100 MW negli Emirati Arabi), il progetto Godawari (50 MW in India) e altri 15 impianti da 50 MW in Spagna.

Gli impianti CSP sono progettati per la produzione di energia elettrica, ma possono anche produrre calore ad alta temperatura per riscaldamento industriale, dissalazione dell'acqua, produzione di combustibili sintetici (p.es. syngas), estrazione incrementata di petrolio (Enhanced Oil Recovery, EOR) nei giacimenti petroliferi quasi esauriti e raffinazione del petrolio. L'uso degli impianti CSP per la produzione combinata di energia elettrica, calore e acqua dissalata è di particolare interesse nelle regioni aride dove questi impianti possono fornire sia energia elettrica per i processi di dissalazione a osmosi inversa, sia calore per i processi di dissalazione termica. Gli impianti CSP possono anche essere integrati in centrali termoelettriche a combustibili fossili (impianti ibridi) per produrre energia elettrica pienamente dispacciabile. In questo caso il campo solare fornisce vapore al ciclo termodinamico della centrale convenzionale. Progetti basati su questo concetto sono in funzione in Algeria, Australia, Egitto, Italia e Stati Uniti.

## 2.2 Attività di ricerca e sviluppo dell'ENEA nel solare a concentrazione

Nel 2000 l'ENEA, su impulso del prof. Rubbia, ha iniziato lo sviluppo di una nuova tecnologia solare per la produzione di energia elettrica.

La ricerca dell'ENEA è partita dallo studio dell'esperienza americana degli anni '80 che, sulla spinta della crisi energetica di quegli anni, ha portato alla realizzazione di diverse centrali solari, tuttora in funzione, nel deserto della California.

Il principale limite di questa tecnologia è legata all'uso dell'olio termico come fluido termovettore; questo materiale non può riscaldarsi eccessivamente, altrimenti si degrada, inoltre può essere pericoloso in caso di perdite e l'impianto può operare solo quando c'è sole, anche se la richiesta di energia elettrica è maggiore in altri momenti.

Per superare questi limiti, l'ENEA ha sviluppato un nuovo sistema che sostituisce l'olio minerale con una miscela di sali fusi. Questa miscela di sali consente di raggiungere temperature più elevate, non è pericolosa e una volta riscaldata può essere conservata in grossi serbatoi isolati ed utilizzata nei momenti in cui è maggiore la richiesta di energia elettrica, indipendentemente dalla disponibilità momentanea di sole.

La realizzazione di queste innovazioni ha richiesto un grosso lavoro sperimentale e ha comportato la riprogettazione di tutti i componenti di impianto per adeguarli alle nuove e più impegnative condizioni di

funzionamento. Inoltre è stata aumentata l'efficienza di captazione dell'energia solare attraverso modifiche ai collettori, sono stati utilizzati materiali con migliori caratteristiche e sono stati studiati accorgimenti per evitare la solidificazione dei sali all'interno dei tubi in caso di raffreddamento accidentale.

La tecnologia ENEA è stata sperimentata con successo al Centro Ricerche della Casaccia mediante diverse attrezzature sperimentali appositamente realizzate ed in particolare mediante un impianto in grado di testare il funzionamento dei collettori solari in scala reale e in condizioni effettive di funzionamento.

## 2.3 I fluidi per gli impianti solari a concentrazione

Il fluido termovettore è il mezzo fisico mediante il quale, negli impianti solari, l'energia raccolta si trasporta e si rende disponibile per l'utilizzo in forma di calore.

Nel caso degli impianti solari ad alta temperatura (a concentrazione) la scelta del fluido termovettore assume particolare importanza perché determina la massima temperatura alla quale è resa disponibile l'energia termica e, di conseguenza, il massimo rendimento ottenibile nella sua conversione termodinamica in energia elettrica. Inoltre, nel caso di impianti solari con sistema di accumulo termico, la più alta temperatura consente di aumentare il contenuto energetico per unità di massa del mezzo di accumulo e quindi, a parità di energia accumulata, si riducono le dimensioni e il costo del sistema, con evidenti vantaggi per l'economia dell'impianto.

Il tipo di fluido termovettore adottato condiziona profondamente il progetto e il funzionamento dell'impianto solare: oltre alla massima temperatura raggiungibile occorre tenere conto di diversi altri aspetti, tra cui la pressione di esercizio, la portata richiesta e la conseguente perdita di energia per il flussaggio, le interazioni chimiche e fisiche con i materiali dell'impianto, i rischi in caso di eventi incidentali, le conseguenze sull'ambiente, il costo, la durata e le problematiche di smaltimento o riutilizzo a fine vita.

I principali sistemi di trasporto del calore che è possibile adottare negli impianti solari ad alta temperatura si basano sui seguenti fluidi:

- gas;
- acqua/vapore;
- oli minerali;
- oli sintetici;
- metalli liquidi;
- sali inorganici fusi.

L'impiego di gas, come ad esempio aria, anidride carbonica o azoto, presenta il vantaggio di un basso costo della carica e la possibilità di raggiungere elevate temperature, al limite della resistenza dei materiali strutturali dell'impianto. Gli svantaggi sono legati ai bassi valori del calore specifico, della densità e dello stato attuale delle tecnologie.

Oltre il 90% degli impianti solari termodinamici in esercizio utilizza la tecnologia a collettori parabolici lineari con olio diatermico come fluido termico.

Per quanto riguarda l'uso dei gas, a causa del basso coefficiente di scambio termico, risultano poco efficienti come mezzi di trasporto del calore e richiedono grosse portate volumetriche per unità di energia termica trasportata. Per aumentare la densità occorre utilizzare circuiti ad alta pressione. Tutto ciò comporta elevati costi di impianto e notevole dispendio di energia per il flussaggio.

L'utilizzazione diretta del vapore (Direct Steam Generation) permette di alimentare direttamente le turbine senza scambiatori di calore, con maggiore efficienza energetica, ma a fronte di pressioni di esercizio molto elevate, anche oltre 100 bar, con incidenza significativa sui costi di impianto. I problemi maggiori sono legati al controllo delle instabilità conseguenti a variazioni repentine nell'irraggiamento solare e alle difficoltà di accumulo termico.

Gli oli minerali rappresentano la scelta tecnologicamente più matura. Nell'ambito dei sistemi di produzione di energia elettrica da solare termico ad alta temperatura, essi vengono utilizzati fin dal 1980 negli Stati Uniti, negli impianti tipo SEGS (Solar Electric Generating System).

I problemi sono legati all'alta infiammabilità, alla tossicità e all'inquinamento ambientale in caso di fuoriuscita accidentale, nonché al costo elevato e ai fenomeni di degradazione che richiedono periodici interventi di sostituzione e rigenerazione.

Gli oli sintetici presentano migliori prestazioni riguardo la temperatura massima di utilizzo e la stabilità nel tempo, e comportano costi maggiori e analoghi problemi riguardo i rischi.

La tecnologia dei metalli liquidi come termovettori è stata sviluppata soprattutto in campo nucleare ed in particolare l'ENEA ha svolto notevole lavoro sperimentale sull'utilizzazione del sodio nei reattori veloci. Il vantaggio nell'uso dei metalli liquidi è legato alle loro eccellenti proprietà termiche ed alla possibilità che essi hanno di raggiungere temperature molto elevate.

I metalli liquidi maggiormente considerati come fluidi termovettori sono il sodio, le leghe sodio/potassio, il mercurio, il piombo e le leghe piombo/bismuto. I problemi sono legati alla forte reattività con l'aria e con l'acqua (sodio e potassio), alla tossicità (mercurio) e alla complessità dei circuiti e dei sistemi di controllo.

I sali fusi sono principalmente di due tipi: miscele binarie e miscele ternarie. La principale miscela binaria è costituita da nitrato di sodio ( $\text{NaNO}_3$ ) e nitrato di potassio ( $\text{KNO}_3$ ) in rapporto ponderale 60%-40%.

Questo tipo di miscela è largamente utilizzato nell'industria, ad esempio per i trattamenti metallurgici, e presenta una serie di vantaggi: innanzitutto essa non comporta rischio di incendio (è classificata come 'ossidante' e, poiché negli impianti solari non si utilizzano combustibili, non può esplicare l'azione di favorire la combustione); inoltre, in caso di fuoriuscita accidentale, solidifica rapidamente a contatto con l'ambiente esterno e può essere facilmente recuperata dal terreno con mezzi meccanici. Queste sostanze sono comunemente utilizzate in agricoltura come fertilizzanti; pertanto, eventuali limitate dispersioni nell'ambiente non possano provocare problemi di inquinamento. Questi sali sono ampiamente disponibili e il loro costo di approvvigionamento è abbastanza limitato rispetto ad altri fluidi.

Le miscele di sali fusi hanno eccellenti caratteristiche termiche. Rispetto ai gas e al vapore hanno valori più elevati per il coefficiente di scambio termico, il calore specifico e la densità; complessivamente hanno quindi migliore capacità di trasporto del calore, oltre al vantaggio di poter operare a pressioni molto inferiori. Queste caratteristiche permettono un dimensionamento meno oneroso per le apparecchiature dell'impianto e minore utilizzo di energia per il pompaggio.

Le miscele di sali fusi presentano buona compatibilità con i materiali strutturali dell'impianto. Possono essere usate convenientemente anche come mezzo di accumulo termico: la soluzione tecnologica sviluppata dall'ENEA utilizza la stessa miscela di sali fusi per il trasporto del calore e per l'accumulo termico. L'accumulo dei sali fusi in grandi serbatoi coibentati consente di immagazzinare notevoli quantità di energia: 1 kWh di energia termica alla temperatura di 550 °C richiede solo 5 litri di sali fusi e quindi 50 litri di miscela equivalgono al contenuto energetico di circa 1 litro di gasolio.

Il problema principale nell'utilizzo dei sali fusi è il rischio di solidificazione all'interno delle tubazioni e delle apparecchiature di impianto; infatti la miscela nitrato di sodio / nitrato di potassio solidifica intorno ai 238 °C. Per questo motivo, negli impianti solari le parti interessate alla circolazione della miscela di sali fusi

richiedono un buon isolamento termico, in modo da limitare le dispersioni termiche e quindi l'abbassamento della temperatura vicino ai valori di solidificazione.

Per lo stesso motivo il fluido termovettore viene fatto circolare nell'impianto solare anche in assenza di insolazione: in questo modo si utilizza una parte del calore accumulato durante il giorno per compensare le dispersioni termiche dell'impianto nelle ore notturne mantenendo la temperatura del fluido sempre al di sopra del punto di solidificazione. Inoltre è previsto un sistema ausiliario, in genere alimentato elettricamente, che provvede al riscaldamento dell'impianto in caso di emergenza e nelle operazioni di avvio, iniziali e dopo fermate di manutenzione straordinaria.

Le miscele ternarie contengono un terzo componente, per esempio nitrito di litio ( $\text{LiNO}_3$ ), che abbassa la temperatura di solidificazione della miscela e riduce le complicazioni impiantistiche per prevenire i problemi di solidificazione del fluido. Lo svantaggio di queste miscele è legato al maggior costo di approvvigionamento rispetto alle miscele binarie.

La possibilità di realizzare sistemi di accumulo termico a basso costo è un elemento decisivo nelle prospettive di sviluppo della tecnologia solare ad alta temperatura; la scelta ENEA di puntare sulle miscele binarie di sali fusi come fluido termovettore appare quindi una soluzione vincente nelle future applicazioni delle fonti energetiche rinnovabili.

L'attuale configurazione impiantistica di riferimento prevede impianti da 50 MWe con doppio fluido termico: olio nel campo solare e sali fusi nel sistema di accumulo (es. impianti spagnoli tipo ANDASOL). La capacità del sistema di accumulo è in grado di garantire il funzionamento dell'impianto per circa 7,5 h in condizioni nominali anche in assenza di radiazione solare. Il sistema di accumulo è di tipo indiretto ed è presente uno scambiatore di calore olio/sali per il trasferimento del calore dall'olio ai sali. Tale soluzione non consente di sfruttare tutte le potenzialità dei sali in quanto la temperatura massima dell'accumulo, 380 °C, è condizionata dalle caratteristiche dell'olio.

La tecnologia a sali fusi sviluppata da ENEA, oltre a migliorare il rendimento di conversione elettrica, consente di realizzare sistemi diretti di accumulo termico, in cui lo stesso fluido è utilizzato sia nel campo solare che nel sistema di accumulo. La più elevata temperatura (550 °C invece di 380 °C) permette di ottenere una capacità di accumulo sensibilmente più elevata, passando da 70 kWh/m<sup>3</sup> nel caso di utilizzo dell'olio a 190 kWh/m<sup>3</sup> con i sali fusi. E quindi, a pari energia termica accumulata in un impianto ad olio, la dimensione dell'accumulo aumenta del 175%.

### 3 CARATTERISTICHE FISICHE DEI FLUIDI TERMOVETTORI UTILIZZATI

Come fluidi termo-vettori, nelle tre configurazioni si sono scelti per le tre configurazioni di impianto:

- sale binario composto da una miscela di  $\text{NaNO}_3$  e di  $\text{KNO}_3$  al 60% in peso di  $\text{NaNO}_3$ , questo tipo di sale viene utilizzato per tutti e tre i casi nel sistema di accumulo termico.
- sale ternario composto da una miscela di  $\text{LiNO}_3$ ,  $\text{KNO}_3$  ed  $\text{NaNO}_3$  con una concentrazione percentuale in peso rispettivamente di 29,6%, 52,7% e 17,7% rispettivamente.
- olio diatermico, per le simulazioni effettuate si è preso a riferimento il Therminol VP1.

Come detto i pregi del sale rispetto all'olio sono il minor costo, il miglior impatto ambientale, le migliori caratteristiche di infiammabilità e la possibilità di raggiungere temperature di esercizio di 550 °C, contro i 390 °C dell'olio con conseguenti benefici sul rendimento di trasformazione termico/elettrico e sul sistema di accumulo. Di contro, la temperatura minima di esercizio risulta alta per il binario (>250 °C), con conseguenti maggiori costi di strumentazione, controllo, tubo ricevitore e tubazioni (piping). Il ternario, nonostante abbia un costo maggiore (comunque inferiore all'olio) può operare a temperature nettamente più basse del binario, traendo notevoli vantaggi soprattutto per le minori perdite notturne.

Tutti questi aspetti saranno trattati in dettaglio nei paragrafi successivi.

In Tabella 1 sono riassunte le principali caratteristiche ed i costi dei tre fluidi termo vettori analizzati, per quanto riguarda la viscosità e la capacità termica, si può notare come l'olio mostri valori più adeguati allo scambio termico. Non è dunque ovvia quale sia la configurazione migliore, visto che ognuno dei tre fluidi presenta pregi e difetti diversi ed è proprio questo che si cercherà di approfondire in questo rapporto tecnico.

**Tabella 1: alcune caratteristiche fisiche dei fluidi termovettori utilizzati**

			Olio diatermico	Miscela binaria	Miscela ternaria
Temp. Esercizio	minima	°C	100	250	150
	massima	°C	390	550	550
Densità		Kg/m <sup>3</sup>	1000-718,74	1931-1740	1950-1676
Conducibilità		W/m K	0,127-0,073	0,498-0,548	0,475-0,675
Capacità termica		J/kg K	1768-2587	1486-1538	1558-1526
Viscosità		Pa*s	0,00081-0,00017	0,0046-0,0019	0,0158-0,0011
Costo indicativo		€/kg	7	0,9	3,5-5

Per eseguire le simulazioni ed i dimensionamenti delle apparecchiature sono state ricavate le loro relazioni polinomiali in funzione della temperatura che vengono di seguito riportate.

#### Olio diatermico:

$$C_p \text{ (J/kg/°C)} = 2,8229 \cdot T + 1486,4$$

$$\mu \text{ (cP)} = 149,02 \cdot T^{-1,133}$$

$$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)} = 1097,9 - 0,9722 \cdot T$$

$$k \text{ (W/m/°C)} = 0,1381 - T \cdot 9 \cdot 10^{-5} - T^2 \cdot 2 \cdot 10^{-7}$$

---

**Sale binario:**

$$C_p \text{ (J/kg/}^\circ\text{C)} = 1443 + 0,172 * T$$

$$\mu \text{ (cP)} = 22,714 - 0,12 * T + 2,281 * 10^{-4} T^2 - 1,474 * 10^{-7} T^3$$

$$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)} = 2090 - 0,636 * T$$

$$k \text{ (W/m/}^\circ\text{C)} = 0,443 + 1,9 * 10^{-4} * T$$

---

**Sale ternario:**

$$C_p \text{ (J/kg/}^\circ\text{C)} = 1570 - 0,08 * T$$

$$\mu \text{ (cP)} = 421785 * T^{-2,034}$$

$$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)} = 0,0012 * T^2 - 1,525 * T + 2152,5$$

$$k \text{ (W/m/}^\circ\text{C)} = 0,0005 * T + 0,4$$

---

## 4 SOLUZIONI IMPIANTISTICHE INDIVIDUATE PER IL CAMPO SOLARE

Per analizzare in dettaglio le tre configurazioni precedentemente discusse è stata eseguita un'analisi tecnico-economica ed energetica per ognuna di esse. A tale scopo sono stati impostati dei flowsheet specifici in modo da poter eseguire i bilanci di materia e di calore, nonché il corretto dimensionamento del campo solare.

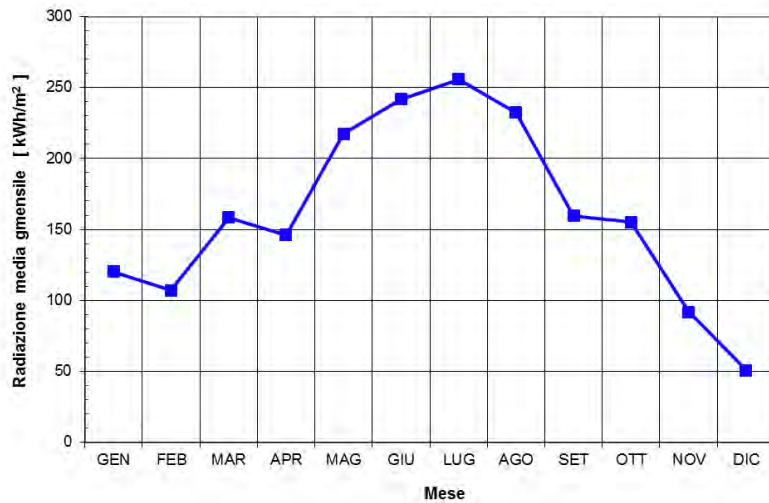
Come primo passo, al fine di poter eseguire un primo dimensionamento del campo solare ed una valutazione dell'energia termica raccolta è necessario conoscere la curva di radiazione solare (DNI) relativa al sito ove dovrà essere installato l'impianto.

Nel presente studio sono utilizzati a tale scopo i dati relativi alla radiazione di Priolo Gargallo (Sicilia), che presenta un valore di 1936 kWh/m<sup>2</sup>/a.

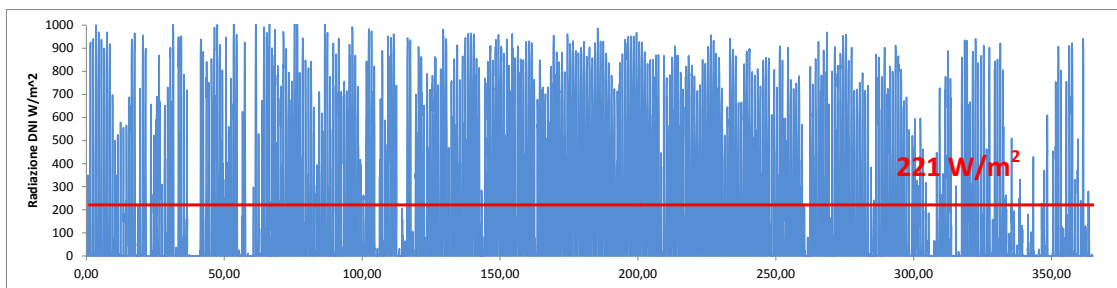
**Tabella 2: DNI media mensile**

Mese	DNI [W/m <sup>2</sup> ]
Gennaio	120,3
Febbraio	106,9
Marzo	158,5
Aprile	146,0
Maggio	217,4
Giugno	241,7
Luglio	255,8
Agosto	232,3
Settembre	159,4
Ottobre	155,3
Novembre	91,9
Dicembre	50,6

In Figura 1 è rappresentata la radiazione diretta media mensile riassunta anche nella Tabella 2, mentre nella Figura 2 viene rappresentata la curva oraria della radiazione diretta.



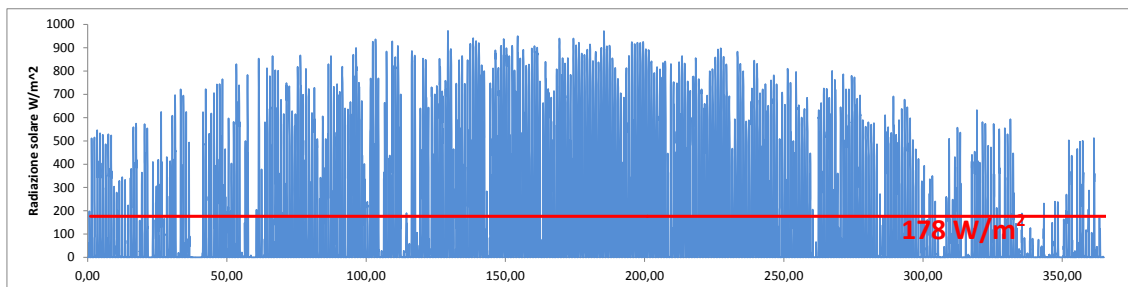
**Figura 1: Media mensile della radiazione solare diretta**



**Figura 2: Radiazione solare diretta**

Per valutare l'effettiva energia termica raccolta dal campo solare è necessario determinare la radiazione diretta sul piano dei collettori (radiazione efficace) che dipende dall'orientamento dei collettori (tipicamente N-S) dalla tipologia di inseguimento (un solo asse E-O) e dall'effetto di ombreggiamento tra le file dei collettori.

Nel caso in esame, la distanza tra le file di collettori solari è stata fissata pari a 18 m, corrispondente a 3 volte l'apertura del collettore, in modo tale da ottimizzare le dimensioni dell'impianto, riducendo l'effetto ombra e permettendo il passaggio per le operazioni di manutenzione, si ottiene quindi la curva oraria della radiazione efficace riportata in Figura 3. In Figura 4 è riportato il confronto tra le curve medie mensili della radiazione diretta ed efficace.



**Figura 3: Radiazione solare efficace annua**

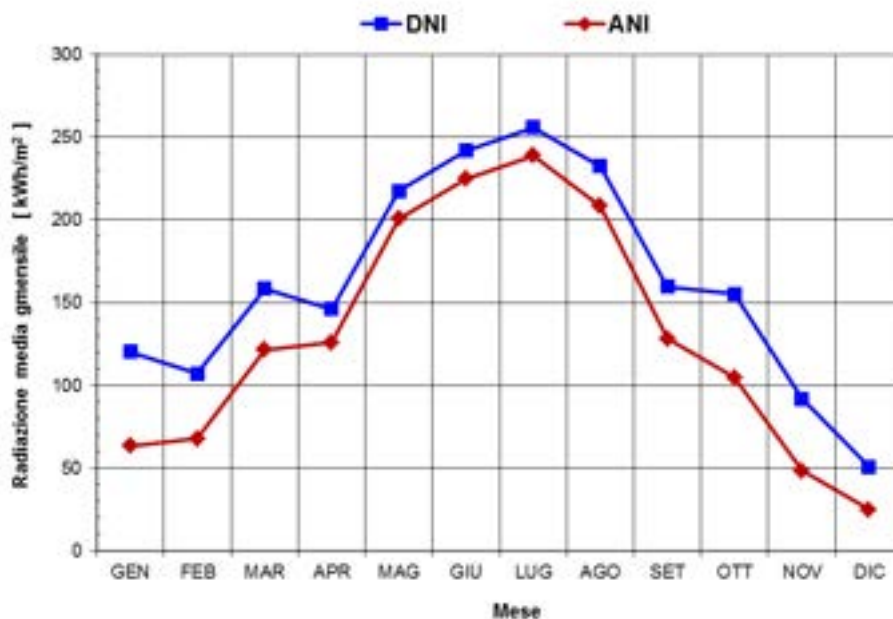


Figura 4: Media mensile della radiazione solare diretta ed efficace

Una volta valutata quindi la curva di radiazione efficace che va ad incidere sugli specchi è possibile passare ad un dimensionamento del campo solare. I dati di ingresso dai quali si è partiti sono:

- potenza elettrica richiesta dall’utenza ( $P_{ut} = 50\text{MWe}$ );
- capacità oraria dell’accumulo termico (7,5 h).

Per valutare la superficie totale riflettente richiesta al fine di soddisfare l’utenza si esegue un bilancio energetico:

$$P_{GV} = I * \eta_g * S$$

- I: radiazione incidente nominale
- $\eta_g$ : rendimento globale nominale
- S: superficie del campo solare

La radiazione incidente nominale è chiaramente funzione del sito e in questo caso viene fissata ad un valore di **850 W/m<sup>2</sup>**.

Conoscendo la superficie del singolo collettore ed il numero di collettori per stringa si arriva a determinare il numero di collettori presenti nel campo solare.

Fatto ciò si passa alla valutazione della quantità di fluido necessaria per il sistema di accumulo termico; conoscendo il numero di ore di accumulo, è possibile valutare l’energia media da accumulare come:

$$E_{acc} = P_{GV} * ore_{acc}$$

Conoscendo le due temperature massima e minima dell'accumulo si può valutare la massa del fluido contenuto nei serbatoi e quindi si possono dimensionare questi ultimi.

Di seguito vengono riportati gli schemi delle tre configurazioni d'impianto oggetto del presente studio.

Il primo schema (Figura 5) è quello in cui vengono utilizzati i sali binari sia nel campo solare che nel sistema di accumulo.

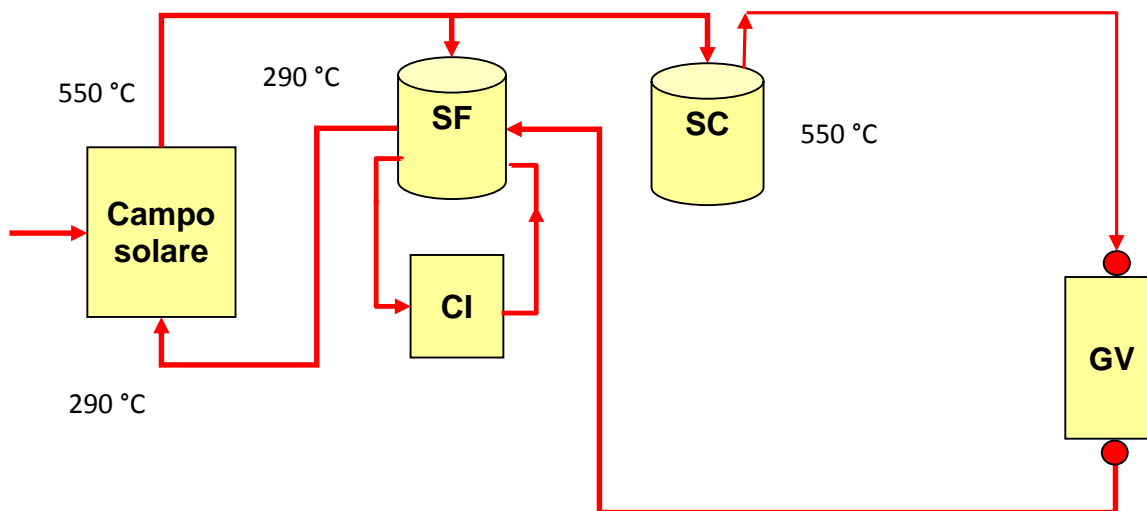


Figura 5: Schema campo solare a sali binari e sistema di accumulo diretto a sali binari

La seconda configurazione (Figura 6) di impianto presa in considerazione è quella che prevede sali ternari come fluido termovettore all'interno del campo solare e sali binari per il sistema di accumulo.

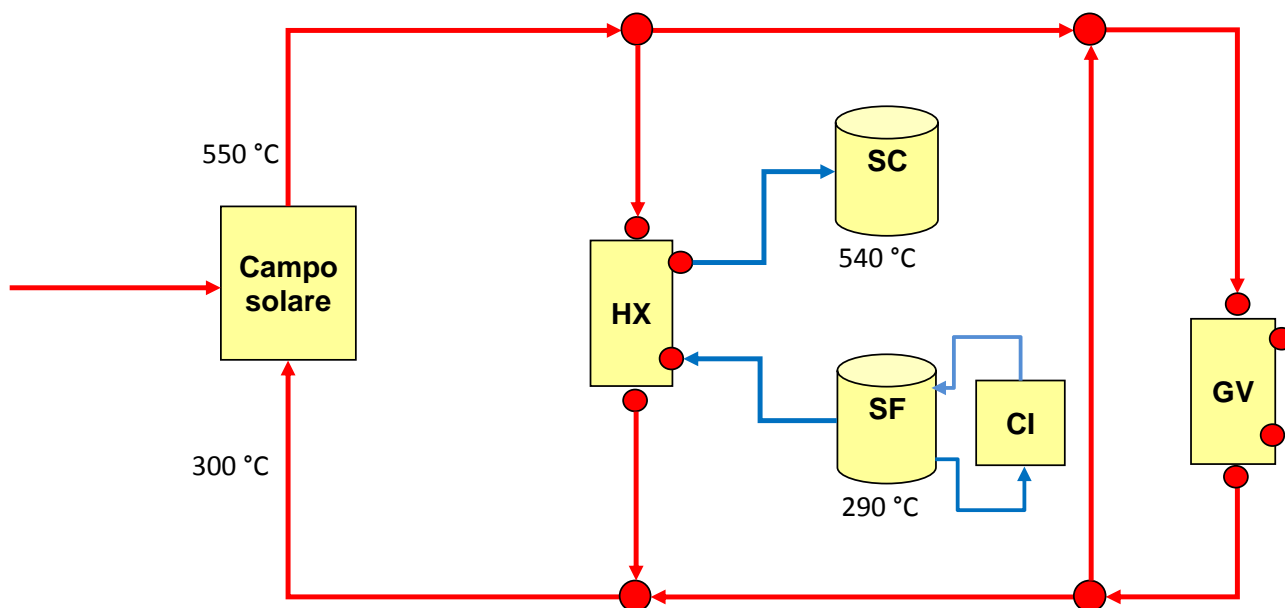


Figura 6: Schema campo solare a sali ternari e sistema di accumulo a sali binari

L'ultimo schema (Figura 7) è quello relativo al campo solare che utilizza olio diatermico come fluido termovettore e il sistema di accumulo a sali binari.

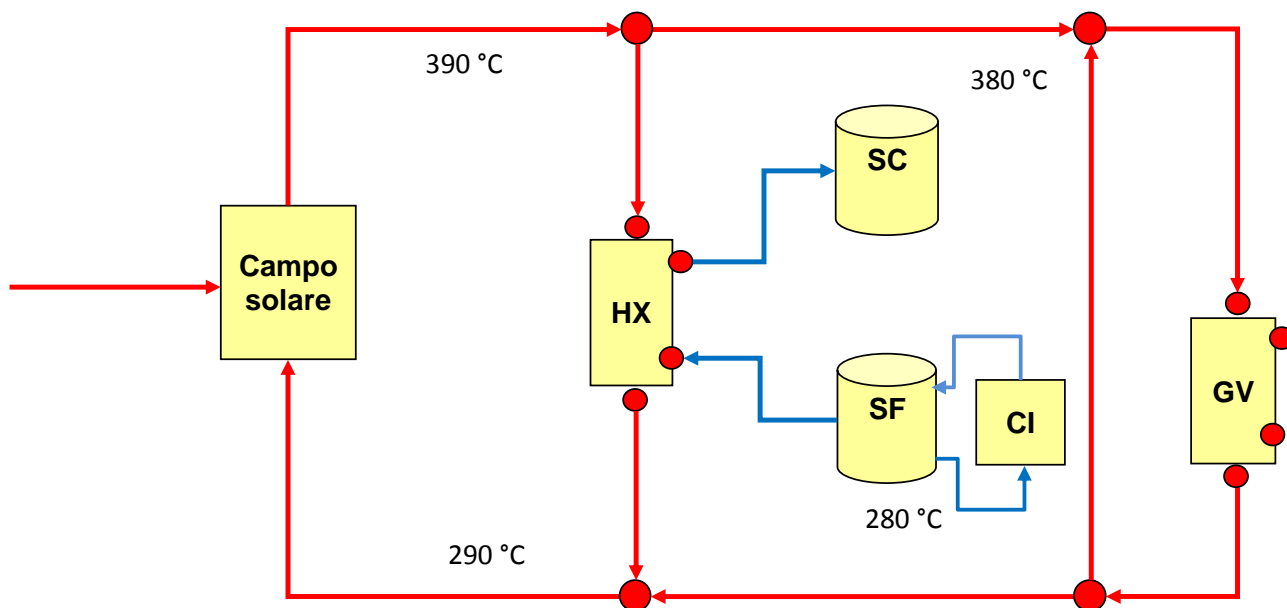


Figura 7: Schema campo solare a olio diatermico e sistema di accumulo a sali binari

Per il calcolo della portata di fluido all'interno della stringa e dell'efficienza della stringa stessa ambedue funzione della radiazione incidente, è stato sviluppato un modello di simulazione con il software EES; di seguito (Figura 8 e Figura 9) vengono riportati gli schemi della stringa a 6 collettori, utilizzata nel campo solare ad olio, e quella ad 8 collettori utilizzata nelle altre due configurazioni di impianto.

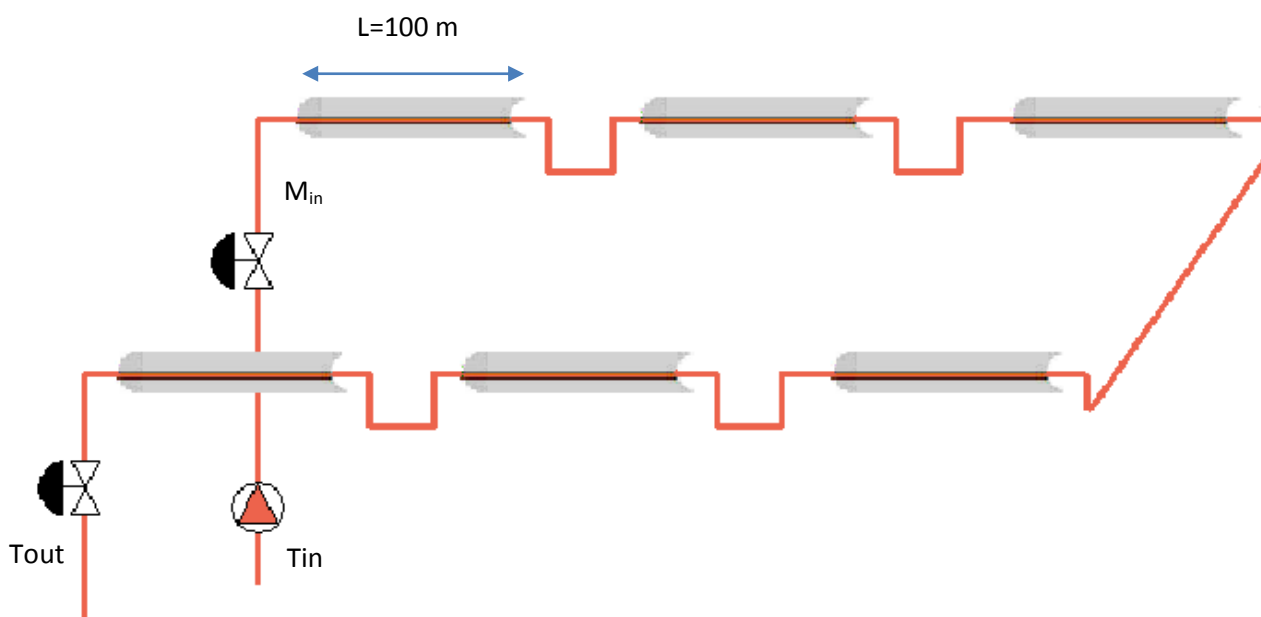


Figura 8: Schema di stringa a 6 collettori

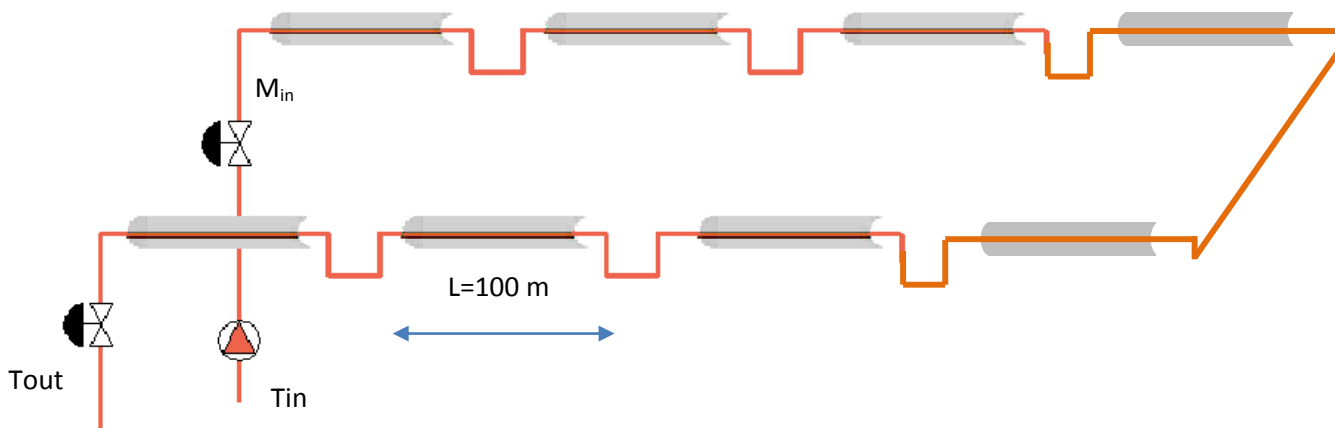


Figura 9: Schema di stringa ad 8 collettori

## 4.1 Campo solare a sali binari con accumulo diretto a sali binari

### 4.1.1 Descrizione generale

Di seguito (Figura 10) viene rappresentata schematicamente la soluzione impiantistica con campo solare a sali binari ed accumulo termico diretto a sali binari a due serbatoi.

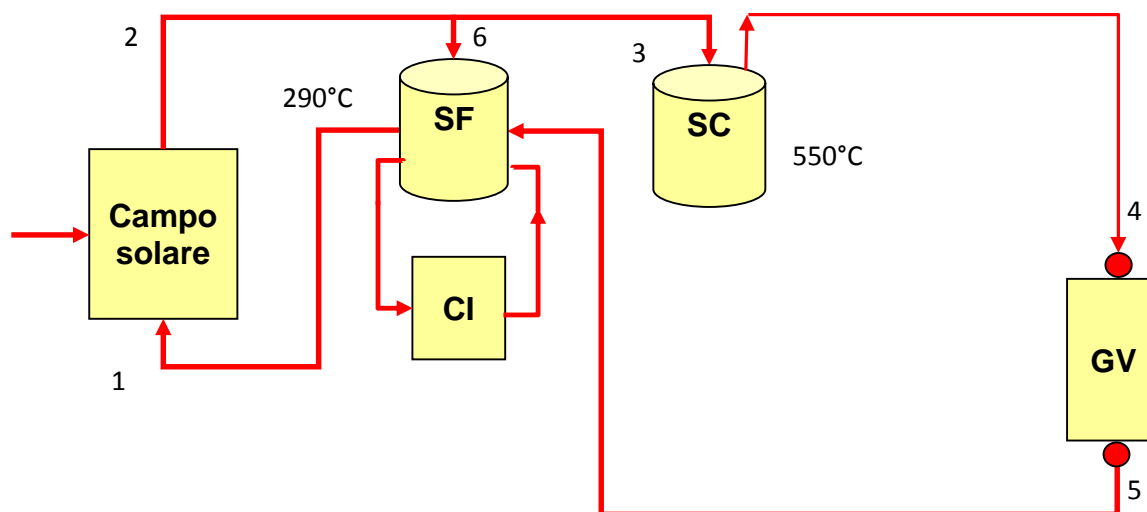


Figura 10: Schema impiantistico con campo solare ed accumulo diretto a sali binari

Sia nel campo solare che nel sistema di accumulo sono presenti sali binari, in questo modo si ha accumulo “diretto” a differenza dei successivi due casi in cui si ha un accumulo indiretto in quanto vi sono due fluidi diversi rispettivamente nel campo solare e nel sistema di accumulo e tra i due circuiti vi è interposto uno scambiatore di calore. Poiché la miscela dei sali binari non può scendere al di sotto dei 238°C per problemi di congelamento, si è dovuto fissare la temperatura minima del serbatoio freddo pari a 290°C; la temperatura del serbatoio caldo invece è stata fissata a 550°C limite superiore di funzionamento dei sali binari. Per compensare le dispersioni del campo solare è prevista una caldaia d’integrazione (CI) alimentata a combustibile fossile.

A causa del limite superiore sulla temperatura di esercizio dei sali binari, bisognerà provvedere ad una regolazione di portata all'interno del campo solare in funzione dell'intensità della radiazione.

In Figura 11 è mostrato l'andamento della portata in massa dei sali nella stringa del campo solare; essa è stata limitata inferiormente ad un valore pari a 2 kg/s in modo tale da poter raggiungere i 550°C anche in presenza di bassa radiazione solare pari a circa 320 W/m<sup>2</sup>.

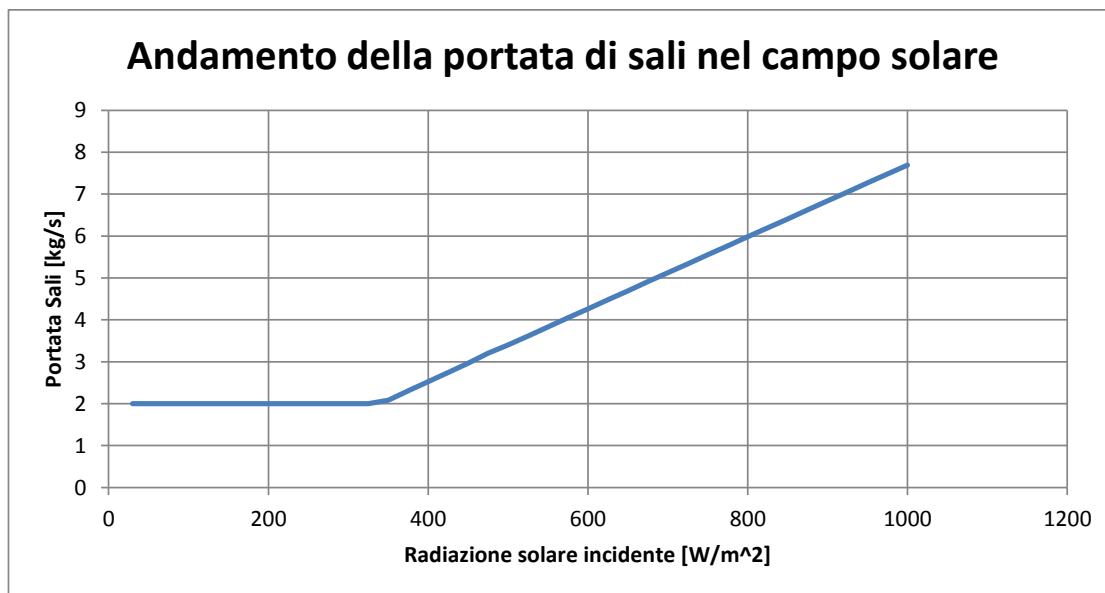


Figura 11: Portata di sali binari per stringa.

Entrando nella descrizione del funzionamento dell'impianto, ad inizio giornata tipicamente si ha radiazione bassa, il serbatoio caldo vuoto e quello freddo pieno, la portata in uscita dal campo solare è quindi pari al valore minimo imposto dal circuito e viene mandata tutta nel serbatoio freddo anche se ha una temperatura inferiore ai 290°C. La radiazione nell'arco della giornata aumenta, e di conseguenza anche la portata dei sali nel campo solare; quando la temperatura di uscita dal campo solare risulta maggiore del valore di soglia stabilito a 520°C, i sali vengono inviati al serbatoio caldo per essere accumulati e per produrre energia termica. Altrimenti se la temperatura del fluido è inferiore al valore di soglia viene fatto ricircolare nel serbatoio freddo per accumulare energia solare a più bassa temperatura da impiegare successivamente per compensare le dispersioni termiche del campo solare. Durante la fase di carico viene controllato il livello del serbatoio caldo in modo tale che la portata introdotta non sia maggiore della capacità disponibile nel contenitore. In questo modo durante le ore di radiazione solare, il serbatoio caldo si riempie, una parte dell'energia raccolta dal campo solare alimenta direttamente l'utenza, mentre la restante parte di energia accumulata nel serbatoio viene utilizzata quando non c'è più sufficiente radiazione solare. Infatti, quando la radiazione non è più sufficiente a soddisfare la richiesta dell'utenza, viene prelevato il fluido caldo precedentemente accumulato e mandato al GV; in questo modo si svuota il serbatoio caldo e si riempie nuovamente quello freddo e si riesce a fornire potenza termica ancora per qualche ora dopo il tramonto del sole.

Un possibile problema che può nascere durante il funzionamento annuale dell'impianto è quello relativo ai mesi estivi dove si ha una radiazione solare molto alta, quindi può succedere che ricircolando i sali caldi ( $T_{rif} < 520^\circ\text{C}$ ) nel serbatoio freddo si ha un eccessivo innalzamento della sua temperatura con conseguente innalzamento della temperatura del fluido in ingresso al campo solare. A questo punto i sali in uscita dai

collettori arriverebbero a temperature superiori ai 550°C con conseguenze dannose per l'integrità dell'impianto. In questo caso quindi bisognerà pensare di mettere fuori fuoco uno o più collettori.

#### 4.1.2 Procedimento di calcolo

Come prima cosa si dimensiona il campo solare secondo la procedura precedentemente esposta. Conoscendo la potenza elettrica dell'impianto ( $P_e$ ), imponendo un rendimento di trasformazione termico-elettrico ( $\eta_{th}$ ) del ciclo Rankine, ricavato con un'appropriata simulazione mediante il software GateCycle (par. 5), si ricava la potenza termica ( $P_t$ ) richiesta al campo solare:

$$P_e = 50 \text{ MWe}$$

$$\eta_{th} = 0,407$$

$$P_t = 122,85 \text{ MWth}$$

A questo punto quindi si può calcolare la superficie riflettente necessaria per produrre la potenza termica richiesta.

$$S = P_t * SM / (I * \eta_{cs})$$

Conoscendo la superficie totale ed imponendo che la stringa sia composta da 8 collettori, si arriva a determinare il numero di collettori e conseguentemente il numero di stringhe.

Il Solar Multiple (SM) è un fattore moltiplicativo che tiene conto dell'accumulo; tipicamente per un accumulo tra 7÷ 7,5 ore è pari a 2.

In Tabella 3 vengono riportati sia i dati di input (evidenziati azzurro) che i risultati ottenuti per il dimensionamento del campo solare.

**Tabella 3: Dati principali del campo solare**

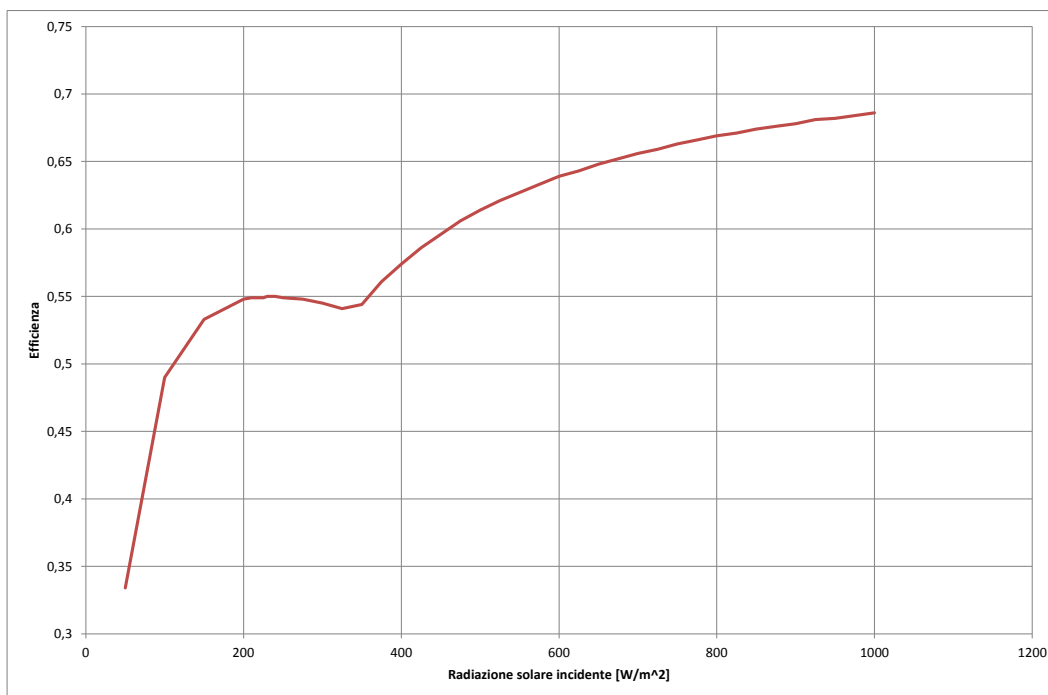
<i>Dimensionamento campo solare</i>	<i>u.m.</i>	
$P_{Gvth}$	MWth	122,85
Rendimento ciclo Rankine		0,407
Radiazione nominale incidente	kW/m <sup>2</sup>	0,85
Rendimento nominale del campo solare		0,684
Superficie riflettente	m <sup>2</sup>	423168
Numero di stringhe		95
Numero di collettori per stringa		8
Numero di collettori		760

**Tabella 4: Dati principali per il sistema di accumulo**

<i>Sistema di accumulo</i>	<i>u.m.</i>	
<i>E<sub>acc</sub></i>	<i>kWh</i>	921375,92
<i>Temperatura serbatoio caldo</i>	<i>°C</i>	550
<i>Temperatura serbatoio freddo</i>	<i>°C</i>	290
<i>Entalpia fluido caldo</i>	<i>kJ/kg</i>	468,39
<i>Entalpia fluido freddo</i>	<i>kJ/kg</i>	74,43
<i>Massa sali</i>	<i>Ton</i>	8419,47

Una volta definite le grandezze principali del campo solare si passa al dimensionamento del sistema di accumulo calcolando la massa di sali necessaria al soddisfacimento delle richieste da parte dell’utenza. Nel nostro caso è stato fissato un accumulo giornaliero di circa 7,5 ore quindi, conoscendo la temperatura massima e minima del sistema, si può valutare la massa dei sali binari necessaria. In Tabella 4 vengono riassunti i dati principali.

A questo punto è stato valutato il rendimento dei collettori solari (Figura 12) che dipende dalla radiazione e dalla temperatura del fluido in ingresso, che in questo caso è fissata pari a 290°C.



**Figura 12: Andamento dell’efficienza di stringa in funzione della radiazione solare incidente.**

E’ possibile a questo punto eseguire una prima valutazione del bilancio energetico e di portata di tutto il circuito partendo dai dati calcolati in precedenza.

Il primo passo è stato il bilancio del generatore di vapore per valutare la portata di sali ( $m_{sali}$ ) necessaria per avere la potenza richiesta che risulta pari a 312 kg/s:

$$m_{sali} = \frac{P_{GV}}{h_{out} - h_{in}}$$

le entalpie sono calcolate alle temperature di funzionamento del generatore di vapore:

$$h_{out} = h(290)$$

$$h_{in} = h(550)$$

Come già detto la portata di sali nel campo solare, è variabile e dipende dalla radiazione; la relazione è stata valutata tramite una simulazione fatta con il software di calcolo EES. Sappiamo che la potenza termica del campo solare in funzione della radiazione è data da:

$$P_{CS} = S * I * \eta(I)$$

dove

- S: superficie dei collettori ( $m^2$ );
- I: radiazione solare ( $W/m^2$ );
- $\eta(I)$ : rendimento.

Nel caso in cui la radiazione solare è nulla, i sali che passano all'interno dei tubi ricevitori alla temperatura di circa 290°C disperdono una certa quantità di potenza ( $P_{loss}$ ) che è stata valutata pari a 120 kW per stringa.

Conoscendo la potenza termica raccolta dal campo solare si può calcolare la temperatura di uscita del sale:

$$P_{CS} = m_1(h_2 - h_1)$$

- $P_{CS}$ : potenza del campo solare;
- $m_1$ : portata del sale nel campo solare;
- $h_1$ :  $h(290^\circ C)$ ;

$$h_2 = \frac{P_{CS}}{m_1} + h_1$$

In questo modo calcolo la potenza termica fornita dal campo solare al netto delle dispersioni termiche ( $P_1$ ) e la temperatura di uscita del sale:

$$P_1 = P_{CS} - P_{loss}$$

A questo punto, in base alla logica di funzionamento già esposta nel paragrafo precedente, il fluido viene mandato al serbatoio caldo. Dal serbatoio caldo si preleva la quantità di sale necessaria allo scambiatore di calore per avere la potenza richiesta dall'utenza, il sale poi esce dal GV ad una temperatura di 290°C e viene mandato al serbatoio freddo dal quale poi torna in circolo all'interno del campo solare.

Nel nostro caso la presenza di una caldaia di integrazione a combustibile fossile è stata prevista solo per compensare le perdite notturne.

Sono stati effettuati i bilanci di massa e di energia in ogni punto dell'impianto in regime transitorio con un intervallo temporale di un'ora coprendo un arco temporale di un anno, in questo modo è stato possibile valutare la produttività annuale dell'impianto in questione.

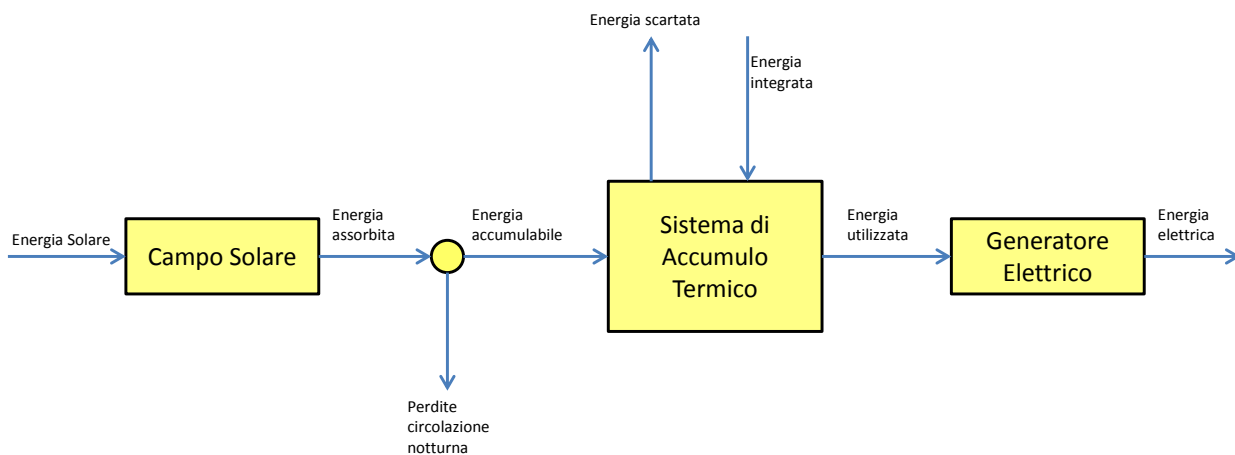
### 4.1.3 Risultati tecnici

Si è visto come le dimensioni dell'accumulo influiscano notevolmente sulla produttività dell'impianto; infatti se la massa di sali accumulata è inferiore a quella relativa alla potenza che si potrebbe accumulare durante il giorno, una parte di questa viene dispersa; è vero però che bisogna arrivare ad un giusto compromesso tra costi del sistema di accumulo e potenza dispersa.

La massa di sali presenti nell'accumulo è stata valutata in funzione delle ore di accumulo richieste (7,5h) e risulta pari a circa 8500 tonnellate. Fissate quindi le dimensioni dell'accumulo è possibile effettuare una valutazione delle potenze termiche in gioco, per valutare le quali è stato utilizzato lo schema semplificato riportato in Figura 13.

Dalla curva oraria della radiazione solare efficace (energia solare), utilizzando la superficie captante totale del campo solare e la curva di efficienza della stringa di collettori di Figura 12, viene valutata l'energia termica assorbita dal fluido (energia assorbita).

Questa, depurata dalle perdite termiche relative alla circolazione notturna (perdite circolazione notturna), rappresenta l'energia che potenzialmente può essere immagazzinata nel sistema di accumulo (energia accumulabile).



**Figura 13: Bilancio annuale di energia del sistema**

Come già detto in precedenza, è necessario mantenere una portata di sali all'interno del campo solare anche nei periodi di mancanza di radiazione solare (notte e giornate nuvolose), ma rappresenta una perdita di energia per il sistema.

Le perdite termiche del solo campo solare sono state valutate in circa 120 kW per stringa, che moltiplicato il numero di stringhe (95 stringhe) sono pari per l'intero campo solare a circa 11,4 MW.

A causa della dimensione del sistema di accumulo, una parte dell'energia accumulabile verrà scartata in corrispondenza dei periodi in cui il serbatoio caldo è pieno (*energia scartata*), quando invece è presente la circolazione notturna è previsto un'integrazione per mantenere il campo solare a temperatura costante e pari a 290°C (*energia integrata*).

La riduzione dell'energia raccolta dal campo solare in corrispondenza dei periodi di accumulo saturo, viene effettuata mettendo fuori produzione alcune stringhe di collettori (messa fuori fuoco dei tubi ricevitori).

L'energia termica solare che annualmente incide sulla superficie dei collettori è pari a **658,54 GWh**; l'energia che invece viene trasferita al fluido è pari a **411,5 GWh** cui corrisponde un rendimento medio di raccolta annuo pari al **62,5%**. Calcolando le perdite per la circolazione notturna, che risultano pari circa a **64,2 GWh**, l'energia accumulabile è pari circa a **355,3 GWh**. A causa delle dimensioni e della massa di sali presenti all'interno dei serbatoi già fissati in precedenza, una parte dell'energia accumulabile viene dispersa in quanto la capacità di accumulo del sistema risulta satura (*energia scartata = 24,4 GWh*). Dal momento che si è scelto di utilizzare una caldaia di integrazione esclusivamente per sopperire alle perdite notturne del campo solare, l'energia fornita dalla suddetta caldaia risulta essere pari a **32,3 GWh**.

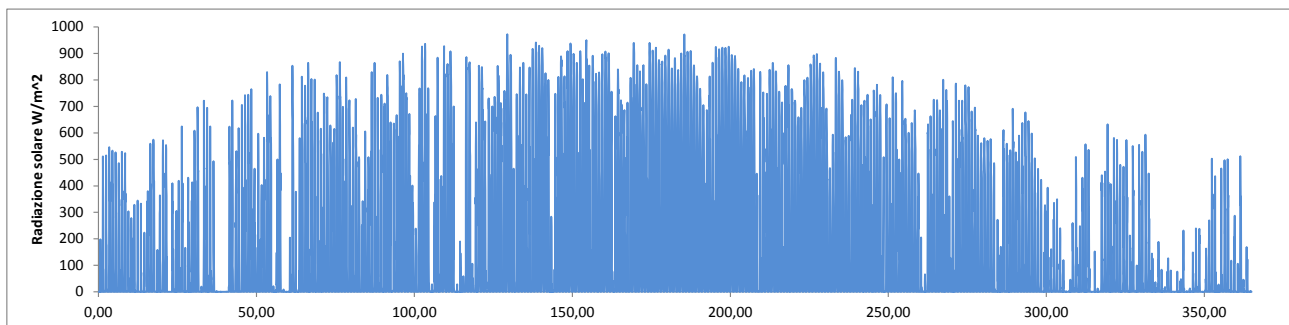
In conclusione il campo solare fornisce un'energia termica pari a **2892** ore equivalenti annue alla potenza nominale del GV, che è di **122,85 MW** termici.

La Figura 14 mostra l'andamento della radiazione efficace (ANI) e la potenza termica assorbita dal campo solare, mentre la Figura 15 mette in evidenza i flussi termici del sistema. In Tabella 5 sono riassunti i principali dati energetici.

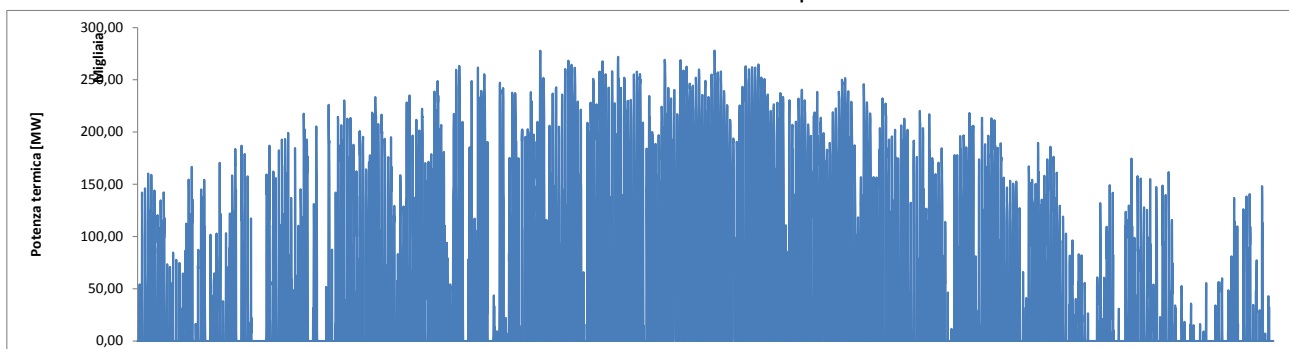
**Tabella 5: Riepilogo principali dati energetici**

<b>Principali dati energetici</b>	<i>u.m.</i>	
<i>Radiazione diretta normale</i>	<i>kWh/(m<sup>2</sup>a)</i>	1936
<i>Radiazione efficace (ANI)</i>	<i>kWh/(m<sup>2</sup>a)</i>	1556
<i>Energia solare sul piano dei collettori</i>	<i>GWht/a</i>	658,54
<i>Energia solare trasferita al fluido</i>	<i>GWht/a</i>	411,5
<i>Rendimento medio annuo di raccolta</i>	<i>%</i>	62,5
<i>Energia solare massima accumulabile</i>	<i>GWht/a</i>	355,3
<i>Energia scartata</i>	<i>GWht/a</i>	24,4
<i>Perdite circolazione notturna</i>	<i>GWht/a</i>	64,2
<i>Frazione di integrazione</i>	<i>%</i>	15,30

**Radiazione efficace**



**Potenza termica assorbita dal campo solare**



**Figura 14: Andamento delle principali potenze in gioco.**

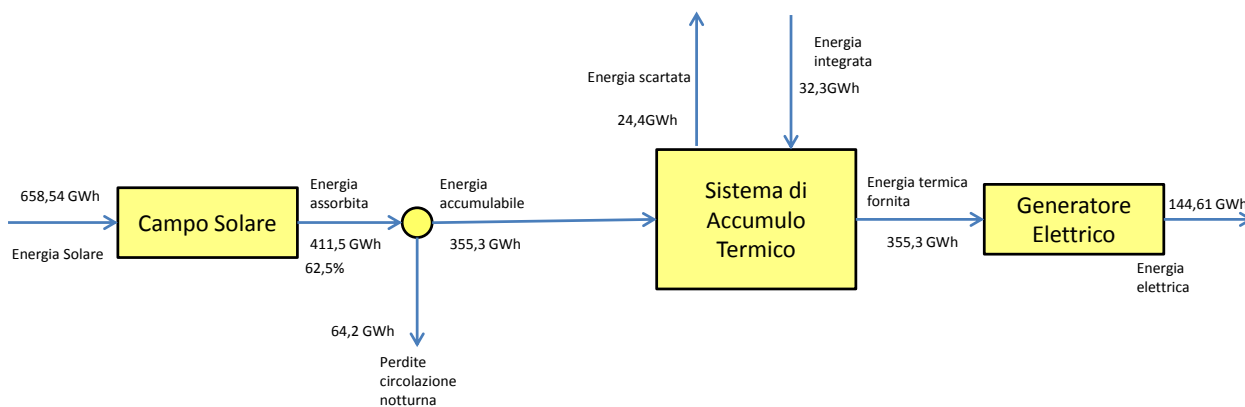


Figura 15: Flussi termici del sistema

## 4.2 Campo solare ad olio con accumulo a sali binari

### 4.2.1 Descrizione generale

Di seguito (Figura 16) viene rappresentata schematicamente la soluzione impiantistica con campo solare ad olio ed accumulo termico a sali binari con due serbatoi.

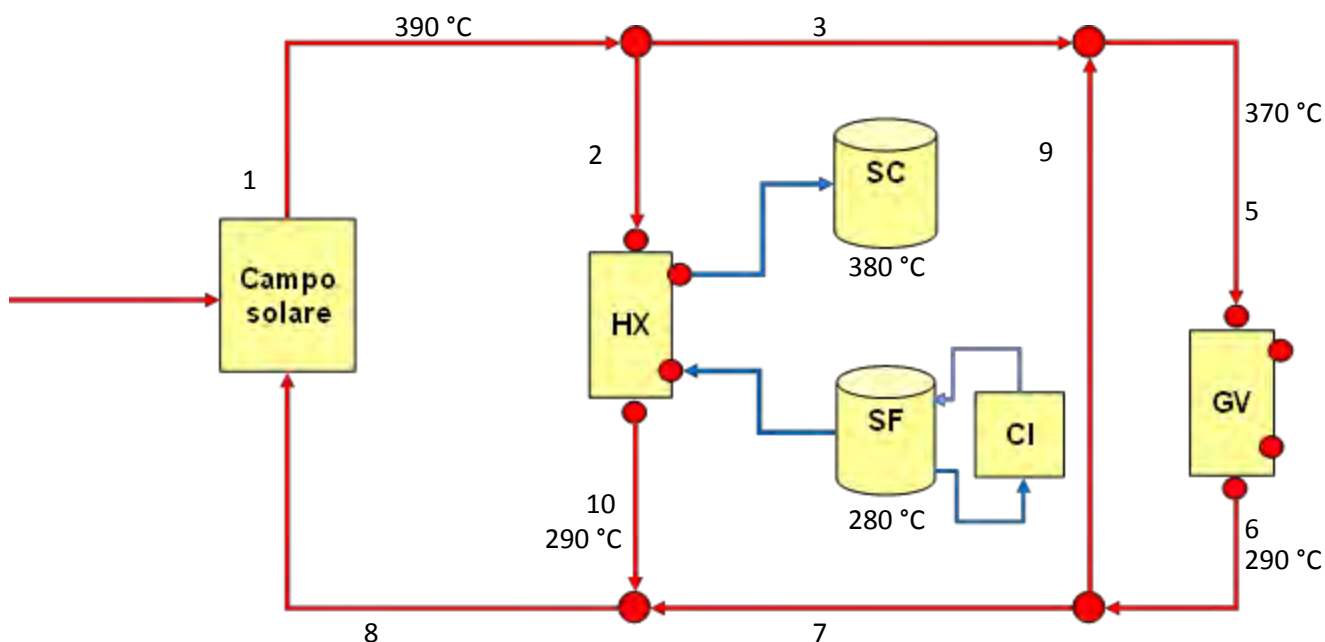


Figura 16: Schema impiantistico con campo solare ad olio ed accumulo a sali con due serbatoi.

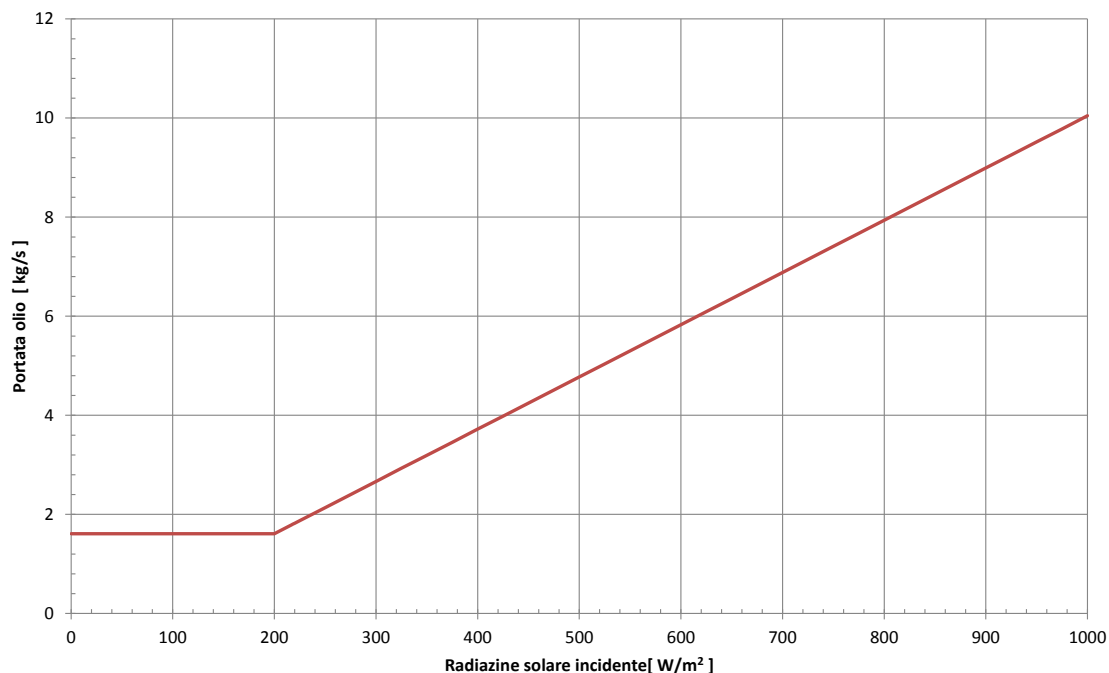
Nel campo solare, a differenza del caso precedente, circola olio diatermico (Therminol VP1), mentre l'accumulo termico viene realizzato con i sali binari.

Poiché i sali non possono scendere al di sotto dei 238°C per problemi di congelamento, si è dovuto fissare la temperatura minima del serbatoio freddo pari a 280°C; la temperatura del serbatoio caldo invece è stata limitata a 380°C.

Con queste limitazioni dovute ai fluidi di lavoro, sono fissate di conseguenza le temperature in ingresso ed in uscita dello scambiatore (ipotizzando un  $\Delta T=10^\circ C$ ).

A causa del limite superiore sulla temperatura di esercizio dell'olio, bisognerà provvedere ad una regolazione di portata all'interno del campo solare in funzione dell'intensità della radiazione.

In Figura 17 è mostrato l'andamento della portata di olio per stringa; essa è stata limitata inferiormente ad un valore pari a 1,8 kg/sec per mantenere una velocità del fluido adeguata allo scambio termico.



**Figura 17: Portata di olio per stringa.**

Entrando nel dettaglio dell'impianto, quando la potenza termica fornita dal campo solare è maggiore di quella richiesta dall'utenza parte della portata di olio viene deviata nello scambiatore di calore così da scaldare il sale che incomincia a circolare dal serbatoio freddo, inizialmente pieno, a quello caldo, inizialmente vuoto.

In questo modo viene accumulata l'energia termica solare in eccesso, questa poi verrà riutilizzata quando il campo solare non sarà più in grado di fornire la potenza richiesta.

Durante questa prima fase, detta di *carica dell'accumulo*, l'olio entrerà nello scambiatore a 390°C, temperatura massima che può raggiungere, ed uscirà a 290°C, mentre il sale si scalderà da 280°C (temperatura del serbatoio freddo) a 380°C (temperatura del serbatoio caldo).

Nel momento in cui la potenza termica fornita dal campo solare è minore di quella richiesta dal generatore di vapore, verrà scaricato l'accumulo (*fase di scarica*) invertendo i flussi all'interno dello scambiatore.

In questa fase di scarica parte della portata di olio in uscita dal GV verrà deviata allo scambiatore, contemporaneamente il sale circolerà dal serbatoio caldo a quello freddo cedendo calore all'olio che entrerà a 290°C ed uscirà a 370°C.

E' prevista un' integrazione con una caldaia a combustibile fossile esclusivamente per sopperire alle perdite notturne, quando cioè si ha radiazione nulla.

#### 4.2.2 Procedimento di calcolo

Come primo passo si dimensiona il campo solare secondo la procedura precedentemente esposta. Conoscendo la potenza elettrica del Generatore di Vapore ed imponendo un rendimento del ciclo Rankine si ricava la potenza termica richiesta al campo solare.

$$P_e = 50 \text{ MWe}$$

$$\eta_{th} = 0,37$$

$$P_t = 132,72 \text{ MWth}$$

A questo punto si può calcolare la superficie riflettente necessaria per produrre la potenza termica richiesta.

$$S = P_t * SM / (I * \eta_{cs})$$

Conoscendo la superficie totale ed imponendo che la stringa sia composta da 6 collettori, si arriva a determinare il numero di collettori e conseguentemente il numero di stringhe.

Il Solar Multiple (SM) anche in questo caso è stato fissato a 2 relativo a 7-7,5 ore.

In Tabella 6 vengono riportati sia i dati di ingresso (evidenziati in azzurro) che i risultati ottenuti per il dimensionamento del campo solare.

**Tabella 6: Dati principali del campo solare.**

<b>Dimensionamento campo solare</b>	<b>u.m</b>	
<i>P<sub>GVth</sub></i>	<i>MWth</i>	132,722
<i>Rendimento ciclo Rankine</i>		0,3684
<i>Radiazione incidente media <math>\bar{I}</math></i>	<i>kW/m<sup>2</sup></i>	0,85
<i>Rendimento medio campo solare <math>\bar{\eta}</math></i>		0,7
<i>Superficie riflettente</i>	<i>m<sup>2</sup></i>	457689,6
<i>Numero di stringhe</i>		137
<i>Numero di collettori per stringa</i>		6
<i>Numero di collettori</i>		822

Si è deciso di utilizzare una stringa con 6 collettori e non 8 come nel caso del campo solare a sali binari, in quanto le perdite di carico sarebbero state troppo elevate.

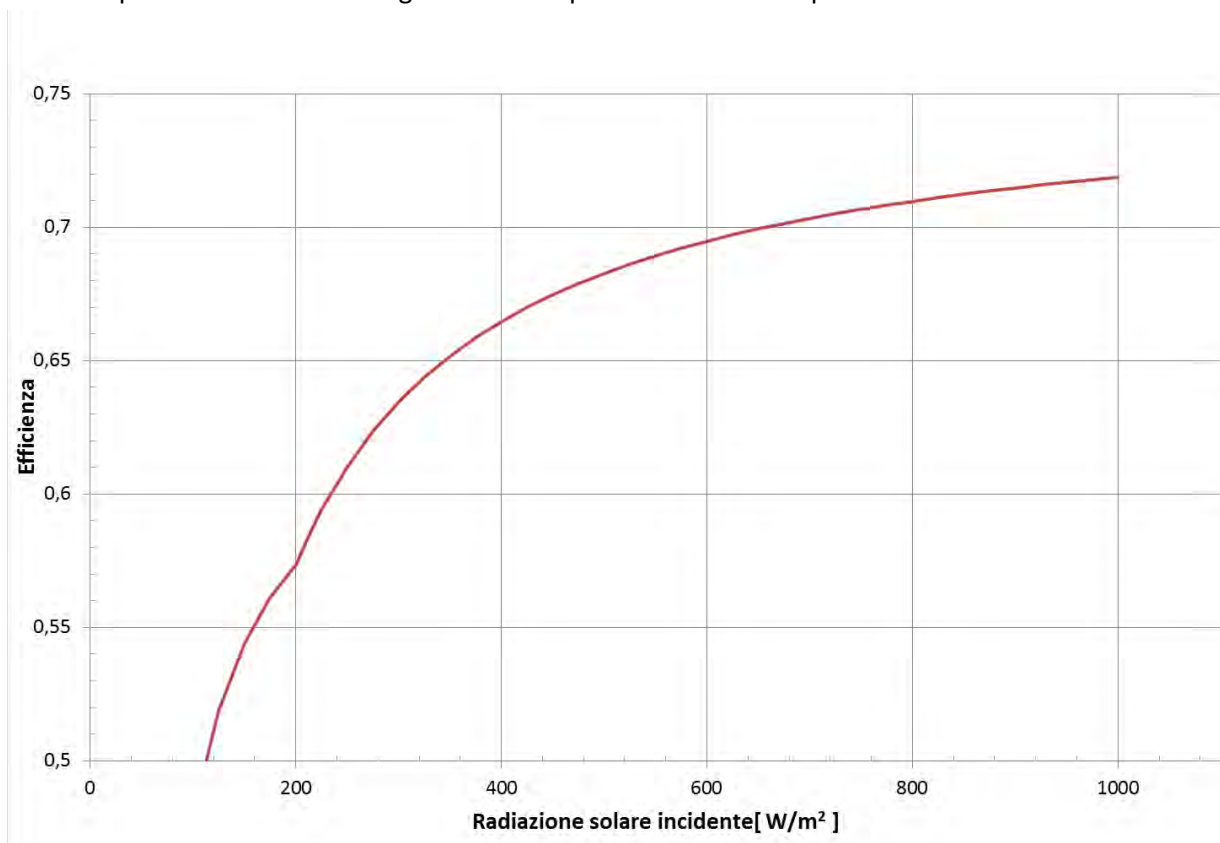
Una volta definite le grandezze principali del campo solare si può passare al dimensionamento del sistema di accumulo calcolando la massa di sali necessaria al soddisfacimento delle richieste da parte dell'utenza.

Nel nostro caso è stato fissato un accumulo pari a 7,5 ore quindi conoscendo la temperatura massima e minima del sistema si può valutare la massa dei sali binari necessaria. In Tabella 7 vengono riassunti i dati principali.

**Tabella 7: Dati principali per il sistema di accumulo.**

<b>Sistema di accumulo</b>	<b>u.m</b>	
<i>E<sub>acc</sub></i>	<i>MWh</i>	1017,92
<i>Temperatura serbatoio caldo</i>	<i>°C</i>	380
<i>Temperatura serbatoio freddo</i>	<i>°C</i>	280
<i>Entalpia fluido caldo</i>	<i>kJ/kg</i>	209,48
<i>Entalpia fluido freddo</i>	<i>kJ/kg</i>	59,51
<i>Massa sali</i>	<i>Ton</i>	24433,88

A questo punto è stato valutato il rendimento dei collettori solari (Figura 18) che dipende dalla radiazione e dalla temperatura del fluido in ingresso che in questo caso è fissa e pari a 290°C.



**Figura 18: Andamento dell'efficienza di stringa in funzione della radiazione solare incidente.**

E' possibile ora eseguire una prima valutazione del bilancio energetico e di portata di tutto il circuito partendo dai dati calcolati in precedenza.

Il primo passo è il bilancio del generatore di vapore, per valutare la portata di olio necessaria ad avere la potenza richiesta ( $m_{olio}=688,4 \text{ kg/s}$ ):

$$m_{olio} = \frac{P_{GV}}{h_{out} - h_{in}}$$

le entalpie sono calcolate alle temperature di funzionamento del generatore di vapore:

$$h_{out} = h(290)$$

$$h_{in} = h(370)$$

Come già detto la portata di olio nel campo solare, in questo caso, è variabile e dipende dalla radiazione; la relazione è stata valutata tramite una simulazione fatta con il software di calcolo EES. La potenza del campo solare in funzione della radiazione è data da:

$$P_{CS} = S * I * \eta_{CS}(I)$$

dove

- S: superficie dei collettori ( $m^2$ );
- I: radiazione solare ( $W/m^2$ );
- $\eta_{CS}(I)$ : rendimento.

Nel caso in cui la radiazione solare è nulla, l'olio che passa all'interno dei tubi ricevitori alla temperatura di circa 290°C disperde una certa quantità di potenza che è stata valutata pari a:  $P_{loss}=90$  kW per stringa.

Conoscendo la potenza termica raccolta dal campo solare si può calcolare la temperatura di uscita dell'olio:

$$P_{CS} = m_1(h_1 - h_8)$$

- $P_{CS}$ : potenza del campo solare;
- $m_1$ : portata dell'olio nel campo solare;
- $h_8$ :  $h(290^\circ C)$ ;

$$h_1 = \frac{P_{CS}}{m_1} + h_8$$

In questo modo, conosco la potenza termica fornita dal campo solare al netto delle dispersioni termiche ( $P_1$ ) e la temperatura di uscita dell'olio:

$$P_1 = P_{CS} - P_{loss}$$

A questo punto occorre eseguire un primo controllo, sulla potenza termica  $P_1$  appena determinata: se è minore della potenza richiesta dal generatore di vapore, viene mandata tutta al circuito secondario senza accumulare, altrimenti se la potenza  $P_1$  è maggiore di quella richiesta dal GV la differenza viene accumulata.

La quantità di energia termica che è possibile accumulare dipende dalla massa dei sali presente nei serbatoi di accumulo; nel caso in cui la potenza disponibile nel sistema di accumulo sia minore di quella raccolta dal campo solare, si avrà una certa quantità di energia scartata. Nel momento in cui il serbatoio freddo si svuota non viene più deviata portata verso lo scambiatore perché l'accumulo è pieno, se la potenza fornita dal campo solare nel punto 3 è maggiore di quella richiesta, la portata  $M_2$  risultante viene fatta ricircolare a valle del campo solare.

Per quanto riguarda il sistema di accumulo, è doveroso precisare che è possibile accumulare solo se la potenza del campo solare è maggiore di quella che serve al GV, quindi si accumula tanta potenza quanta se ne ha a disposizione nel serbatoio freddo in funzione della massa di sali presente; una volta svuotato il serbatoio freddo, la potenza in eccesso è dispersa. La riduzione dell'energia raccolta dal campo solare in corrispondenza dei periodi di accumulo saturo è effettuata mettendo fuori produzione alcune stringhe di collettori (messa fuori fuoco dei tubi ricevitori).

Con questa configurazione di impianto è possibile alimentare il generatore di vapore contemporaneamente da campo solare e da accumulo. Inizialmente si alimenta il GV esclusivamente da campo solare, quando poi la radiazione cresce, una parte dell'olio riscaldato dal sole viene inviata allo scambiatore di calore per scaldare i sali provenienti dal serbatoio freddo fino ad una temperatura di 380°C corrispondente a quella del serbatoio caldo; in questo modo ci si trova nella fase di carica del sistema di accumulo. Nel momento in cui il sale è stato trasferito completamente nel serbatoio caldo e la radiazione solare è insufficiente a garantire la potenza richiesta dal generatore di vapore, inizia la fase di scarica dell'accumulo, una parte di olio proveniente dal GV viene deviata nello scambiatore in senso opposto al precedente e si scalda attraverso i sali che fluiscono dal serbatoio caldo a quello freddo.

Nel nostro caso è stata prevista la presenza di una caldaia di integrazione a combustibile fossile esclusivamente per compensare le perdite notturne.

Sono stati effettuati i bilanci di massa e di energia in ogni punto dell'impianto in regime transitorio con un intervallo temporale di un'ora coprendo un arco temporale di un anno, in questo modo è stato possibile valutare la produttività annuale dell'impianto in questione.

#### 4.2.3 Individuazione dello scambiatore di calore per il disaccoppiamento più idoneo

In questa tipologia d'impianto è di fondamentale importanza lo studio dello scambiatore di calore che unisce il circuito a olio con quello a sali.

Questo scambiatore, infatti, deve essere in grado di scambiare, nella maniera più efficiente possibile, il calore acquisito dal campo solare mediante l'olio, con quello del sistema di accumulo che invece si serve di sali fusi binari.

Come prima spiegato, in condizioni di irraggiamento superiori alla richiesta termica del generatore di vapore, lo scambiatore dovrà essere in grado di raffreddare l'olio proveniente dal campo solare da 390 a 290 °C e riscaldare il sale proveniente dal serbatoio freddo da 280 a 380 °C.

Al contrario, in condizioni di irraggiamento inferiori alla richiesta termica necessaria alla produzione elettrica voluta, lo scambiatore dovrà riscaldare l'olio fino a 370 °C a spese del sale che dal serbatoio freddo, a 380 °C, si porterà a 280 °C.

Naturalmente, siccome l'irraggiamento non è costante, durante la giornata, la portata di olio entrante nello scambiatore sarà variabile.

Lo scambiatore, tuttavia, dovrà essere dimensionato per le condizioni di funzionamento nominale.

Al fine di elaborare una valutazione tecnico-economica quanto più accurata possibile, data la peculiarità di questa caratteristica rispetto agli impianti in essere, si è pensato di calcolare un dimensionamento di massimo dell'apparecchiatura. Questa esigenza è dovuta al fatto di non introdurre variabili troppo incerte nell'analisi economica.

Come tipologia di scambiatore si è scelta quella più classica per questo tipo di impianti e cioè quella a fascio tubiero, ma nel paragrafo 4.3.3 sarà anche analizzata la tipologia a piastre.

L'apparecchiatura a fascio tubiero consiste in un insieme di tubi in parallelo nei quali viene fatto scorrere l'olio diatermico che si riscalda o si raffredda in virtù del calore sottratto o fornito al sale binario che scorre in controcorrente nel mantello dello scambiatore, cioè nell'involucro cilindrico che ricopre il fascio tubiero. Per rendere più turbolento il cammino del sale e quindi migliorare lo scambio termico vengono inseriti dei diaframmi nel mantello stesso. Il sale entra da appositi bocchelli posti nel mantello stesso mentre l'olio deve essere convogliato mediante bocchelli posti nelle testate.

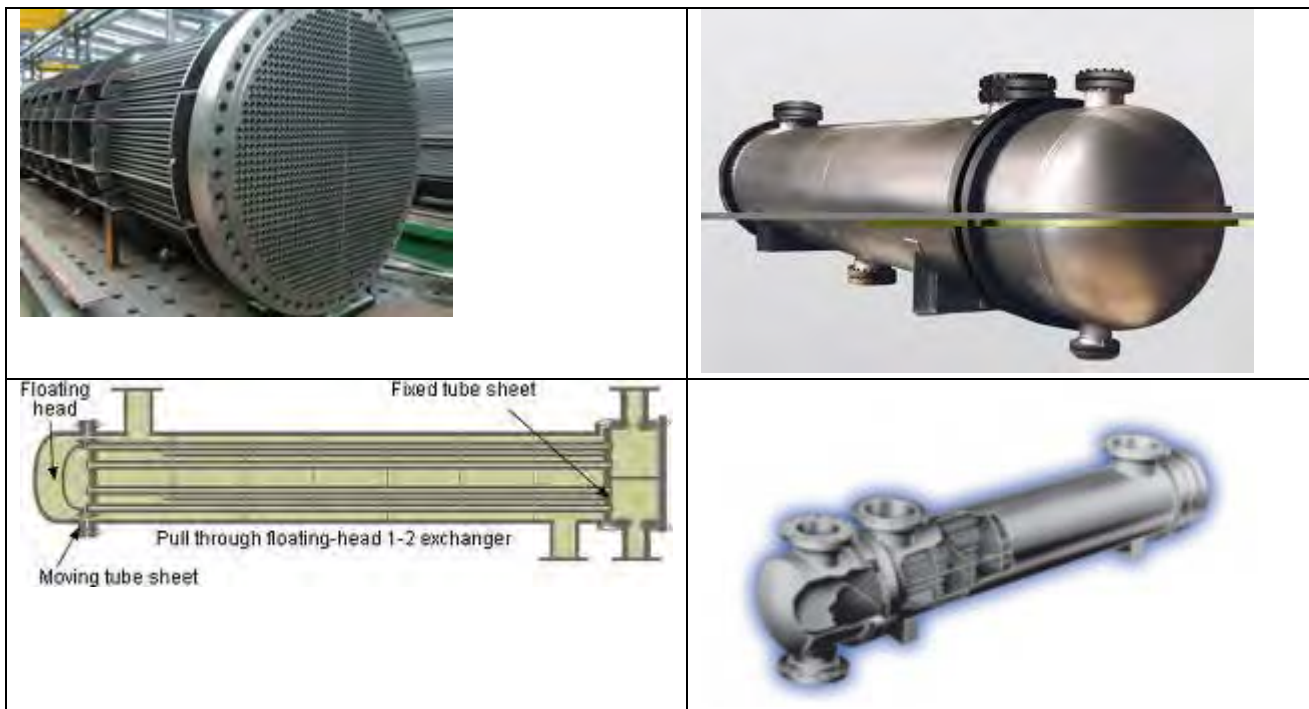
Gli scambiatori a fascio tubiero hanno il vantaggio di essere commerciali, di avere una tecnologia matura e di adattarsi ad una molteplicità di fluidi e di condizioni. Le dimensioni vanno dalla frazione di m<sup>2</sup> fino a 1000

m<sup>2</sup> di superficie di scambio per il tipo a testa flottante. I loro costi specifici, a parità di superficie di scambio, diminuiscono all'aumentare della dimensione.

Poiché la taglia scelta per la presente analisi è di 50 MWe e quindi di circa 135 MW<sub>th</sub>, conviene utilizzare scambiatori di grandi dimensioni.

Dal calcolo effettuato, in effetti, si evince che la superficie necessaria sia quasi di 45000 m<sup>2</sup> e quindi serviranno almeno 45 scambiatori di questo tipo e di grande dimensione, in parallelo.

Quest'ultimo aspetto favorisce anche una conveniente modularità dell'impianto stesso, per adattarsi alle diverse esigenze di carico termico.



**Figura 19: particolari di uno scambiatore a fascio tubiero a testa flottante.**

Di seguito è riassunto il metodo di calcolo utilizzato.

La superficie di scambio è ricavata con la equazione generale per lo scambio termico:

$$A_0 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dQ}{U_D(T-t)}$$

Siccome, nel nostro caso, i due fluidi in gioco non subiscono variazioni di fase e supponendo costante U<sub>D</sub> nel range di temperature stimato (si prenderà il valore medio), l'equazione per ricavare la superficie di scambio sarà:

$$A_0 = Q/(F_T * U_D * DT_{LM})$$

$$\text{con } DT_{ML} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)]}$$

ed F<sub>T</sub> un fattore correttivo che tiene conto della tipologia di scambiatore utilizzato, del quale si possono trovare i valori in manuali specializzati [R 2].

Si è tenuto conto anche dello sporco dei fluidi che va a peggiorare le condizioni di scambio termico, per cui  $U_D$  è in effetti calcolato come:

$$1/U_D = 1/U_c + R_d' + R_d''$$

Il coefficiente  $U_c$  a sua volta è stato calcolato con l'equazione:

$$1/U_c = 1/h_{i0} + 1/h_s$$

$$\text{con } h_{i0} = h_i \cdot d_i / d_0$$

e trascurando il contributo dell'acciaio che è irrilevante rispetto a quello dei due fluidi in gioco, avendo un coefficiente di scambio molto più elevato.

Il calcolo del coefficiente di scambio interno ( $h_{i0}$ ), è stato effettuato mediante l'equazione:

$$j_H = Nu \cdot Pr^{-1/3}$$

$$\text{con } Nu = h_i \cdot d_i / k;$$

$$\text{e } Pr = c_{p_i} \cdot \mu_i / k_i;$$

$j_H$  è una funzione del numero di Reynolds ( $u_i \cdot d_i \cdot \rho_i / \mu_i$ )

per  $Re > 10000$

$$j_H = 1,86 \cdot Re^{0,8};$$

per  $2100 < Re < 10000$

$$j_H = 36,45 - (36,45 - 1,86 \cdot (Re \cdot d_i / L)^{1/3}) \cdot (1,2658 - 1,2658 \cdot 10^{-4} \cdot Re);$$

per  $Re < 2100$

$$j_H = 1,86 \cdot (Re \cdot d_i / L)^{1/3};$$

Per quanto riguarda il coefficiente di scambio esterno ( $h_s$ ), questo è valutato nel seguente modo:

calcolo del diametro del mantello:

$$D_s = 2a + \frac{n_p b}{m} \left[ 1 + \sqrt{1 + \frac{4P^2 n_t m}{n_p^2 b^2}} \right]$$

con  $P$  (in m) passo della maglia di tubi, le cui configurazioni più usuali sono triangolare e quadrata,  $a$ ,  $b$  ed  $m$  speciali coefficienti che dipendono dal tipo di maglia utilizzata,  $n_p$  numero di passaggi ed  $n_t$  numero dei tubi;

calcolo della sezione di passaggio:

$$a_s = \frac{D_s(P - d_0)B}{Pn_m}$$

Calcolo del flusso esterno ai tubi:

$$G_s = F_a/a_s$$

Calcolo di  $J_s$

$$J_s = 0,36 * Re_s^{0,55}$$

$$\text{con } Re_s = G_s * d_e / \mu$$

calcolo di Nu

$$Nu = J_s * Pr^{1/3}$$

da cui si ricava  $h_s$  con la:

$$Nu = h_s * d_e / k$$

$d_e$  è il diametro equivalente e dipende dalla tipologia di maglia scelta.

Tuttavia il coefficiente di scambio dipende da densità, viscosità, coefficiente di scambio termico, calore specifico, dipendenti dalla temperatura (par. 3) e velocità, che dipende dal numero e dimensione dei tubi e dei passaggi in essi cioè dalla superficie di scambio, che è il prodotto tra numero dei tubi e loro superficie esterna. Quest'ultima, però, è proprio la variabile che vogliamo trovare.

Si dovrà dunque impostare un calcolo iterativo, per il quale una volta trovato il coefficiente globale di scambio, ricavato da un numero di tubi di primo tentativo, si verificherà se questa è in grado di scambiare il calore voluto, mediante un nuovo calcolo della  $A_0$ , altrimenti si dovrà variare il numero e/o la dimensione dei tubi fino ad arrivare a convergenza.

Una volta trovato il risultato, tuttavia si dovrà verificare che le perdite di carico non siano troppo elevate, altrimenti si dovrà aumentare la dimensione, il numero dei tubi o la distanza fra di essi per diminuire la velocità all'interno e/o all'esterno dei tubi .

Le perdite di carico all'interno e all'esterno dei tubi sono state valutate mediante le seguenti equazioni:

$$DP_i = \frac{f_t G_t^2 L n_p}{2 \rho d_i \phi} + \frac{4 n_p G_t^2}{2 \rho}$$

$$DP_s = \frac{f_s G_s^2 D_s (N + 1)}{2 d_e \rho \phi}$$

Le dimensioni e le caratteristiche dello scambiatore utilizzato sono le seguenti (si noti che come numero di tubi, portate e superfici e superficie di scambio ci si riferisce a quella riguardante la somma di tutti gli scambiatori in parallelo, deputati a questo servizio).

**Tabella 8: risultati del dimensionamento scambiatore di collegamento circuito olio/sali binari**

Calore da scambiare	MW	133
Temperatura ingresso fluido caldo	°C	390
Temperatura uscita fluido caldo	°C	290
Temperatura ingresso fluido freddo	°C	280
Temperatura uscita fluido freddo	°C	380
Diametro interno tubi	m	0,0136
Lunghezza tubi	m	6,1
Numero tubi		135000
Numero passaggi nei tubi		12
Portata all'interno dei tubi	kg/s	552,43
Sezione di passaggio del fluido	m <sup>2</sup>	1,633
Flusso di materia all'interno dei tubi	kg/(s*m <sup>2</sup> )	338,20
Conducibilità termica media interna	W/(m*K)	0,075
Calore specifico medio interno	J/kg*K	2446
Viscosità media interna	Pa*s	0,000202
Densità media interna	kg/m <sup>3</sup>	767,4
Coeff. sc scambio interno (hi0)	W/(m <sup>2</sup> *K)	575,5
Perdite di carico totali interne	Bar	0,17
Diametro esterno tubi	m	0,0172
Conducibilità termica esterna	W/(m*K)	0,51
Calore specifico esterno	J/kg*K	1500
Viscosità esterna	Pa*s	0,0027
Densità esterna	kg/m <sup>3</sup>	1880
Distanza tra i tubi	m	0,11
Diametro equivalente	m	0,876
Numero passaggi nei tubi		12
Numero passaggi mantello		6
Portata fluido esterno tubi	kg/s	901,0
Flusso esterno tubi	kg/(s*m <sup>2</sup> )	6,4
Coefficiente di scambio esterno ai tubi	W/(m <sup>2</sup> )	1415,8
Sporcamento interno	m <sup>2</sup> /W	0,00017
Sporcamento esterno	m <sup>2</sup> /W	0,00017
Coefficiente di scambio globale	W/(m <sup>2</sup> *K)	358,67
<b>Superficie di scambio</b>	<b>m<sup>2</sup></b>	<b>44476</b>

#### 4.2.4 Risultati tecnici

Abbiamo visto come le dimensioni dell'accumulo influiscano notevolmente sul rendimento globale dell'impianto; infatti, se la massa accumulata è inferiore a quella relativa alla potenza che si potrebbe accumulare durante il giorno, una parte di questa verrebbe dispersa; è vero però che occorre arrivare ad un giusto compromesso tra costi del sistema di accumulo e potenza dispersa.

La massa di sali presenti nell'accumulo è stata valutata in funzione delle ore di accumulo richieste (7,5h) e risulta pari a circa 24433,88 tonnellate. Fissate quindi le dimensioni dell'accumulo è possibile effettuare una valutazione delle potenze termiche in gioco, per valutare le quali è stato utilizzato lo schema semplificato riportato in Figura 20.

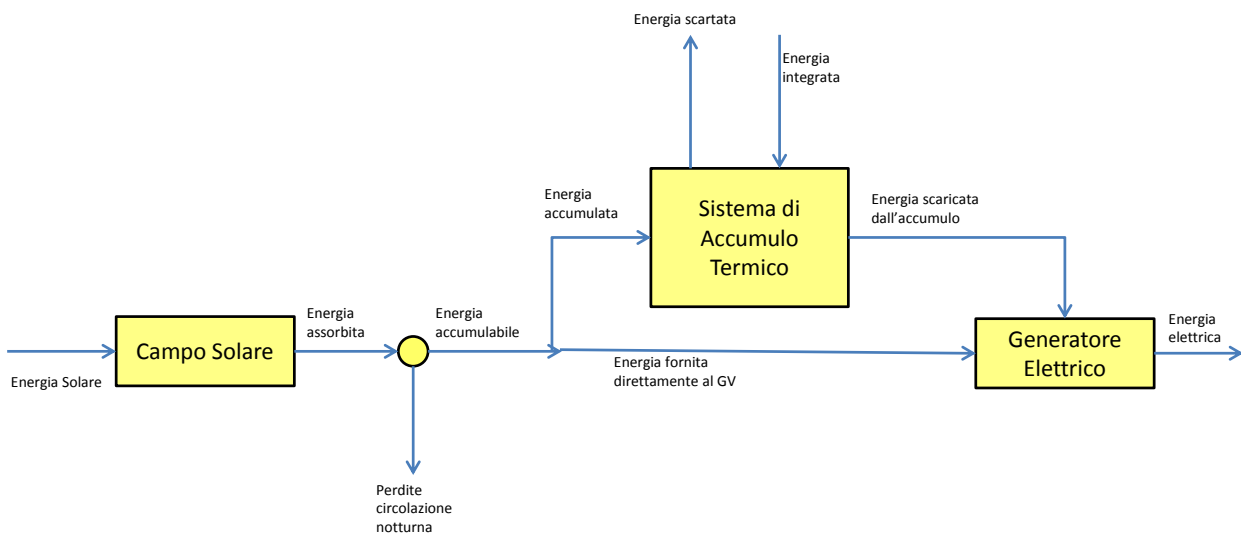


Figura 20: Bilancio annuale di energia del sistema

Dalla curva oraria della radiazione solare efficace (*energia solare*), utilizzando la superficie riflettente totale del campo solare e la curva di efficienza media della stringa di collettori di Figura 18, viene valutata l'energia termica assorbita dal fluido (*energia assorbita*). Questa, depurata dalle perdite termiche relative alla circolazione notturna (*perdite circolazione notturna*), rappresenta l'energia che potenzialmente può essere immagazzinata nel sistema di accumulo (*energia accumulabile*). Come già detto in precedenza, è necessario mantenere una portata di olio all'interno del campo solare anche nei periodi di mancanza di radiazione solare (notte e giornate nuvolose), ma rappresenta una perdita di energia per il sistema.

Le perdite termiche del solo campo solare sono state valutate in circa 90 kW per stringa, che moltiplicato il numero di stringhe (137 stringhe) sono pari per l'intero campo solare a circa 12,33 MW.

A causa della dimensione del sistema di accumulo, come già detto in precedenza, una parte dell'energia accumulabile verrà scartata in corrispondenza dei periodi in cui il serbatoio caldo è pieno (*energia scartata*), quando invece è presente la circolazione notturna è previsto un'integrazione per mantenere il campo solare a temperatura costante e pari a 290°C (*energia integrata*).

La riduzione dell'energia raccolta dal campo solare in corrispondenza dei periodi di accumulo saturo, viene effettuata mettendo fuori produzione alcune stringhe di collettori (messa fuori fuoco dei tubi ricevitori).

L'energia termica solare che annualmente incide sulla superficie dei collettori è pari a **711,7 GWh**; l'energia che invece viene trasferita al fluido è pari a **482,8 GWh** cui corrisponde un rendimento medio di raccolta

annuo pari al **67,8%**. Bisogna sottolineare il fatto che nel presente caso le stringhe sono composte da 6 collettori e non da 8 come negli altri due casi.

Calcolando le perdite per la circolazione notturna, che risultano pari circa a **53,7 GWh**, l'energia accumulabile è pari circa a **429,12 GWh**, di questa una parte viene mandata direttamente al generatore di vapore (**279 GWh**), il rimanente viene mandata al sistema di accumulo (**150 GWh**). A causa delle dimensioni e della massa di sali presente all'interno dei serbatoi, già fissata in precedenza, una parte dell'energia accumulabile viene dispersa in quanto la capacità di accumulo del sistema risulta satura (energia dispersa=**11,6 GWh**); l'energia termica accumulata invece risulta pari a **138,4 GWh**.

Dato che si è scelto di utilizzare una caldaia di integrazione esclusivamente per sopperire alle perdite notturne del campo solare, l'energia fornita dalla suddetta caldaia risulta essere pari a **53,7 GWh**.

In conclusione, l'energia fornita dal campo solare comprensivo di accumulo è **417,5 GWh**, che corrisponde a **3146 ore** equivalenti annue, alla potenza nominale del GV pari 132,722 MW termici. La caldaia di integrazione fornisce **53,7 GWh** pari ad frazione di integrazione dell'**11,4%**.

La Tabella 9 riassume i principali dati energetici, mentre nella Figura 21 sono riportate la radiazione efficace, la potenza termica assorbita dal campo solare e quella accumulata dal sistema di accumulo. La Figura 22 mostra i flussi termici del sistema.

**Tabella 9: Riepilogo dei principali dati energetici nella configurazione olio/sali binari**

<i>Principali dati energetici</i>	<i>u.m</i>	
<i>Radiazione diretta normale</i>	<i>kWh/(m<sup>2</sup>a)</i>	1936
<i>Radiazione efficace</i>	<i>kWh/(m<sup>2</sup>a)</i>	1556
<i>Energia solare sul piano dei collettori</i>	<i>GWht/a</i>	711,7
<i>Energia solare trasferita al fluido</i>	<i>GWht/a</i>	482,8
<i>Rendimento medio annuo di raccolta</i>	<i>%</i>	67,8
<i>Energia solare massima accumulabile</i>	<i>GWht/a</i>	429,12
<i>Energia accumulata</i>	<i>GWht/a</i>	150
<i>Energia scartata</i>	<i>GWht/a</i>	11,6
<i>Perdite circolazione notturna</i>	<i>GWht/a</i>	53,7
<i>Frazione di integrazione</i>	<i>%</i>	11,4

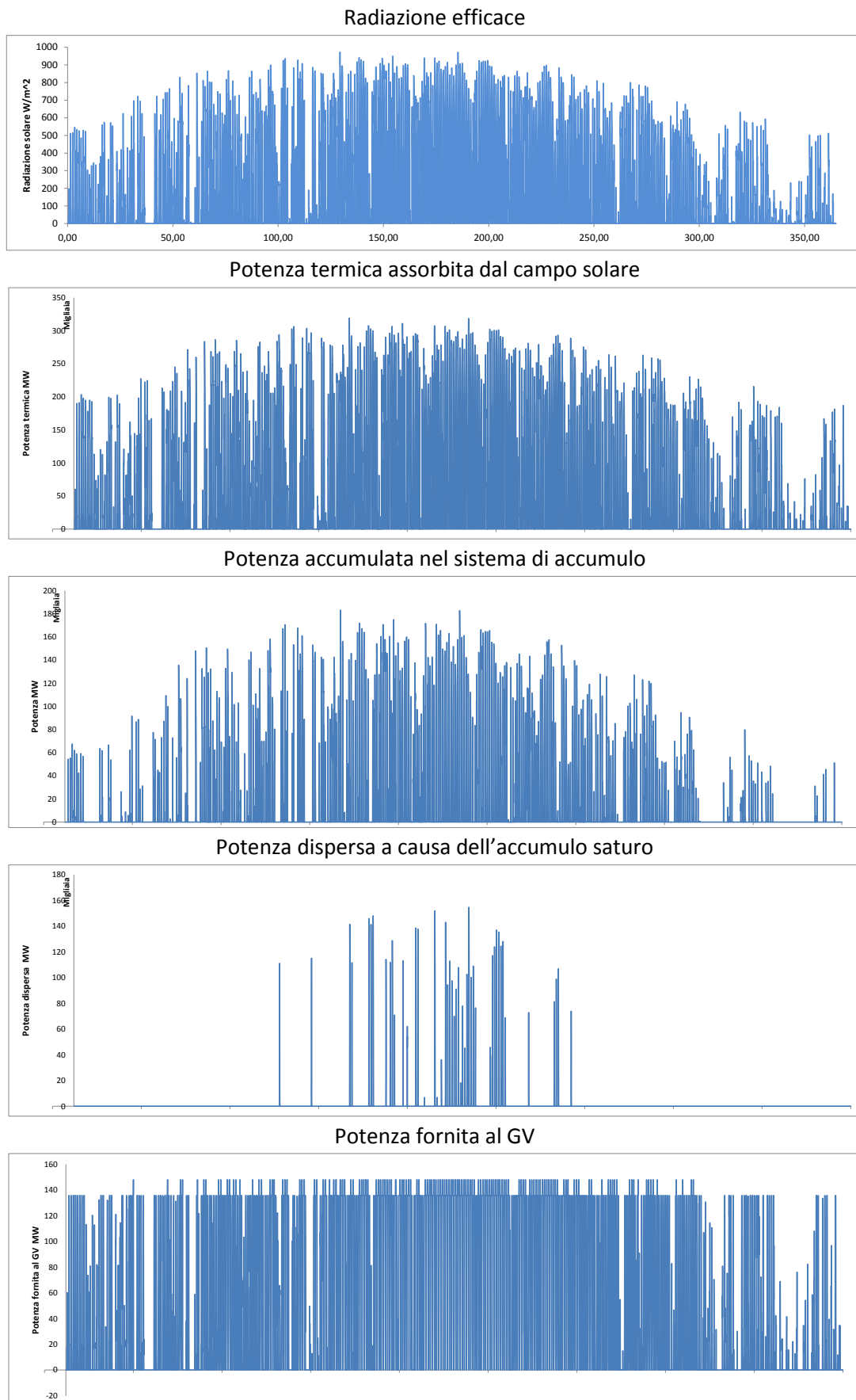


Figura 21: Andamento delle principali potenze termiche in gioco

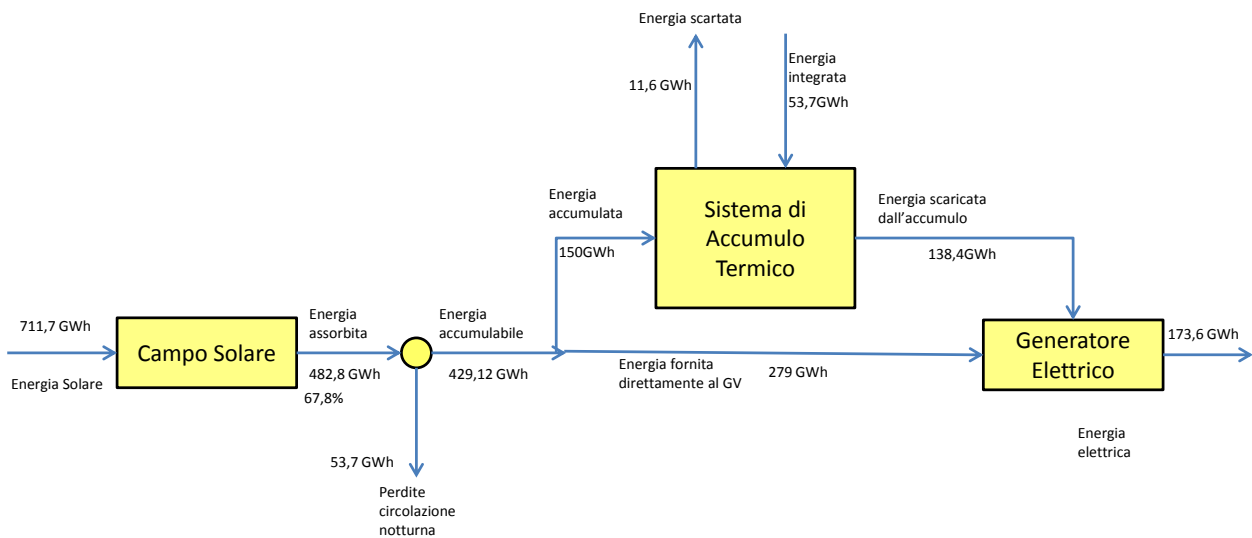


Figura 22: Flussi di potenza termica del sistema

### 4.3 Campo solare a sali ternari con accumulo a sali binari

#### 4.3.1 Descrizione generale

Di seguito (Figura 23) viene rappresentata schematicamente la soluzione impiantistica con campo solare a sali ternari ed accumulo termico a sali binari con due serbatoi. Come si può notare lo schema è uguale al caso precedente, ma variano le temperature di esercizio del campo solare.

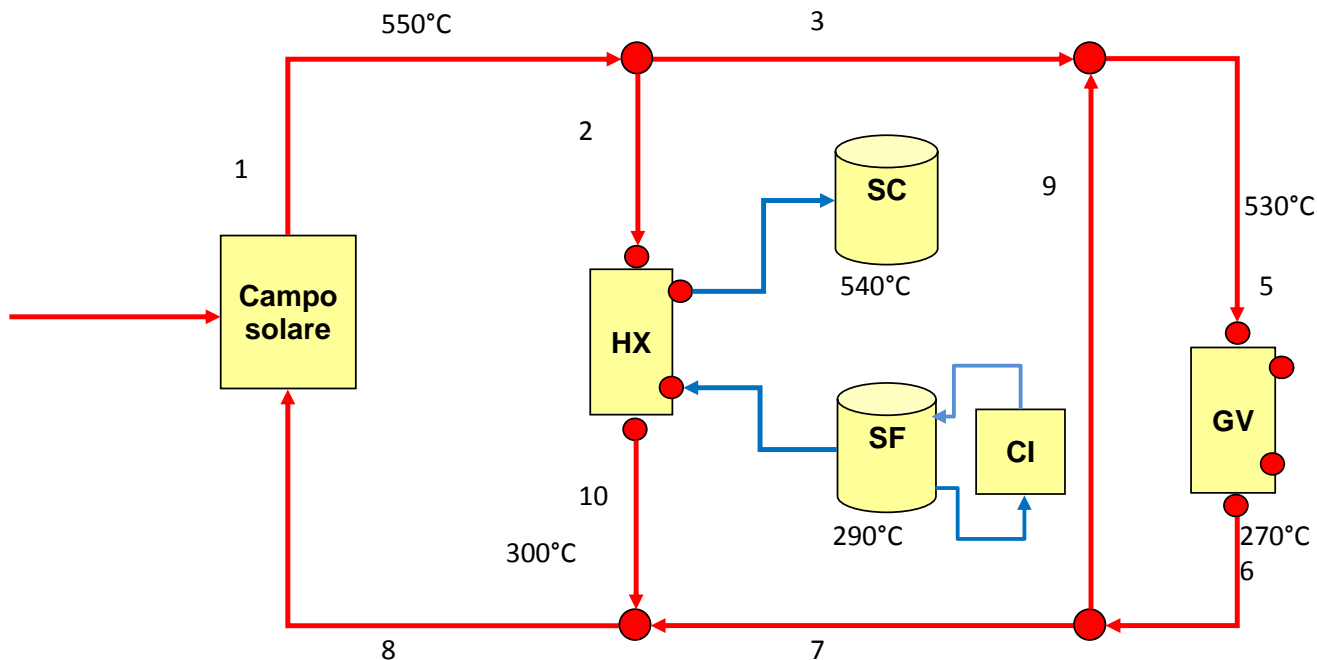


Figura 23: Schema impiantistico con campo solare a sali ternari ed accumulo a sali binari.

Nel campo solare, a differenza del caso precedente, circola sale ternario, mentre l'accumulo termico viene realizzato con i sali binari, come nei due casi precedenti.

I sali ternari, a differenza dell'olio diatermico, possono raggiungere temperature più elevate, infatti in uscita dal campo solare si può arrivare fino a 550°C, come per i sali binari; in questo modo è possibile accumulare calore a più alta temperatura, e di conseguenza la temperatura del serbatoio caldo può essere pari a 540°C. La temperatura del serbatoio freddo è stata imposta uguale a 290°C, in questo modo fissando una differenza di temperatura  $\Delta T$  pari a 10°C sia dal lato caldo che dal lato freddo dello scambiatore, la temperatura di uscita dallo scambiatore dei sali ternari risulta essere uguale a 300°C.

A causa del limite superiore sulla temperatura di esercizio dei sali ternari, bisognerà provvedere ad una regolazione di portata all'interno del campo solare in funzione dell'intensità della radiazione.

In Figura 24 è mostrato l'andamento della portata di sali ternari all'interno della singola stringa; essa è stata limitata inferiormente ad un valore pari a 2 kg/s per mantenere una velocità del fluido intorno al metro al secondo.

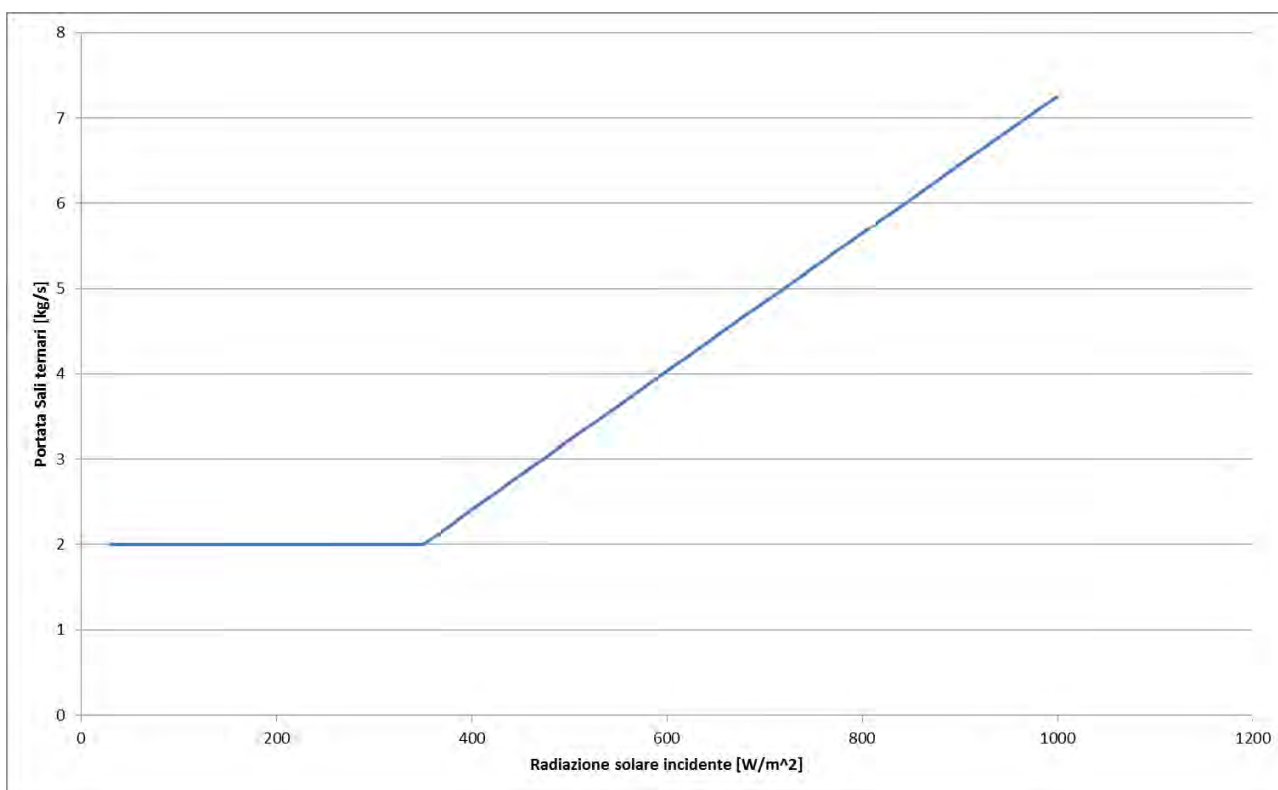


Figura 24: Portata di sali ternari per stringa.

Il funzionamento dell'impianto a sali ternari è uguale a quello dell'impianto ad olio, cambiando esclusivamente le temperatura di esercizio nei singoli punti del circuito.

Quando la potenza termica fornita dal campo solare è maggiore di quella richiesta dall'utenza parte della portata di sali ternari viene deviata nello scambiatore di calore così da scaldare il sale binario che incomincia a circolare dal serbatoio freddo, inizialmente pieno, a quello caldo, inizialmente vuoto.

In questo modo viene accumulata l'energia termica solare in eccesso, questa poi verrà riutilizzata quando il campo solare non sarà più in grado di fornire la potenza richiesta.

Durante questa prima fase, detta di carica dell'accumulo, il sale ternario entrerà nello scambiatore a 550°C, temperatura massima che può raggiungere, ed uscirà a 300°C, mentre il sale binario si scalderà da 290°C (temperatura del serbatoio freddo) a 540°C (temperatura del serbatoio caldo).

Quando la potenza termica fornita dal campo solare è minore di quella richiesta dal generatore di vapore è scaricato dall'accumulo invertendo i flussi all'interno dello scambiatore.

In questa fase di scarica, parte della portata di sale ternario in uscita dal GV verrà deviata allo scambiatore, contemporaneamente il sale binario circolerà dal serbatoio caldo a quello freddo cedendo calore al ternario che entrerà a 270°C ed uscirà a 530°C.

E' prevista un' integrazione con una caldaia a combustibile fossile come negli altri casi esclusivamente per sopperire alle perdite notturne, quando cioè ho radiazione nulla.

#### 4.3.2 Procedimento di calcolo

Come negli altri casi, per primo si dimensiona il campo solare secondo la procedura precedentemente esposta. Conoscendo la potenza elettrica del Generatore di Vapore ed imponendo un rendimento del ciclo Rankine, si ricava la potenza termica richiesta al campo solare.

$$P_{GV} = 50 \text{ MWel}$$

$$\eta_{th} = 0,403$$

$$P_{GV} = 124,07 \text{ MWth}$$

A questo punto si può calcolare la superficie riflettente necessaria per produrre la potenza termica richiesta.

$$S = \frac{P_{GVth} * SM}{I * \eta_{CS}}$$

Conoscendo la superficie totale ed imponendo che la stringa sia composta da 8 collettori, si arriva a determinare il numero di collettori e conseguentemente il numero di stringhe.

Il Solar Multiple (SM) è un fattore moltiplicativo che tiene conto dell'accumulo, tipicamente per un accumulo di circa 7-7,5 ore è pari a 2.

Nella tabella (Tabella 10) di seguito vengono riportati sia i dati di input (evidenziati azzurro) che i risultati ottenuti per il dimensionamento del campo solare.

**Tabella 10: Dati principali del campo solare**

<i>Dimensionamento campo solare</i>	<i>u.m.</i>	
<i>P<sub>GVth</sub></i>	<i>MWth</i>	124,07
<i>Rendimento ciclo Rankine</i>		0,403
<i>Radiazione incidente media <math>\bar{I}</math></i>	<i>kW/m<sup>2</sup></i>	0,85
<i>Rendimento medio campo solare <math>\bar{\eta}</math></i>		0,6774
<i>Superficie riflettente</i>	<i>m<sup>2</sup></i>	432076,8
<i>Numero di stringhe</i>		97
<i>Numero di collettori per stringa</i>		8
<i>Numero di collettori</i>		776

Anche per questa configurazione del campo solare si è deciso di avere una stringa con 8 collettori come nel caso del campo solare a sali binari.

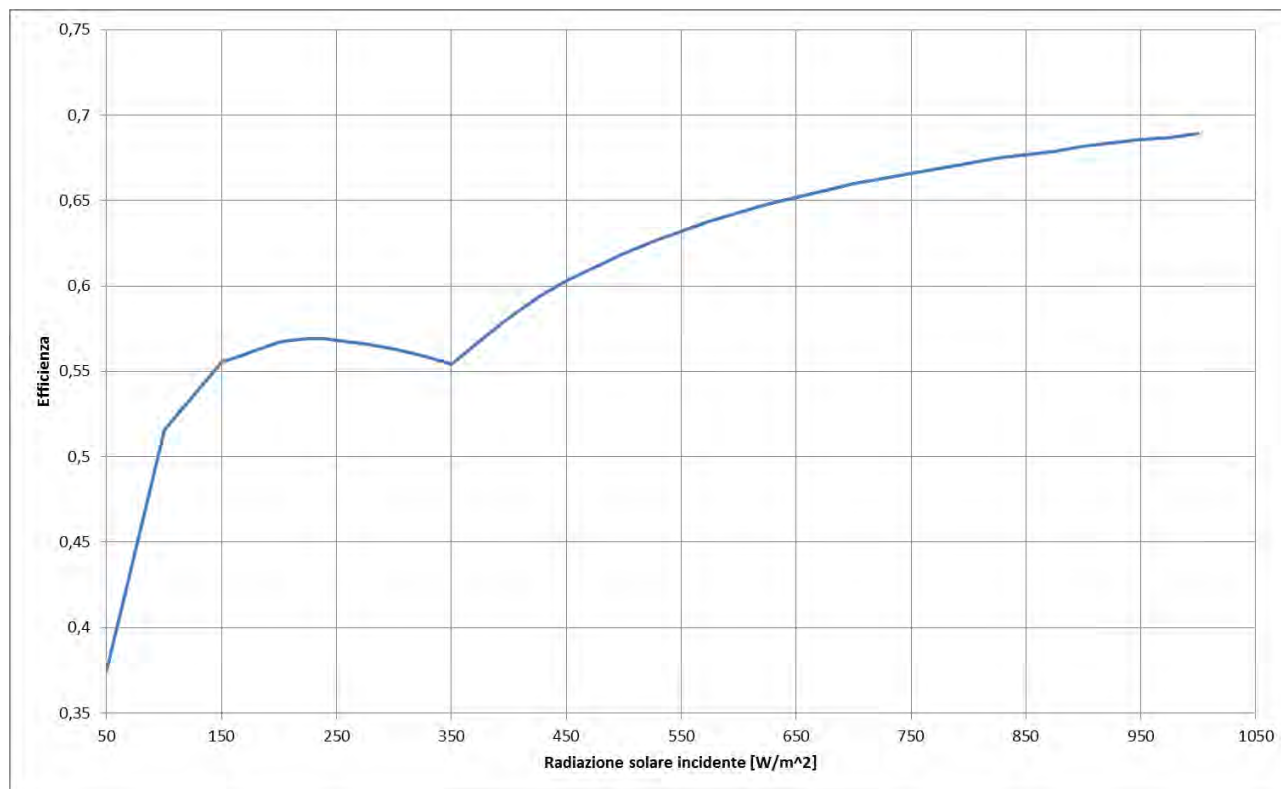
Una volta definite le grandezze principali del campo solare si passa al dimensionamento del sistema di accumulo calcolando la massa di sali binari necessaria al soddisfacimento delle richieste da parte dell'utenza.

Nel nostro caso è stato fissato un accumulo pari a 7,5 ore, quindi conoscendo la temperatura massima e minima del sistema, si può valutare la massa dei sali binari necessaria. In Tabella 11 vengono riassunti i dati principali.

**Tabella 11: Dati principali per il sistema di accumulo**

<b>Sistema di accumulo</b>	<b>u.m.</b>	
<i>E<sub>acc</sub></i>	<i>kWh</i>	930521,1
<i>Temperatura serbatoio caldo</i>	<i>°C</i>	540
<i>Temperatura serbatoio freddo</i>	<i>°C</i>	290
<i>Entalpia fluido caldo</i>	<i>kJ/Kg</i>	453,02
<i>Entalpia fluido freddo</i>	<i>kJ/Kg</i>	74,43
<i>Massa sali</i>	<i>Ton</i>	8510,4

A questo punto è stato valutato il rendimento dei collettori solari (Figura 25) che dipende dalla radiazione e dalla temperatura del fluido in ingresso che in questo caso è fissa e pari a 277°C.



**Figura 25: Andamento dell'efficienza di stringa in funzione della radiazione solare incidente.**

E' possibile ora eseguire una prima valutazione del bilancio energetico e di portata di tutto il circuito partendo dai dati calcolati in precedenza.

Il primo passo è stato il bilancio del generatore di vapore per valutare la portata di sali ternari (msaliternari) necessaria per avere la potenza richiesta, tale portata si attesta a 381,75 kg/s:

$$m_{salit} = \frac{P_{GV}}{h_{out} - h_{in}}$$

le entalpie sono calcolate alle temperature di funzionamento del generatore di vapore:

$$h_{out} = h(270)$$

$$h_{in} = h(530)$$

Come già detto la portata di sali ternari nel campo solare anche in questo caso è variabile e dipende dalla radiazione; la relazione è stata valutata tramite una simulazione fatta con il software di calcolo EES. La potenza del campo solare in funzione della radiazione è data da:

$$P_{CS} = S * I * \eta_{CS}(I)$$

dove

- S: superficie dei collettori ( $m^2$ );
- I: radiazione solare ( $W/m^2$ );
- $\eta_{CS}(I)$ : rendimento.

Nel caso in cui la radiazione solare è nulla, il sale che passa all'interno dei tubi ricevitori alla temperatura di circa 270°C disperde una certa quantità di potenza che è stata valutata pari a:  $P_{loss}=100$  kW per stringa.

Conoscendo la potenza termica raccolta dal campo solare si può calcolare la temperatura di uscita del sale:

$$P_{CS} = m_1(h_1 - h_8)$$

- $P_{CS}$ : potenza del campo solare;
- $m_1$ : portata del sale nel campo solare;
- $h_8$ :  $h(270^\circ C)$ ;

$$h_1 = \frac{P_{CS}}{m_1} + h_8$$

In questo modo si conosce la potenza termica fornita dal campo solare al netto delle dispersioni termiche ( $P_1$ ) e la temperatura di uscita del sale:

$$P_1 = P_{CS} - P_{loss}$$

A questo punto occorre eseguire un primo controllo, sulla potenza termica  $P_1$  appena determinata: se è minore della potenza richiesta dal generatore di vapore, viene mandata tutta al circuito secondario senza accumulare, altrimenti se la potenza  $P_1$  è maggiore di quella richiesta dal GV la differenza viene accumulata.

La quantità di energia termica che è possibile accumulare dipende dalla massa dei sali binari presente nei serbatoi di accumulo; nel caso in cui la potenza disponibile nel sistema di accumulo sia minore di quella raccolta dal campo solare si avrà una certa quantità di energia scartata. Nel momento in cui il serbatoio freddo si svuota non viene più deviata portata verso lo scambiatore perché l'accumulo è pieno, se la potenza fornita dal campo solare nel punto 3 è maggiore di quella richiesta, la portata  $M_2$  risultante viene fatta ricircolare a valle del campo solare.

Per quanto riguarda il sistema di accumulo, è doveroso precisare che è possibile accumulare, solo se la potenza del campo solare è maggiore di quella che serve al GV, quindi si accumula tanta potenza quanta se ne ha a disposizione nel serbatoio freddo in funzione della massa di sali presente, una volta svuotato il

serbatoio freddo la potenza in eccesso è dispersa. La riduzione dell'energia raccolta dal campo solare in corrispondenza dei periodi di accumulo saturo, viene effettuata mettendo fuori produzione alcune stringhe di collettori (messa fuori fuoco dei tubi ricevitori).

Con questa configurazione di impianto, come nel caso precedente, è possibile alimentare il generatore di vapore contemporaneamente da campo solare e da accumulo. Inizialmente si alimenta il GV esclusivamente da campo solare, quando poi la radiazione cresce una parte del sale ternario riscaldato dal sole viene inviato allo scambiatore di calore per scaldare i sali binari provenienti dal serbatoio freddo fino ad una temperatura di 540°C corrispondente a quella del serbatoio caldo; in questo modo ci si trova nella fase di carica del sistema di accumulo. Nel momento in cui il sale è stato trasferito completamente nel serbatoio caldo e la radiazione solare è insufficiente a garantire la potenza richiesta dal generatore di vapore, inizia la fase di scarica dell'accumulo, una parte di sale ternario proveniente dal GV viene deviata nello scambiatore in senso opposto al precedente e si scalda attraverso i sali binari che fluiscono dal serbatoio caldo al freddo.

Anche in questo caso è stata prevista la presenza di una caldaia di integrazione a combustibile fossile esclusivamente per compensare le perdite notturne.

Sono stati compiuti i bilanci di massa e di energia in ogni punto dell'impianto in regime transitorio con un intervallo temporale di un'ora coprendo un arco temporale di un anno, in questo modo è stato possibile valutare la produttività annuale dell'impianto in questione.

#### 4.3.3 Individuazione dello scambiatore di calore per il disaccoppiamento più idoneo

Per quanto riguarda lo scambiatore di disaccoppiamento sali binari/sali ternari, esso deve permettere di scambiare, nella maniera più efficiente possibile, il calore acquisito dal campo solare mediante il sale ternario, con quello del sistema di accumulo che invece si serve di sali fusi binari.

Questo tipo di scambiatore non è mai stato realizzato a livello mondiale e dunque rappresenterebbe un'importante innovazione.

Come per lo scambiatore olio/sali binari, si è preferito dimensionare l'apparecchiatura piuttosto che fornire un valore ricavato da dati di letteratura.

Una prima tipologia di scambiatore dimensionata è stata quella a fascio tubiero, già utilizzata per lo scambiatore olio/sali binari.

Il dimensionamento, naturalmente, è stato eseguito con le stesse modalità viste per lo scambiatore a fascio tubiero (par. 4.2.3), tuttavia i risultati ottenuti hanno mostrato che tale tipologia non si presta affatto alle caratteristiche di questi sali. La superficie di scambio necessaria calcolata, infatti, è di ben 148000 m<sup>2</sup>, più di 3 volte superiore a quella dello scambiatore olio/sali binari, che è già grande.

Il motivo di tale inconveniente risiede nel coefficiente di scambio globale molto più basso.

Questo è dovuto principalmente alle "peggiori" caratteristiche fisiche del sale ternario rispetto all'olio, fluidi che vengono fatti passare all'interno dei tubi.

Come si vede dalla Tabella 12 la conducibilità termica risulta 6 volte superiore per il sale e il cp del 60% inferiore e questo fa abbassare il Pr e quindi l' $h_i$ , ma è soprattutto la viscosità a sfavorire lo scambio termico, infatti quella del sale è ben 5 volte superiore e questo incide negativamente e proporzionalmente su Re che si abbassa drasticamente determinando una minore turbolenza e quindi un forte abbassamento del coefficiente di scambio interno. Per superare quest'ultimo inconveniente, che è il più gravoso, occorrerebbe diminuire la sezione di tubi, ma questo, oltre che un aumento di costi determinerebbe un forte aumento delle perdite di carico che sono proporzionali al quadrato della velocità.

**Tabella 12: confronto tra le caratteristiche fisiche medie del sale ternario e dell'olio diatermico.**

			sale ternario	olio
Conducibilità termica	k	W/(m*K)	0,52	0,084
Calore specifico	cp	J/kg*K	1514,4	2446,2
Viscosità	μ	Pa*s	0,00166	0,00020
Densità	ρ	kg/m <sup>3</sup>	1826,1	767,4

E' stato dunque dimensionato uno scambiatore a piastre.

Questo tipo di scambiatore è formato da un'intelaiatura metallica che sostiene i due fondi tra i quali vengono inserite delle piastre metalliche di spessore molto piccolo (0,5-3 mm) e corrugate. Le piastre hanno dei fori per l'ingresso e l'uscita dei fluidi. Le piastre formano un insieme di camere di ampiezza molto piccola (1,5-8 mm) entro cui circolano i fluidi. I fluidi possono scorrere parallelamente e a camere alternate in modo che il fluido scaldante, in ogni camera, sia a contatto con il fluido raffreddante che scorre nelle due camere adiacenti.

Questo tipo di scambiatori, seppure più costosi, presentano il vantaggio di minori perdite di carico con possibilità di aumentare notevolmente la velocità. Essi possono lavorare anche con differenze di temperatura dell'ordine di 1 °C, contrariamente a quelli a fascio tubiero che difficilmente possono arrivare sotto i 5 °C. La maggiore turbolenza che in essi si realizza consente di avere elevati coefficienti di scambio anche con piccole perdite di carico. Come dimensioni possono arrivare singolarmente fino a 1500 m<sup>2</sup> di superficie di scambio. Di contro, i tipi più commerciali e quindi più economici non possono superare i 250 °C, quindi per i nostri scopi occorrono scambiatori di acciaio al Ni-Cr con guarnizioni speciali o a piatti saldati, che rendono l'apparecchiatura più dispendiosa. Dai calcoli effettuati, tuttavia, l'utilizzo di questo scambiatore per il disaccoppiamento sali ternari/sali binari risulta molto più conveniente anche a livello economico, per la minore superficie di scambio necessaria.

Il dimensionamento ha seguito i seguenti passi:

calcolo del NTU:

$$NTU = (t_2 - t_1) / DTML = 2U_d * A_p / (w_f * c_{p_f})$$

per un corretto dimensionamento l'NTU non deve superare 2,5. Nel nostro caso, tuttavia, se lo scambiatore fosse formato da una sola apparecchiatura a piastre o da un insieme di identiche apparecchiature a in parallelo l'NTU sarebbe molto elevato (~25) a causa dell'alta differenza di temperatura (250 °C) tra entrata (290 °C) ed uscita (540 °C) del fluido freddo.

Si è quindi preferito ideare una configurazione in serie nella quale in ogni serie lo scambiatore non debba superare i 25 °C di riscaldamento, in modo da consentire un NTU inferiore a 2,5.

Naturalmente qualora uno scambiatore di una serie fosse di dimensione troppo grande si è immaginato di porre più scambiatori in parallelo. In pratica si ha una serie di scambiatori a piastre in parallelo.

per il calcolo del numero di Nu è stata utilizzata l'equazione:

$$Nu = 0,2536 * Re^{0,65} * Pr^{0,4}$$

valida per moto turbolento, che per questo tipo di scambiatori si raggiunge anche per Re > 400.

in questo caso invece del diametro, nell'equazione di Re, è stato inserito il diametro equivalente ( $d_e$ ),

dato da:

$$d_e = 4lh/2(l+h)$$

ove  $l$  è la larghezza della camera ed  $h$  l'altezza.

Per le perdite di carico è stata assunta l'equazione:

$$DP = \frac{10 \text{Re}^{-0,3} G^2 L}{2d_e \rho}$$

Anche in questo caso il calcolo della superficie di scambio è stato di tipo iterativo ed in particolare ha seguito i seguenti passi:

- 1- Calcolo dell' NTU, se Ok si va al punto due altrimenti si modifica la configurazione della serie di scambiatori
- 2- Assunzione di un  $U_D$  di primo tentativo
- 3- Scelta delle dimensioni  $l$ ,  $h$  e  $L$  in base ad apparecchi esistenti o con misure compatibili, in relazione alla massima superficie e alla massima portata
- 4 – Calcolo del numero delle piastre e quindi della superficie di scambio
- 5- Calcolo dell'  $U_D$
- 5- Verifica del calore scambiato con l'  $U_D$  calcolato (in pratica calcolare nuovamente  $A_0$ ) e, qualora non vada bene ritorno al punto 2



Figura 26: particolare di scambiatori a piastre.

**Tabella 13: dimensionamento scambiatori prima serie, ultima serie e superficie di scambio totale scambiatore sali binari/sali ternari.**

	u.m.	serie 1	serie 11
Potenza termica totale	MW		124,1
Portata sale ternario (fluido caldo)	kg/s		312,0
Portata sale binario (fluido freddo)	kg/s		316,0
Temperatura ingresso fluido caldo	°C	550	302
Temperatura uscita fluido caldo	°C	526	290
Temperatura ingresso fluido freddo	°C	516	285
Temperatura uscita fluido freddo	°C	539,99	297
Conducibilità termica fluido caldo	W/(m*K)	0,669	0,55
Calore specifico fluido caldo	J/kg*K	1526,96	1546,32
Viscosità fluido caldo	Pa*s	0,00118	0,0040
Densità fluido caldo	kg/m <sup>3</sup>	1679,38	1806,24
NTU		2,40	2,40
Conducibilità termica fluido freddo	W/(m*K)	0,54	0,50
Calore specifico fluido freddo	J/kg*K	1533,82	1493,05
Viscosità fluido freddo	Pa*s	0,0012	0,0035
Densità fluido freddo	kg/m <sup>3</sup>	1754	1905
Larghezza camera	m	0,76	0,76
Ampiezza camera	m	0,0053	0,0053
Lunghezza piastra	m	2,0	2,0
Diametro equivalente	m	0,011	0,011
Velocità	m/s	0,318	0,362
Superficie piastra	m <sup>2</sup>	1,52	1,52
Numero piastre		299,007	1230,11
Numero massimo di piastre per scambiatore		300	650
Numero scambiatori in parallelo		1	2
Numero piastre totali		300	1300
Portata volumetrica in ingresso	m <sup>3</sup> /s	0,19	0,47
Portata volumetrica in ingresso ad ogni scambiatore	m <sup>3</sup> /s	0,19	0,24
Superficie di scambio di ogni scambiatore	m <sup>2</sup>	456,00	988,00
Perdite di carico fluido caldo	bar	0,127	0,24
Perdite di carico fluido freddo	bar	0,123	0,09
Superficie media per serie di scambiatori	m <sup>2</sup>		750,00
Numero di scambiatori totali			11,00
Superficie di scambio totale	m <sup>2</sup>		7987,82

Visto il risultato nettamente migliore, in relazione alla superficie di scambio (Tabella 13), è stato eseguito un dimensionamento per uno scambiatore a piastre sale binario/olio. I risultati sono riassunti in Tabella 14.

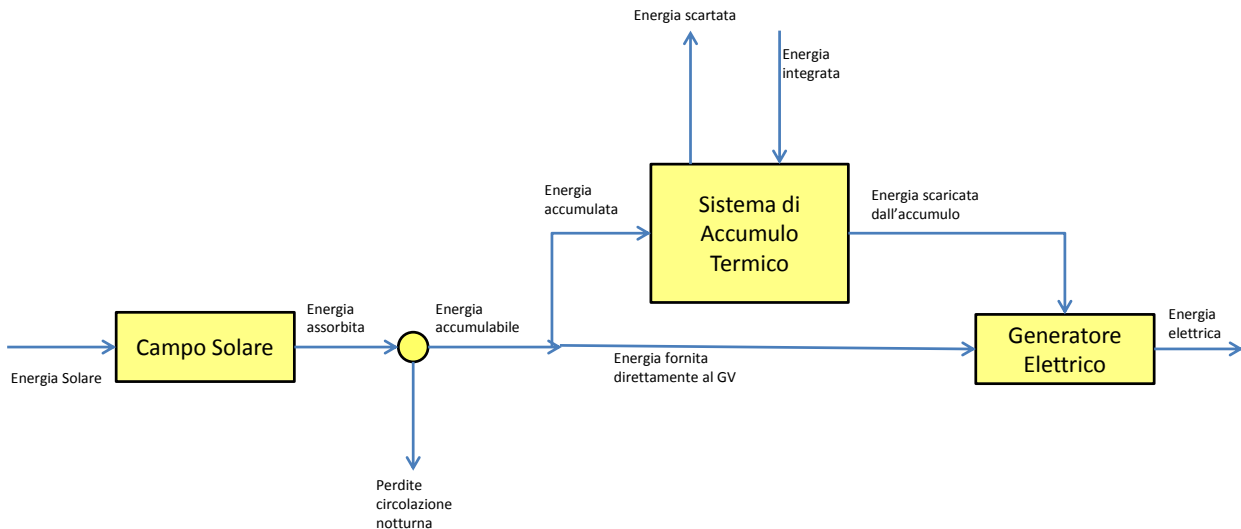
**Tabella 14: dimensionamento scambiatori prima serie, ultima serie e superficie di scambio totale dello scambiatore olio/sale binario.**

	u.m.	serie 1	serie 5
Potenza termica totale	MW	134,52	
Portata olio (fluido caldo)	kg/s	552,4	
Portata sale binario (fluido freddo)	kg/s	901,0	
Temperatura ingresso fluido caldo	°C	390	310
Temperatura uscita fluido caldo	°C	370	290
Temperatura ingresso fluido freddo	°C	360,00	280
Temperatura uscita fluido freddo	°C	380	300
Conducibilità termica fluido caldo	W/(m*K)	0,07502	0,09
Calore specifico fluido caldo	J/kg*K	2446,186	2333,27
Viscosità fluido caldo	Pa*s	0,00018	0,0002
Densità fluido caldo	kg/m <sup>3</sup>	728,46	806,24
NTU		2,00	2,00
Conducibilità termica fluido freddo	W/(m*K)	0,51	0,50
Calore specifico fluido freddo	J/kg*K	1506,64	1492,88
Viscosità fluido freddo	Pa*s	0,0021	0,0035
Densità fluido freddo	kg/m <sup>3</sup>	1855	1906
Larghezza camera	m	0,76	0,76
Ampiezza camera	m	0,0053	0,0053
Lunghezza piastra	m	2,0	2,0
Diametro equivalente	m	0,011	0,011
Velocità	m/s	1,059	0,934
Superficie piastra	m <sup>2</sup>	1,52	1,52
Numero piastre		707,984	753,14
Numero massimo di piastre per scambiatore		708	760
Numero scambiatori in parallelo		1	1
Numero piastre totali		708	760
Portata volumetrica in ingresso	m <sup>3</sup> /s	0,75	0,72
Portata volumetrica in ingresso ad ogni scambiatore	m <sup>3</sup> /s	0,75	0,72
Superficie di scambio di ogni scambiatore	m <sup>2</sup>	1076,16	1155,20
Perdite di carico fluido caldo	bar	0,310	0,29
Perdite di carico fluido freddo	bar	0,581	0,60
Superficie media per serie di scambiatori	m <sup>2</sup>	1120,00	
Numero di scambiatori totali		5	
Superficie di scambio totale	m <sup>2</sup>	5544,95	

#### 4.3.4 Risultati tecnici

Abbiamo visto come le dimensioni dell'accumulo influiscano notevolmente sul rendimento globale dell'impianto; infatti se la massa accumulata è inferiore a quella relativa alla potenza che si potrebbe accumulare durante il giorno, una parte di questa viene dispersa; è vero però che bisogna arrivare ad un giusto compromesso tra costi del sistema di accumulo e potenza dispersa.

La massa di sali presenti nell'accumulo è stata valutata in funzione delle ore di accumulo richieste (7,5h) e risulta pari a circa 8848,18 tonnellate. Fissate quindi le dimensioni dell'accumulo è possibile effettuare una valutazione delle potenze termiche in gioco, per valutare le quali è stato utilizzato lo schema semplificato riportato in Figura 27.



**Figura 27: Bilancio annuale di energia del sistema**

Dalla curva oraria della radiazione solare efficace (*energia solare*), utilizzando la superficie riflettente totale del campo solare e la curva di efficienza media della stringa di collettori di Figura 25, viene valutata l'energia termica assorbita dal fluido (*energia assorbita*). Questa, depurata dalle perdite termiche relative alla circolazione notturna (*perdite circolazione notturna*), rappresenta l'energia che potenzialmente può essere immagazzinata nel sistema di accumulo (*energia accumulabile*). Come già detto in precedenza, è necessario mantenere una portata di sali ternari all'interno del campo solare anche nei periodi di mancanza di radiazione solare (notte e giornate nuvolose), ma rappresenta una perdita di energia per il sistema.

Le perdite termiche del solo campo solare sono state valutate in circa 100 kW per stringa, che moltiplicato il numero di stringhe (97 stringhe) sono pari per l'intero campo solare a circa 9,7 MW.

A causa della dimensione del sistema di accumulo, come già detto in precedenza, una parte dell'energia accumulabile verrà scartata in corrispondenza dei periodi in cui il serbatoio caldo è pieno (*energia scartata*), quando invece è presente la circolazione notturna è previsto un'integrazione per mantenere il campo solare a temperatura costante pari a 270°C (*energia integrata*).

La riduzione dell'energia raccolta dal campo solare in corrispondenza dei periodi di accumulo saturo, viene effettuata mettendo fuori produzione alcune stringhe di collettori (messa fuori fuoco dei tubi ricevitori).

L'energia termica solare che annualmente incide sulla superficie dei collettori è pari a **671,8 GWh**; l'energia che invece viene trasferita al fluido è pari a **422,7 GWh** cui corrisponde un rendimento medio di raccolta annuo pari al **62,9%**. Bisogna sottolineare il fatto che nel presente caso le stringhe sono composte da 8 collettori e non da 6 come nel caso precedente.

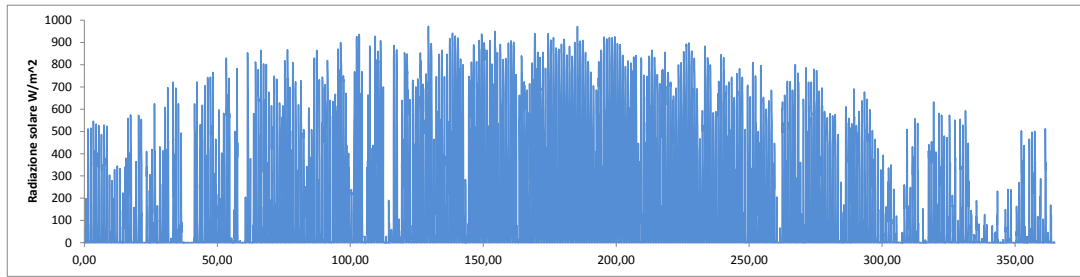
Calcolando le perdite per la circolazione notturna, che risultano pari circa a **42,2 GWh**, l'energia accumulabile è pari circa a **380,5 GWh**. di questa una parte viene mandata direttamente al generatore di vapore (**257 GWh**). A causa delle dimensioni e della massa di sali binari presente all'interno dei serbatoi, già fissata in precedenza, una parte dell'energia accumulabile viene dispersa in quanto la capacità di accumulo del sistema risulta satura (*energia scartata=6,9 GWh*); l'energia termica accumulata invece risulta pari a **116,6 GWh**.

In conclusione, l'energia termica fornita dal campo solare è **373,6 GWh**, che corrisponde a **3011 ore** equivalenti annue relativamente alla potenza termica nominale del GV, pari a 124,07 MW. La caldaia di integrazione fornisce **42,2 GWh** pari ad frazione di integrazione dell'**10,2%** (Tabella 15).

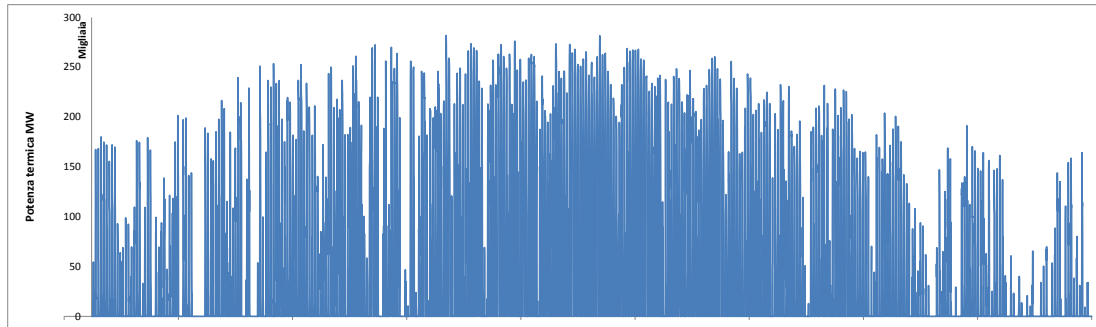
**Tabella 15: Riepilogo dei principali dati energetici**

<b>Principali dati energetici</b>	<i>u.m.</i>	
<i>Radiazione diretta normale</i>	<i>kWh/(m<sup>2</sup>a)</i>	1936
<i>Radiazione efficace</i>	<i>kWh/(m<sup>2</sup>a)</i>	1556
<i>Energia solare sul piano dei collettori</i>	<i>GWht/a</i>	671,8
<i>Energia solare trasferita al fluido</i>	<i>GWht/a</i>	422,7
<i>Rendimento medio annuo di raccolta</i>	<i>%</i>	62,9
<i>Energia solare massima accumulabile</i>	<i>GWht/a</i>	380,5
<i>Energia accumulata</i>	<i>GWht/a</i>	116,6
<i>Energia scartata</i>	<i>GWht/a</i>	6,9
<i>Perdite circolazione notturna</i>	<i>GWht/a</i>	42,2
<i>Frazione di integrazione</i>	<i>%</i>	10,2

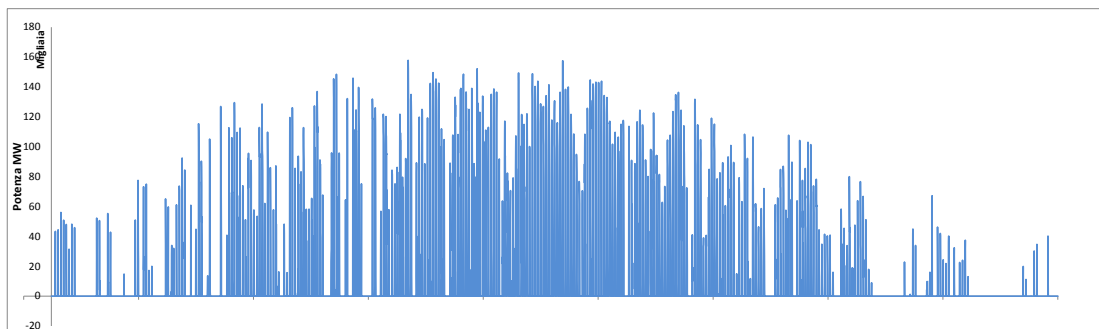
Radiazione efficace



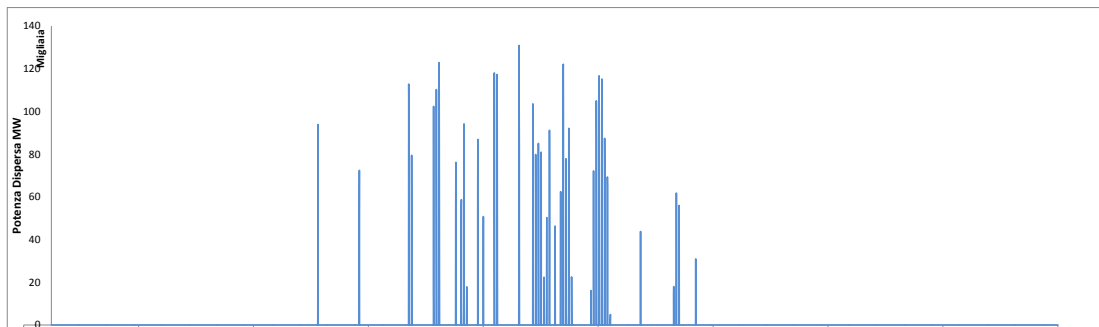
Potenza termica assorbita dal campo solare



Potenza accumulata nel sistema di accumulo



Potenza dispersa



Potenza fornita al GV

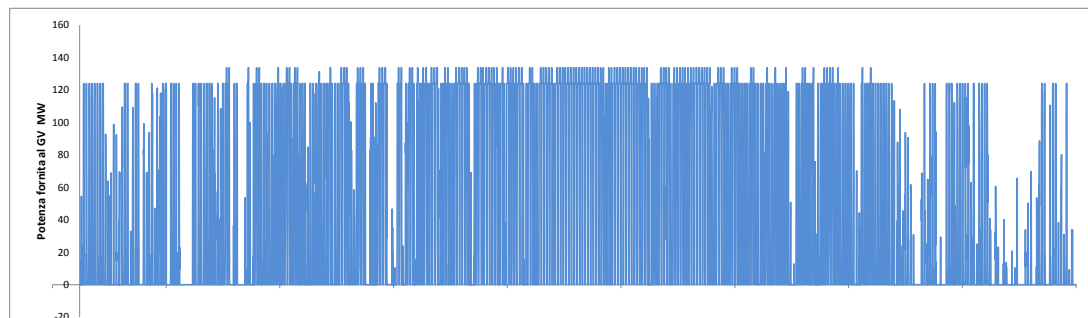
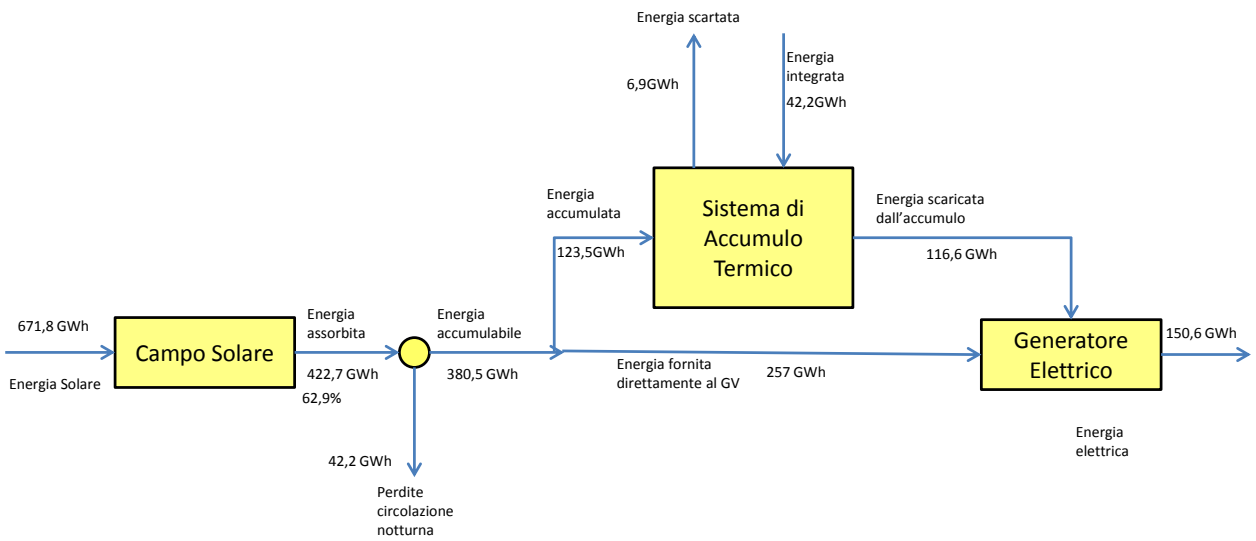


Figura 28: Andamento delle principali potenze termiche in gioco



**Figura 29: Flussi termici del sistema**

La Figura 28 mostra l'andamento della radiazione efficace e la potenza termica assorbita dal campo solare, la potenza accumulata e quella fornita al GV, mentre la Figura 29 evidenzia i flussi termici del sistema.

## 5 CONFIGURAZIONE E RENDIMENTI DI TRASFORMAZIONE DEL POWER BLOCK PER LE DIVERSE SOLUZIONI IMPIANTISTICHE INDIVIDUATE

Per le tre configurazioni di impianto si è scelto di utilizzare lo stesso ciclo Rankine con le stesse apparecchiature, in modo da poter confrontare il rendimento di trasformazione termico/elettrico.

Ciò che varierà nei tre casi sarà la diversa temperatura di ingresso del fluido caldo in ingresso (370 °C per l'impianto ad olio, 550 °C per quello a sali binari e 530 °C per i ternari) che comporterà differenti condizioni di esercizio del vapore (da Tabella 16 a Tabella 18).

La simulazione è stata sviluppata con il software GateCycle secondo lo schema mostrato in Figura 30.

Il ciclo è essenzialmente formato da:

- uno scambiatore ECON1 (economizzatore), che preriscalda l'acqua che deve essere inviata all'evaporatore con il calore residuo del fluido termovettore (olio, sale binario o sale ternario);
- un evaporatore EVAP1, che porta l'acqua a saturazione e la vaporizza ad una pressione di 100 bar;
- due scambiatori, SPHT1 ed SPHT2 (surriscaldatori), che surriscaldano il vapore fino alla massima temperatura possibile (540 °C per l'impianto con sali binari, 520 °C per quello a sali ternari e 360 °C per quello ad olio);
- due turbine a vapore, ST1 ed ST2, per la produzione di energia elettrica e dotate di spillamenti, uno nel caso di ST1 e 4 nel caso di ST2. Il primo spillamento della ST2 fornisce calore al degassatore, gli altri, insieme alle correnti uscenti dalle turbine danno il calore agli scambiatori FWSH che preriscaldano la corrente da inviare ad ECON1.
- 5 scambiatori ad acqua (liquido/vapore) FHW. FHW2, FHW3 e FHW4 ricevono il calore dagli spillamenti di ST2 e riscaldano l'acqua proveniente dal condensatore CND1 per inviarla al degassatore. FHW1 e FHW5 ricevono il calore dallo spillamento e dall'uscita di ST1 e riscaldano l'acqua proveniente dal degassatore per inviarla all'economizzatore ECON1. La corrente fredda proveniente da FHW1 e FHW5 va al degassatore, mentre quella fredda di FHW2, FHW3 e FHW4 va al condensatore.
- 1 condensatore CND1, che condensa la corrente uscente da ST2.
- 2 pompe PMP1 e PMP2, che portano l'acqua alla pressione di esercizio degli scambiatori acqua/vapore.
- 1 valvola V1, che provvede a ridurre la pressione dell'acqua uscente da FWH2 fino alla pressione presente nel condensatore.

Le simulazioni hanno mostrato che, per quanto riguarda il rendimento di trasformazione termico/elettrico, la configurazione a sali binari è la migliore (40,7 %), mentre quella ad olio, che risente della minore temperatura massima raggiungibile dà il risultato più basso (36,8 %).

La configurazione a sali ternari è invece vicina a quella a sali binari (40,3 %).

In Tabella 19 sono riportate la potenza elettrica prodotta dalle turbine, quella consumata dalle pompe e la potenza termica prodotta da economizzatore, evaporatore e surriscaldatori nelle 3 diverse configurazioni.

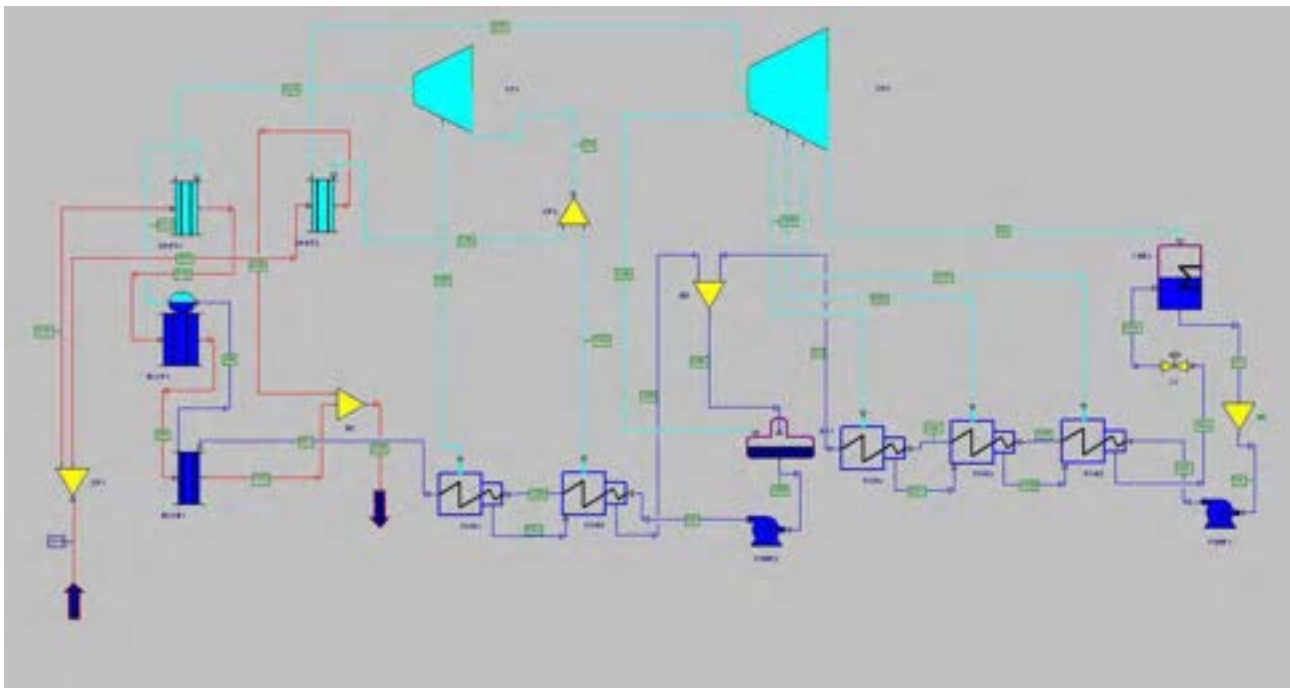


Figura 30: schema ciclo per la produzione di energia elettrica elaborato con GateCycle.

Tabella 16: Portata, temperatura, pressione, entalpia e qualità delle correnti nelle singole apparecchiature nell'ipotesi di impianto ad olio con accumulo a sali binari.

Apparecchiatura	Portata kg/s	Temperatura C	Pressione bar	Entalpia kJ/kg	Qualità V/(V+L)
<b>CND1 (condensatore) [CONDSR]:</b>					
Main steam inlet	41,167	37,64	0,065	2187,1	0,84
Main exit	48,979	37,64	0,065	157,28	0,00
Cooling water inlet	1673,83	15,56	1,0342	64,94	0,00
Cooling water exit	1673,83	27,5	1,0342	114,9	0,00
Aux water inlet	7,8121	39,75	0,075	166,01	0,00
<b>DA1 (degasatore) [DEAER]:</b>					
Main steam inlet	2,65	246,55	16	2910,4	1,00
Main BFW inlet	62,681	158,45	10	668,55	0,00
Main BFW outlet	65,331	178,92	10	757,95	0,00
Vent steam outlet	0,050	179,92	10	2777,6	1,00
<b>ECON1 (economizzatore) [ECON]:</b>					
Oil Inlet	776,66	313,29	2	739	0,00
Oil Outlet	776,66	303,78	2	716	0,00
Water Inlet	65,331	260,03	100	1133,3	0,00
Water Outlet	65,331	309,66	100	1398,4	0,00

EVAP1 (evaporatore)	[EVAP]:					
Oil Inlet		776,66	361,32	2	881	0,00
Oil Outlet		776,66	313,29	2	764	0,00
Water Inlet		65,331	309,66	100	1398,4	0,00
Steam Outlet		65,331	311,07	100	2724,2	1,00
<hr/>						
FWH1 (scambiatore 1)	[FWH]:					
Extraction Inlet		13,191	286,59	55	2856,6	1,00
Drain Outlet		13,191	270,03	55	1184,9	0,00
BFW Inlet		65,331	186,49	100	795,76	0,00
BFW Outlet		65,331	260,03	100	1133,3	0,00
<hr/>						
FWH2 (scambiatore 2)	[FWH]:					
Extraction Inlet		3,9624	99,64	1	2502,6	0,92
Drain Outlet		7,8121	39,73	1	166,01	0,00
BFW Inlet		48,979	37,73	10	158,46	0,00
BFW Outlet		48,979	89,64	10	375,6	0,00
Drain Inlet		3,8497	124,72	2,3	523,69	0,00
<hr/>						
FWH3 (scambiatore 3)	[FWH]:					
Extraction Inlet		2,4369	124,72	2,3	2614,7	0,96
Drain Outlet		3,8497	124,72	2,3	523,69	0,00
BFW Inlet		48,979	89,64	10	375,6	0,00
BFW Outlet		48,979	114,72	10	481,38	0,00
Drain Inlet		1,4128	138,89	3,5	584,03	0,00
<hr/>						
FWH4 (scambiatore 4)	[FWH]:					
Extraction Inlet		1,4128	138,89	3,5	2670,9	0,97
Drain Outlet		1,4128	138,89	3,5	584,03	0,00
BFW Inlet		48,979	114,72	10	481,38	0,00
BFW Outlet		48,979	128,89	10	541,58	0,00
<hr/>						
FWH5 (scambiatore 5)	[FWH]:					
Extraction Inlet		0,511	263,23	45,03	2820	1,00
Drain Outlet		13,702	257,54	45,03	1122,4	0,00
BFW Inlet		65,331	180,58	100	769,87	0,00
BFW Outlet		65,331	186,49	100	795,76	0,00
Drain Inlet		13,191	270,03	55	1184,9	0,00
<hr/>						
SPHT1 (surriscaldatore 1)	[SPHT]:					
Oil Inlet		776,660	370	2	931,890	0,00
Oil Outlet		776,660	361,32	2	910,028	0,00
Steam Inlet		65,331	311,07	100	2724,2	1,00
Steam Outlet		65,331	361,72	100	2968	1,00

SPHT2 (surriscaldatore 2)	[SPHT]:					
Oil Inlet		59,60	370	2	882,580	0,00
Oil Outlet		59,60	266,9	2	636,651	0,00
Steam Inlet		51,629	263,23	45,03	2820	1,00
Steam Outlet		51,629	359,34	45,03	3103,9	1,00
ST1 (turbina 1)	[ST1]:					
Steam inlet		65,331	361,72	100	2968	1,00
Main outlet		52,14	263,23	45,03	2820	1,00
Spillamento		13,191	286,59	55	2856,6	1,00
ST2 (turbina 2)	[ST2]:					
Steam inlet		51,629	359,34	45,03	3103,9	1,00
Main outlet		41,167	37,64	0,065	2187,1	0,84
Primo spillamento		2,65	246,55	16	2910,4	1,00
Secondo spillameto		1,4128	138,89	3,5	2670,9	0,97
Terzo spillamento		2,4369	124,72	2,3	2614,7	0,96
Quarto spillamento		3,9624	99,64	1	2502,6	0,92
V1 (valvola 1)	[PIPVLV]:					
Inlet		7,8121	39,73	1	166,01	0,00
Outlet		7,8121	39,75	0,075	166,01	0,00

**Tabella 17: Portata, temperatura, pressione, entalpia e qualità delle correnti nelle singole apparecchiature nell'ipotesi di impianto a sali binari con accumulo diretto a sali binari.**

Apparecchiatura	Portata	Temperatura	Pressione	Entalpia	Qualità	
	kg/s	C	bar	kJ/kg	V/(V+L)	
CND1 (condensatore)	[CONDSR]:					
Main steam inlet		30,515	40,3	0,075	2520,7	0,98
Main exit		35,163	40,3	0,075	168,49	0,00
Cooling water inlet		1426,18	15,56	1,0342	64,94	0,00
Cooling water exit		1426,18	27,59	1,0342	115,3	0,00
Aux water inlet		4,6477	40,3	0,075	177,23	0,00
DA1 (degasatore)	[DEAER]:					
Main steam inlet		2,72	454,74	10	3380,4	1,00
Main BFW inlet		39,649	138,62	10	583,11	0,00
Main BFW outlet		42,369	179,92	10	762,48	0,00
Vent steam outlet		0,0045	179,92	10	2777,6	1,00
ECON1 (economizzatore)	[ECON]:					
Salts Inlet		246,71	312,07	2,00	465,93	0,00
Salts Outlet		246,71	269,73	2,00	402,72	0,00
Water Inlet		42,37	234,24	100,00	1010,80	0,00

Water Outlet		42,37	306,07	100,00	1377,00	0,00
<hr/>						
EVAP1 (evaporatore)	[EVAP]:					
Salts Inlet		246,71	466,69	2	704,69	0,00
Salts Outlet		246,71	312,07	2	471,22	0,00
Water Inlet		42,369	306,07	100	1377	0,00
Steam Outlet		42,369	311,07	100	2724,2	1,00
<hr/>						
FWH1 (scambiatore 1)	[FWH]:					
Extraction Inlet		2,4136	393,86	36	3205,7	1,00
Drain Outlet		2,4136	244,24	36	1057,8	0,00
BFW Inlet		42,369	207,38	100	888,42	0,00
BFW Outlet		42,369	234,24	100	1010,8	0,00
<hr/>						
FWH2 (scambiatore 2)	[FWH]:					
Extraction Inlet		2,3698	212,59	1	2899,7	1,00
Drain Outlet		4,6477	42,42	1	177,23	0,00
BFW Inlet		35,163	40,42	10	169,67	0,00
BFW Outlet		35,163	89,64	10	375,6	0,00
Drain Inlet		2,2778	124,72	2,3	523,69	0,00
<hr/>						
FWH3 (scambiatore 3)	[FWH]:					
Extraction Inlet		1,4502	291,86	2,3	3054,1	1,00
Drain Outlet		2,2778	124,72	2,3	523,69	0,00
BFW Inlet		35,163	89,64	10	375,6	0,00
BFW Outlet		35,163	114,72	10	481,38	0,00
Drain Inlet		0,8276	138,89	3,5	584,03	0,00
<hr/>						
FWH4 (scambiatore 4)	[FWH]:					
Extraction Inlet		0,8276	336,16	3,5	3141,7	1,00
Drain Outlet		0,8276	138,89	3,5	584,03	0,00
BFW Inlet		35,163	114,72	10	481,38	0,00
BFW Outlet		35,163	128,89	10	541,58	0,00
<hr/>						
FWH5 (scambiatore 5)	[FWH]:					
Extraction Inlet		2,0723	318,6	19,98	3065,8	1,00
Drain Outlet		4,4859	212,38	19,98	908,69	0,00
BFW Inlet		42,369	181,62	100	774,42	0,00
BFW Outlet		42,369	207,38	100	888,42	0,00
Drain Inlet		2,4136	244,24	36	1057,8	0,00
<hr/>						
SPHT1 (surriscaldatore 1)	[SPHT]:					
Salts Inlet		246,706	549,85	2	841,50	0,00
Salts Outlet		246,706	466,69	2	714,23	0,00
Steam Inlet		42,369	311,07	100	2724,2	1,00

Steam Outlet		42,369	539,85	100	3474,9	1,00
SPHT2 (surriscaldatore 2)	[SPHT]:					
Salts Inlet		61,87	549,85	2	836,11	0,00
Salts Outlet		61,87	352,74	2	536,38	0,00
Steam Inlet		37,883	318,6	19,98	3065,8	1,00
Steam Outlet		37,883	539,85	19,98	3555,3	1,00
ST1 (turbina 1)	[ST1]:					
Steam inlet		42,369	539,85	100	3474,9	1,00
Main outlet		39,955	318,6	19,98	3065,8	1,00
Spillamento		2,4136	393,86	36	3205,7	1,00
ST2 (turbina 2)	[ST2]:					
Steam inlet		37,883	539,85	19,98	3555,3	1,00
Main outlet		30,515	40,3	0,075	2520,7	0,98
Primo spillamento		2,72	454,74	10	3380,4	1,00
Secondo spillameto		0,8276	336,16	3,5	3141,7	1,00
Terzo spillamento		1,4502	291,86	2,3	3054,1	1,00
Quarto spillamento		2,3698	212,59	1	2899,7	1,00
V1 (valvola 1)	[PIPVLV]:					
Inlet		4,6477	42,42	1	177,23	0,00
Outlet		4,6477	40,3	0,075	177,23	0,00

**Tabella 18: Portata, temperatura, pressione, entalpia e qualità delle correnti nelle singole apparecchiature nell'ipotesi di impianto a sali ternari con accumulo a sali binari.**

Apparecchiatura	Portata	Temperatura	Pressione	Entalpia	Qualità	
	kg/s	C	bar	kJ/kg	V/(V+L)	
CND1 (condensatore)	[CONDSR]:					
Main steam inlet		31,271	40,3	0,075	2499,8	0,969
Main exit		36,097	40,3	0,075	168,49	0,00
Cooling water inlet		1448,44	15,56	1,0342	64,94	0,00
Cooling water exit		1448,44	27,59	1,0342	115,3	0,00
Aux water inlet		4,8255	40,3	0,075	177,23	0,0036
DA1 (degasatore)	[DEAER]:					
Main steam inlet		2,800	435,75	10	3339,7	1,00
Main BFW inlet		40,839	138,87	10	584,21	0,00
Main BFW outlet		43,639	179,48	9,9	760,55	0,00
Vent steam outlet		0,010	179,48	9,9	2777,3	1,00
ECON1 (economizzatore)	[ECON]:					
Salts Inlet		263,34	312,07	2,00	482,65	0,00

Salts Outlet	263,34	272,42	2,00	421,33	0,00
Water Inlet	43,64	234,24	100,00	1010,80	0,00
Water Outlet	43,64	306,07	100,00	1377,00	0,00
<hr/>					
EVAP1 (evaporatore)	[EVAP]:				
Salts Inlet	263,34	457,12	2	703,61	0,00
Salts Outlet	263,34	312,07	2	480,35	0,00
Water Inlet	43,639	306,07	100	1377	0,00
Steam Outlet	43,639	311,07	100	2724,2	1,00
<hr/>					
FWH1 (scambiatore 1)	[FWH]:				
Extraction Inlet	2,5351	376,19	36	3164,1	1,00
Drain Outlet	2,5351	244,24	36	1057,8	0,00
BFW Inlet	43,639	207,38	100	888,42	0,00
BFW Outlet	43,639	234,24	100	1010,8	0,00
<hr/>					
FWH2 (scambiatore 2)	[FWH]:				
Extraction Inlet	2,4555	197,57	1	2870	1,00
Drain Outlet	4,8255	42,42	1	177,23	0,00
BFW Inlet	36,097	40,42	10	169,67	0,00
BFW Outlet	36,097	89,64	10	375,6	0,00
Drain Inlet	2,37	124,72	2,3	523,69	0,00
<hr/>					
FWH3 (scambiatore 3)	[FWH]:				
Extraction Inlet	1,5084	275,3	2,3	3020,6	1,00
Drain Outlet	2,37	124,72	2,3	523,69	0,00
BFW Inlet	36,097	89,64	10	375,6	0,00
BFW Outlet	36,097	114,72	10	481,38	0,00
Drain Inlet	0,8616	138,89	3,5	584,03	0,00
<hr/>					
FWH4 (scambiatore 4)	[FWH]:				
Extraction Inlet	0,8616	318,8	3,5	3106	1,00
Drain Outlet	0,8616	138,89	3,5	584,03	0,00
BFW Inlet	36,097	114,72	10	481,38	0,00
BFW Outlet	36,097	128,89	10	541,58	0,00
<hr/>					
FWH5 (scambiatore 5)	[FWH]:				
Extraction Inlet	2,2077	302,48	19,98	3028,8	1,00
Drain Outlet	4,7428	212,38	19,98	908,69	0,00
BFW Inlet	43,639	181,18	100	772,5	0,00
BFW Outlet	43,639	207,38	100	888,42	0,00
Drain Inlet	2,5351	244,24	36	1057,8	0,00
<hr/>					
SPHT1 (surriscaldatore 1)	[SPHT]:				
Salts Inlet	263,340	530	2	811,17	0,00

Salts Outlet	263,340	457,12	2	699,63	0,00
Steam Inlet	43,639	311,07	100	2724,2	1,00
Steam Outlet	43,639	520	100	3424,5	1,00
<hr/>					
SPHT2 (surriscaldatore 2)	[SPHT]:				
Salts Inlet	61,73	530	2	813,88	0,00
Salts Outlet	61,73	329,58	2	506,11	0,00
Steam Inlet	38,897	302,48	19,98	3028,8	1,00
Steam Outlet	38,897	520	19,98	3511,3	1,00
<hr/>					
ST1 (turbina 1)	[ST1]:				
Steam inlet	43,639	520	100	3424,5	1,00
Main outlet	41,104	302,48	19,98	3028,8	1,00
Spillamento	2,5351	376,19	36	3164,1	1,00
<hr/>					
ST2 (turbina 2)	[ST2]:				
Steam inlet	38,897	520	19,98	3511,3	1,00
Main outlet	31,271	40,3	0,075	2499,8	0,97
Primo spillamento	2,800	435,75	10	3339,7	1,00
Secondo spillameto	0,862	318,8	3,5	3106	1,00
Terzo spillamento	1,508	275,3	2,3	3020,6	1,00
Quarto spillamento	2,456	197,57	1	2870	1,00
<hr/>					
V1 (valvola 1)	[PIPVLV]:				
Inlet	4,83	42,42	1	177,23	0,00
Outlet	4,83	40,3	0,075	177,23	0,00

**Tabella 19: Potenza prodotta e consumata da turbine, pompe, economizzatore, evaporatore e surriscaldatori nelle 3 diverse configurazioni.**

	Sali binari	Olio	Sali ternari	
<b>P<sub>e</sub> prodotta</b>				
ST1	16825	9092,8	16758	kWe
ST2	34325	42015	34431	kWe
<b>P<sub>e</sub> consumata</b>				
PUMP1	41,4	57,7	42,5	kWe
PUMP2	505,7	778,3	521,1	kWe
<b>Consumo P<sub>t</sub></b>				
ECON1	15595,5	17411,5	16063,2	kWth
EVAP1	58237,9	88331,1	59965,4	kWth
SPHT1	32123,0	16085,6	30865,4	kWth
SPHT2	18544,1	14664,9	18767,6	kWth
<b>Rendimento</b>				
	40,7	36,8	40,3	%

## 6 ANALISI ECONOMICA

In questo paragrafo sono spiegati e riportati i risultati ottenuti dall'analisi economica, che ha l'obiettivo di confrontare, a livello di costo di produzione energetica, le tre configurazioni d'impianto individuate in questo studio.

Per ogni configurazione, l'analisi parte dal calcolo dell'investimento iniziale per trovare il costo effettivo degli impianti, prosegue con il calcolo del costo energetico considerando l'ammortamento dell'impianto, i costi di gestione e i tassi di sconto effettivi; infine viene eseguita un'analisi di sensitività per mettere in evidenza quali siano le caratteristiche da ottimizzare nonché le migliori applicazioni delle tre configurazioni in termini di convenienza economica.

### 6.1 Calcolo del costo d'investimento nelle tre diverse configurazioni

L'investimento iniziale (Ii) è stato calcolato sommando i costi:

- terreno;
- campo solare;
- accumulo;
- gruppo di potenza, costituito dal generatore di vapore, turbina, alternatore, pre-riscaldatore, risurriscaldatore, degassatore e condensatore;
- caldaia di integrazione;
- lavori civili

Il costo del terreno è stato valutato dalla superficie del campo solare comprensiva dello spazio per tener conto dell'ombreggiamento e delle opere necessarie al funzionamento dell'impianto (sala controllo, uffici, strade, etc). In pratica è stata moltiplicata la superficie del campo solare per 3,3.

E' stato assegnato un costo di 2,5 €/m<sup>2</sup>, congruo per un terreno adatto allo scopo.

Il costo del campo solare è stato calcolato prendendo in esame la superficie di captazione e moltiplicandola per il costo (per unità di superficie) specifico di impianti già in esercizio. Tale costo comprende:

- tubo ricevitore;
- strutture;
- opere elettriche;
- qualification test;
- montaggio;
- supervisione e controllo.

Il costo specifico più alto è quello del sistema a sali binari poiché è necessario tenere sempre al di sopra dei 250 °C, non solo le tubature con sistemi idonei, ma anche tutta la strumentazione che va necessariamente tracciata. Si comprende, come in questo caso il controllo debba essere molto rigoroso. Per il sistema a sali ternari il risparmio consiste nella possibilità di poter arrivare fino a temperature minime di 150 °C. L'escursione di 100 °C permette di risparmiare qualcosa sulle tracciate, per cui, ritenuto che il sistema

elettrico incida per il 20% sul prezzo totale dell'apparecchiatura ove scorre sale binario, si può ragionevolmente ritenere che per il ternario tale valore si attesti al 15%.

Ancor minore è il costo specifico del campo ad olio poiché oltre a non avere problemi di solidificazione, la temperatura di esercizio massima di 390 °C, contro quella di 550 °C dei sali giustifica costi più contenuti sia nei materiali che nella strumentazione; a questi aspetti si aggiunge inoltre una maggiore maturità della tecnologia.

A detti costi, relativamente al campo solare, è stato aggiunto l'onere delle fondazioni valutato sulla base del costo effettivo di quelle relative ad ogni collettore (10 k€ l'uno).

Infine, sempre relativamente al campo solare, è stata considerata la quantità di fluido circolante nei tubi ricevitori e nel piping.

Questa è stata calcolata partendo dal volume interno delle tubazioni (diametro 0,064 m e lunghezza 100 m per collettore) moltiplicato 2 per tener conto del piping. Valutando il peso attraverso la densità è possibile quindi risalire al costo totale del fluido di processo, a partire dal costo del fluido stesso (0,9 €/kg il sale binario, 7 €/kg l'olio e 5 €/kg il sale ternario).

Tale valutazione ha portato a ritenere che, come costo del campo solare, il più vantaggioso sia quello ad olio, seguito da quello a sali binari e da ultimo quello a sali ternari che paga il maggior prezzo del fluido di processo ed un prezzo comunque alto del sistema di captazione.

Le soluzioni a sali fusi, tuttavia, recuperano con il sistema di accumulo poiché, sfruttando un salto di temperatura di 160 °C superiore, possono disporre di serbatoi di accumulo e di quantità di sali per l'accumulo molto inferiore (quasi 3 volte). Questa riduzione risente anche del maggior rendimento di trasformazione termico/elettrico dovuta al maggior surriscaldamento del vapore inviato nella turbina del gruppo di potenza (circa 41% contro 37%).

Il costo dell'accumulo viene calcolato in base al volume di sali necessario, funzione della capacità termica e dell'energia da accumulare. Il volume dei serbatoi corrisponde al volume dei sali maggiorato del 20 % per tener conto di una zona di volume morto e moltiplicato per due per tener conto del serbatoio contenente il sale caldo e di quello contenente il sale freddo. Il costo dei serbatoi è stato stimato sulla base di serbatoi in acciaio speciale (i serbatoi di accumulo termico possono essere costruiti in acciaio 321 H) (510 €/m<sup>3</sup>), ad esso va aggiunto l'onere dovuto alle pompe, al fusore, al sistema elettrico e alle fondazioni. Il costo dei serbatoi può considerarsi ragionevolmente pari a circa il 30% del totale [R 3].

Per gli impianti ad olio e a sali ternari, il costo dell'accumulo risente anche dello scambiatore di disaccoppiamento, che va ad aggiungersi agli altri costi. Nel calcolo è stato inserito il valore di quello a piastre saldate, che è più conveniente, ma il cui costo è più incerto per la peculiarità dell'applicazione.

Il costo del gruppo di potenza è stato calcolato sulla base di valori specifici presenti in letteratura ([R 4], [R 5],[R 6]) e su valori di mercato. A questo è stato aggiunto un 20 % per tener conto del controllo, costruzione, ingegneria e contingenza.

La caldaia di integrazione a combustibili commerciali (caldaia di backup), necessaria per compensare le dispersioni termiche del campo solare nei periodi non coperti da radiazione solare, né da accumulo è stato valutato sulla base di costi riportati in manuali specifici [R 3], relativamente ad un forno/caldaia di tipo a camera con tubi radianti orizzontali in acciaio inossidabile. In questo caso, tale caldaia è stata dimensionata per una taglia adatta a sostenere le perdite notturne pari a 120 kW/stringa nel caso della configurazione a sali binari, a 90 kW/stringa per quella ad olio e a 100 kW/stringa per quella a sali ternari. In questo modo il forno dovrà garantire una potenza rispettivamente di 11, 12 e 10 MW. Il più grande risulta essere quello della configurazione ad olio poiché, pur avendo le perdite specifiche minori ha la maggiore estensione del campo solare, a causa del minor salto termico.

Il totale, relativamente al costo di investimento, è stato maggiorato di 20 M€ per tener conto di ulteriori opere civili ed imprevisti.

Ove i costi siano stati ricavati da manuali americani e fossero in dollari, il prezzo è stato riportato in € con il cambio attuale \$/€ (1,34) e considerando il CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index) opportuno [R 9] per tener conto della variazione del costo negli anni e portare tutto alla valutazione del 2013.

## 6.2 Calcolo del costo energetico specifico nelle tre diverse configurazioni

Il costo annuale dell'energia elettrica è stato valutato considerando, ai fini dell'ammortamento, una vita utile dell'impianto di 15 anni con un tasso di sconto effettivo del 7%. La vita dell'impianto, in realtà, dovrebbe essere di circa 30 anni, ma è consigliabile ripagare l'impianto stesso alla metà di questo tempo, sia per motivi di incertezza sull'effettiva durata, sia perché nella seconda metà della vita produttiva cresce l'onere delle manutenzioni straordinarie, ben più alto di quello ordinario considerato.

In pratica il costo annuale  $C_a$  è stato determinato con la seguente formula:

$$C_a = \frac{I_i}{F_a} + C_{oa} + C_c + Est$$

nella quale:

- $I_i$  è il costo d'investimento iniziale;
- $C_{oa}$  è il costo operativo (O&M) delle apparecchiature pari al 2 % di  $I_i$ ;
- $F_a$  è il fattore di annualità ricavato dalla seguente formula:

$$F_a = \sum_{j=1}^n \frac{1}{(1+i)^j}$$

con:

- $n$ , anni di vita utile;
- $i$ , tasso di sconto effettivo;
- $C_c$ , costo del combustibile;
- $Est$ , esternalità.

Il costo del combustibile è stato ricavato con riferimento al metano e considerando il suo Potere Calorifico Inferiore PCI di 34,53 MJ/Nm<sup>3</sup>.

Le esternalità, infine, sono associate principalmente ai *danni* provocati dalle emissioni derivanti dall'utilizzo delle varie fonti primarie. Tali danni comprendono sia l'impatto fisico sull'*ambiente* dell'inquinamento prodotto, che le conseguenze di tale impatto sulla *qualità della vita*.

Il gestore, per ogni suo impianto con potenza termica maggiore di 20 MW, è tenuto a comunicare all'Autorità Nazionale, con cadenza annuale, le emissioni accertate di CO<sub>2</sub> prodotte nell'anno precedente ed a restituire un numero equivalente di quote di emissioni, che vengono annullate.

Se, per un impianto, queste sono in numero inferiore alle quote che gli sono state rilasciate o si è aggiudicato nelle aste, può sfruttare le quote rimanenti per le sue esigenze, anche in anni successivi, o

venderle sui mercati dell'Unione Europea; in caso contrario deve acquistare su questi mercati le quote mancanti, o utilizzare quelle rimanenti di eventuali altri suoi impianti, oppure sfruttare le *unità di riduzione* delle emissioni, ottenute, nell'ambito del sistema comunitario di scambio, attraverso attività di progetto previste dai *meccanismi* attuativi del *Protocollo di Kyoto*.

Nel nostro calcolo è stato assegnato un valore di 12 €/ton di CO<sub>2</sub> emessa (in totale si ha un onere di 57,3 k€/y per l'impianto a sali binari, 47,9 k€/y per la configurazione olio/sali binari e 37,7 k€/y). Questi valori, come si vede, sono trascurabili rispetto alle altre voci di costo.

Sulle emissioni di SO<sub>2</sub> e NO<sub>x</sub>, prodotte dagli impianti di generazione con *potenza termica* nominale *pari o superiore a 50 MW*, la L. 449/97 ha istituito una tassa, con decorrenza 1-1-1998. Secondo quanto previsto nel regolamento attuativo di tale legge [R 8], per ogni impianto interessato l'esercente deve presentare al competente ufficio tecnico di finanza (UTF), cui è ora subentrato l'ufficio dell'agenzia delle dogane (UD), una dichiarazione annuale relativa a:

- qualità e quantità di ciascun combustibile utilizzato;
- emissioni complessive di SO<sub>2</sub> e di NO<sub>x</sub> con le rispettive metodologie di calcolo utilizzate.

La tassa è pari attualmente a 106 €/t per l'SO<sub>2</sub> e a 209 €/t per l'NO<sub>x</sub>; si applica alle emissioni complessive senza prevedere quote esenti.

Queste ultime esternalità possono essere valutate solo ad impianto realizzato ed in marcia ed in ogni caso, nel caso degli impianti di nostro interesse, se perfettamente funzionanti non incidono in maniera significativa sul costo specifico di produzione di energia.

L'energia elettrica prodotta (Ee) è stata calcolata dividendo l'energia termica prodotta (Et) per il rendimento di trasformazione ( $\eta_{tr}$ ) della configurazione scelta.

Dividendo il costo annuale ottenuto (Ca) per l'energia elettrica prodotta nell'arco di un anno, è stato ottenuto il costo del kWh elettrico (Ce):

$$C_e = \frac{C_a}{E_e}$$

La Tabella 20 mostra le caratteristiche degli impianti analizzati e per i quali è stato calcolato il costo energetico, il cui risultato è riassunto in Tabella 21.

Come si evince dalla Tabella 21 il prezzo più conveniente si ottiene nella configurazione con fluido a sali binari ove, pur avendosi le maggiori dispersioni termiche in assenza di radiazione solare e il maggior costo, per unità di superficie del campo solare, non si ha lo scambiatore di disaccoppiamento e si ha il più basso costo per il fluido termovettore. Inoltre, rispetto a quella ad olio, si ha un salto termico di 260 °C che favorisce sia un miglior rendimento di trasformazione termica nel ciclo vapore sia dimensioni più contenute del sistema di accumulo.

Si noti come nel sistema ad olio il costo dell'accumulo sia proporzionalmente elevato rispetto al costo di investimento dell'impianto (Figura 31) e questo costo incide notevolmente sul costo energetico finale.

**Tabella 20: caratteristiche impianto utilizzate per l'analisi economica.**

	Sali binari	Olio	Sali ternari	
Potenza elettrica da produrre	50	50	50	MW
Rendimento termodinamico del ciclo vapore	0,407	0,368	0,403	
Rendimento Campo Solare	0,684	0,700	0,677	
Periodo di captazione	365	365	365	d/y
Potenza termica da produrre	122,85	135,86	124,07	MW <sub>th</sub>
Accumulo termico sali	7,5	7,5	7,5	h/d
Radiazione nominale	0,85	0,85	0,85	kW/m <sup>2</sup>
Superficie di captazione collettore	556,8	556,8	556,8	m <sup>2</sup>
Numero collettori per stringa	8	6	8	
Superficie stringa	4 454,4	3 340,8	4 454,4	m <sup>2</sup>
Numero stringhe reali	95	137	97	
Numero collettori totali	760	822	776	
Superficie di captazione reale	423 168	457 690	432 077	m <sup>2</sup>
Energia termica prodotta	326 463	417 531	373 594	MWh <sub>th</sub> /y
Energia di integrazione per perdite notturne	64 193	53 684	42 234	
Dispersioni per stringa	120	90	100	kW
Potenza di integrazione necessaria	11	12,33	10	MW
Terreno utilizzato	1 379 528	1 492 068	1 408 570	m <sup>2</sup>
Energia da accumulare	921 376	1 017 915	930 521	kWh/d
Temperatura serbatoio caldo	550	380	540	°C
Temperatura serbatoio freddo	290	280	280	°C
Massa sali in ogni serbatoio	8 419 467	24 433 877	8 510 449	kg
Diametro interno tubo ricevitore	0,064	0,064	0,064	m
Lunghezza collettore	100,00	100,00	100,00	m
Volume fluido termico campo solare	977,469	1 057,210	998,048	m <sup>3</sup>
Densità fluido termico nelle tubazioni	1 880,12	767,35	1 721,13	kg/m <sup>3</sup>
Fattore moltiplicativo per includere piping	2,00	2,00	2,00	
Massa fluido termico nelle tubazioni	3 675 519,7	1 622 500	3 435 539,8	kg
Frazione integrazione combustibile fossile	15,3	11,39	13,35	%
PCI combustibile fossile (CH <sub>4</sub> )	34,53	34,53	34,53	MJ/Nm <sup>3</sup>
Consumo combustibile fossile	6 692 622	5 596 942	4 403 197	m <sup>3</sup> /y
	4 777	3 995	3 143	ton/y

**Tabella 21: dettaglio dei costi dell'energia elettrica in tre configurazioni di impianto.**

	Sali binari	Olio	Sali ternari	u.m.
Terreno specifico	2,5	2,5	2,5	€/m <sup>2</sup>
Terreno	3 449	3 730	3 521	k€
Fondazione per collettore	10	10	10	k€/collettore
Fondazione campo solare	7 600	8 220	7 760	k€
Campo solare (tubi+strutture+accessori+controllo)	275	204	261	€/m <sup>2</sup>
Costo campo solare specifico	2 546	2 259	2 754	€/kW
Costo specifico sali binari	0,9	0,9	0,9	€/kg
Costo specifico olio	7,0	7,0	7,0	€/kg
Costo specifico sali ternari	5	5	5	€/kg
Fluido termovettore nel tubo ricevitore	3 308	11 358	17 178	k€
<b>Campo solare totale</b>	<b>127 279</b>	<b>112 946</b>	<b>137 710</b>	<b>k€</b>
Costo sali per accumulo	7 578	21 990	7 659	k€
Costo specifico serbatoi per accumulo	510	510	510	€/m <sup>3</sup>
Melter+pompe+sist. retrr.+fondazioni	1 700	1 700	1 700	€/m <sup>3</sup>
Costo serbatoi per accumulo	5 481	15 907	5 540	k€
Costo melter+pompe+sist ele+fondazioni	15 226	44 186	15 390	k€
Costo accumulo su volume di Sali	2 210	2 210	2 210	€/m <sup>3</sup>
<b>Costo scambiatore di disaccoppiamento</b>	<b>0,0</b>	<b>4 063</b>	<b>8 940</b>	<b>€/kWh</b>
<b>Costo accumulo totale</b>	<b>28 285</b>	<b>86 147</b>	<b>37 530</b>	<b>k€</b>
Costo accumulo senza scambiatore di disacc	28 284,5	82 083,6	28 590,1	k€
<b>Costo campo solare con accumulo totale</b>	<b>159 012</b>	<b>202 823</b>	<b>178 761</b>	<b>k€</b>
Costo specifico power block	850	850	850	€/kWel
Controllo, Costruzione, ingegneria e contingenza PB	204,0	204,0	204,0	€/kWel
<b>Generatore energia elettrica</b>	<b>52 700</b>	<b>52 700</b>	<b>52 700</b>	<b>k€</b>
<b>Forno di backup</b>	<b>3 000</b>	<b>3 500</b>	<b>2 500</b>	<b>k€</b>
Altro	20 000	20 000	20 000	k€
<b>Costo investimento</b>	<b>234 712</b>	<b>279 023</b>	<b>253 961</b>	<b>k€</b>
Costo specifico combustibile backup	0,25	0,25	0,25	€/m <sup>3</sup>
<b>Costo combustibile</b>	<b>1 673</b>	<b>1 399</b>	<b>1 101</b>	<b>k€/y</b>
Costo Operation & Maintenance specifico	2	2	2	% inv
<b>Operation &amp; Maintenance</b>	<b>4 694</b>	<b>5 580</b>	<b>5 079</b>	<b>k€/y</b>
Fattore di annualità	9,11	9,11	9,11	
Quota ammortamento (15 anni, 7 % sconto effettivo)	25 770	30 635	27 884	k€/y
Costo annuale	32 138	37 615	34 064	k€/y
Produzione energia elettrica	144 607	153 819	150 558	MWhel/y
<b>Costo energia elettrica</b>	<b>222</b>	<b>245</b>	<b>226</b>	<b>€/MWhel</b>

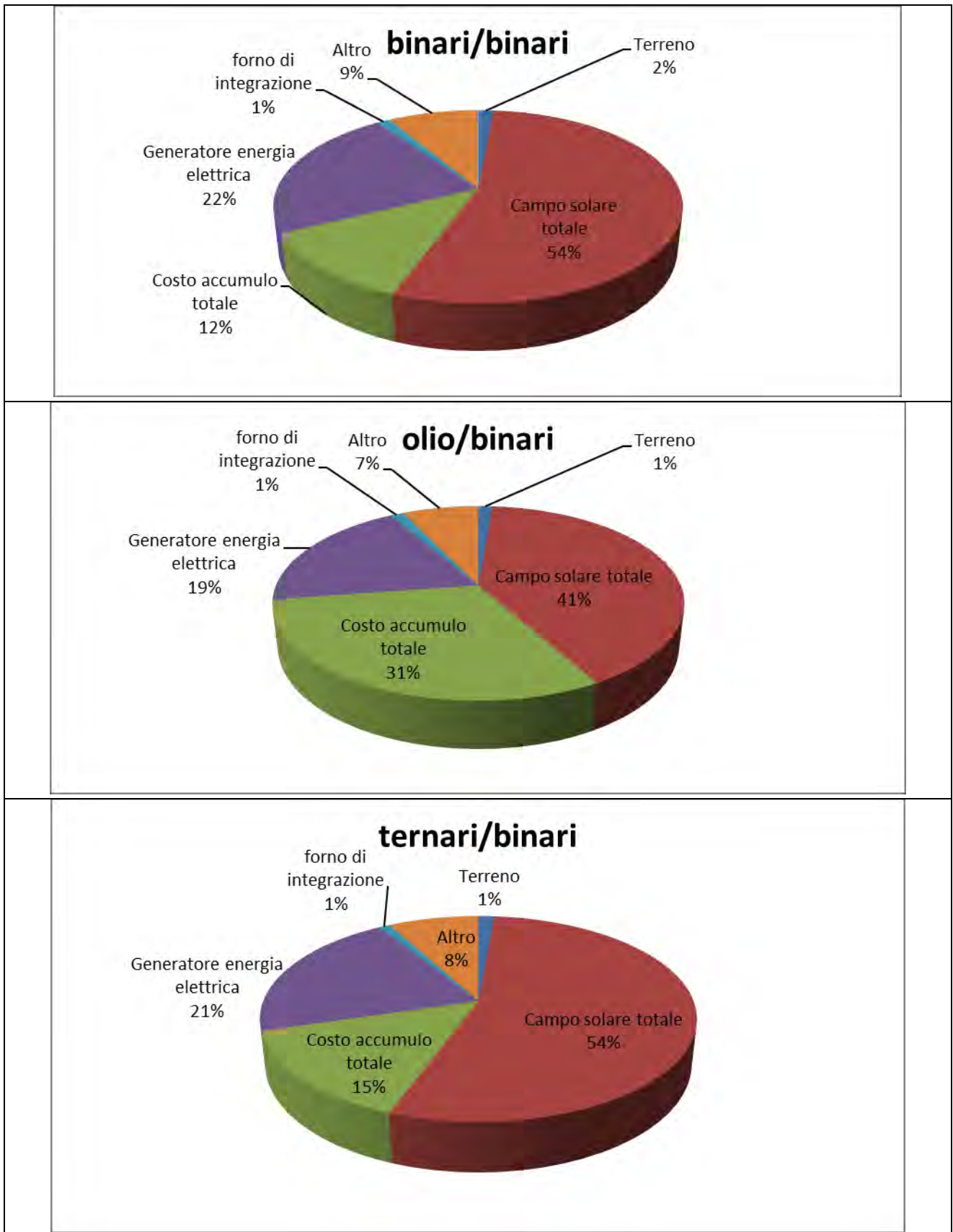


Figura 31: ripartizione dei costi nelle tre tipologie di impianto analizzate.

### 6.3 Analisi di sensitività

Per una corretta valutazione economica, vista l'incertezza di alcune voci, è utile eseguire un'analisi di sensitività prendendo come base i valori presenti in Tabella 21 e facendo variare in un certo intervallo i valori delle voci di costo che si ritengono più incerti.

Queste incertezze possono essere dovute, per esempio, al fatto che alcune caratteristiche sono state ricavate da manuali piuttosto che da valori reali, oppure per la diversa maturità della tecnologia, che fa sicuramente diminuire nel tempo il costo delle apparecchiature o dei componenti più innovativi. Per esempio se il generatore di potenza elettrica è del tutto commerciale, così non si può dire per il tubo ricevitore di un impianto solare a sali fusi o, ancor più, per lo scambiatore di disaccoppiamento sali binari/ternari, che non è mai stato ancora realizzato; pertanto l'andamento nel tempo dei loro costi sarà nettamente diverso.

Le voci che potrebbero risentire di variazioni sono dunque:

- Campo solare, relativamente a tubo ricevitore, strutture e controllo, con una variazione tra -40 e +20 %.
- Sistema di accumulo senza lo scambiatore di disaccoppiamento, con una variazione -40 e + 40 %
- Scambiatore di disaccoppiamento tra -50 e +50%
- Quota di ammortamento tra i 20 e i 30 anni, lasciando invariato il tasso al 7%
- Tasso di sconto tra il 5 e il 10 %, lasciando a 15 anni il tempo di ammortamento
- O&M tra l'1,5 e il 5% del costo di costruzione dell'impianto.

I grafici di Figura 32 mostrano i costi al variare delle voci considerate.

Tra tutte le caratteristiche analizzate nell'analisi di sensitività, oltre alle variabili economiche dovute al tempo di ammortamento e al tasso di sconto, il costo del campo solare, comprendente tubo ricevitore, controlli e strutture, è quello che incide maggiormente sul costo specifico di produzione di energia elettrica. Ciò fa ben sperare per notevoli riduzioni del costo di produzione, poiché questa tecnologia è ancora ottimizzabile e potrebbe beneficiare in futuro delle diminuzioni di costi dovuti all'incremento della produzione delle apparecchiature ad esso connesse, come già avvenuto per il settore del fotovoltaico.

Per quanto riguarda le tre configurazioni di impianto, si può facilmente intuire che quella ad olio risulta più conveniente solo se si ha una notevole riduzione del costo dell'accumulo termico, mentre quella a sali binari, già più conveniente nelle condizioni simulate, si avvantaggerebbe ulteriormente con una riduzione del costo del campo solare. Quella a sali ternari, al momento, presenta costi leggermente maggiori a quella a sali binari, dovuti in particolare al costo dello scambiatore di disaccoppiamento e al maggior costo dei sali, ma è tuttavia la tecnologia con maggiori margini di ottimizzazione.

Naturalmente va ancora rimarcata l'incertezza sul costo dello scambiatore di disaccoppiamento sali ternari/sali binari, ancora mai realizzato.

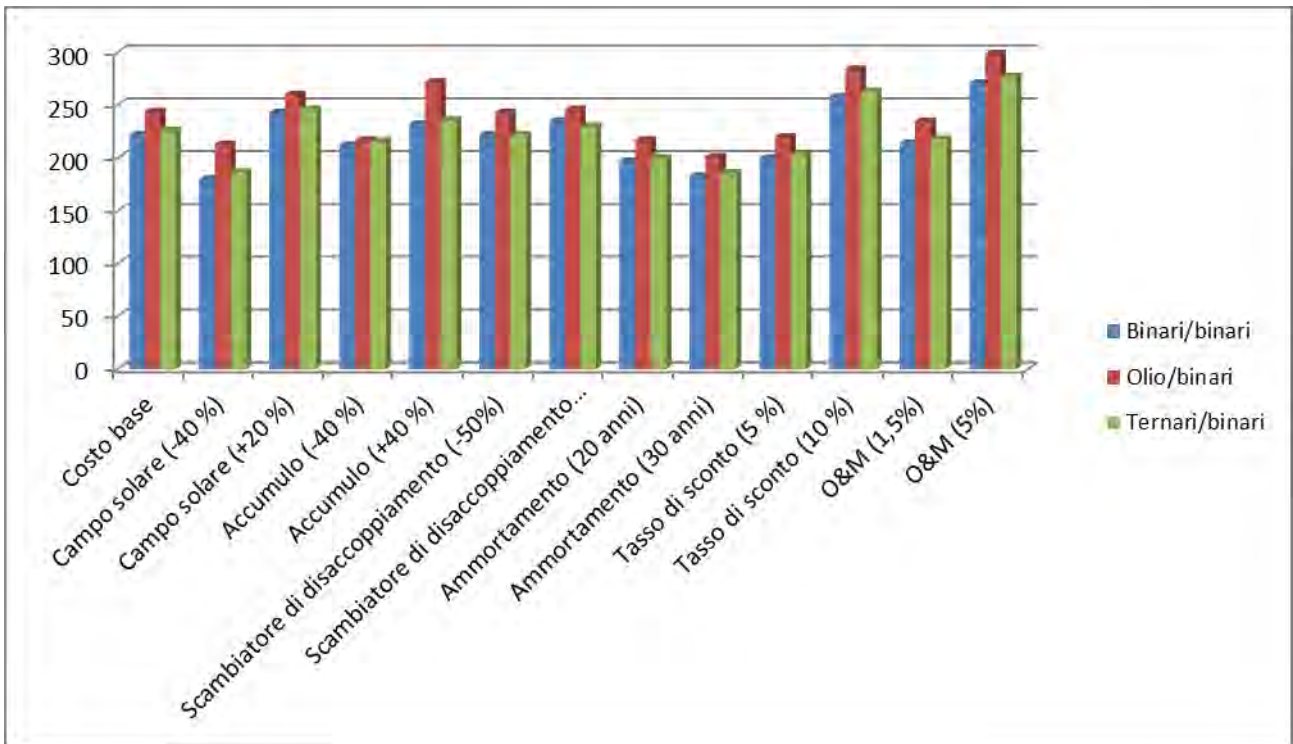


Figura 32: variazione del costo (€/MWh<sub>e</sub>) al variare delle voci di costo.

## 7 CONCLUSIONI

La produzione di energia elettrica da solare a concentrazione rappresenta un'importante opportunità per l'industria italiana in vista dei grossi programmi di costruzione in diversi Paesi (Nord Africa, Medio Oriente, Cina, India ecc.) ai quali, le tecnologie fortemente innovative con prestazioni all'avanguardia, possono fornire un vantaggio competitivo per concorrere al loro sviluppo tecnico-economico.

Al fine di indirizzare l'industria italiana nello sviluppo di nuovi e più efficienti impianti e componenti per il solare a concentrazione, in questo lavoro si sono confrontate tre diverse configurazioni impiantistiche in modo da individuare le linee di sviluppo più promettenti dal punto di vista applicativo.

I tre diversi schemi impiantistici sono stati analizzati per una produzione di energia elettrica di media taglia (50 MWe) e contemplano l'utilizzo di un accumulo termico di 7,5 h giornaliero.

Il primo schema si basa, per il trasporto del calore, su una miscela di sali fusi "binaria", formata da nitrato di sodio e nitrato di potassio; il secondo su una miscela "ternaria", costituita da nitrato di sodio, nitrato di potassio e nitrato di litio e sulla miscela binaria per l'accumulo termico. Il terzo schema, infine, si basa sull'olio termico come fluido termovettore e la miscela di sali "binaria" per il solo accumulo termico.

Il primo schema (miscela binaria) rappresenta la soluzione di base sviluppata dall'ENEA e già utilizzata per l'impianto Archimede di Priolo; il terzo schema (olio termico + miscela binaria) riprende una soluzione adottata in alcuni impianti spagnoli, come Andasol. Il secondo schema (miscela ternaria) rappresenta invece una proposta innovativa, che punta a migliorare le prestazioni di impianto e ridurre i costi di esercizio. In particolare, poiché la miscela ternaria presenta una temperatura di congelamento sensibilmente inferiore rispetto alla miscela binaria, questa soluzione rende possibile mantenere l'impianto a temperatura più basse nelle ore notturne e ridurre le perdite di energia per dispersione del calore.

Il secondo e il terzo schema utilizzano quindi due fluidi distinti per il trasporto del calore e per l'accumulo termico e richiedono due circuiti distinti, con uno scambiatore di calore interposto. Nello schema olio termico + miscela binaria si può utilizzare uno scambiatore tradizionale a fascio tubiero, come in altri progetti (Andasol); tuttavia, in conseguenza della novità e delle problematiche connesse con la maggiore viscosità dei sali, sono state analizzate diverse soluzioni impiantistiche, in termini di tipo dell'apparecchiatura e di dimensionamento e si è visto che il tipo a fascio tubiero risulta inadeguato per lo scambio termico tra sali binari e sali ternari. La tipologia a piastre si è invece rivelata più conveniente anche se implica materiali e guarnizioni atte a sopportare le alte temperature del fluido termico (550 °C). Anche per lo scambiatore olio/sali binari, questa tipologia sembra essere interessante e conveniente.

La parte di generazione di energia elettrica (power block) è stata simulata ed ottimizzata con il software commerciale Gate Cycle ed è stata scelta la stessa configurazione di apparecchiature per verificare quanto la diversa temperatura del fluido termovettore possa far variare il rendimento di trasformazione termico/elettrico. I risultati hanno mostrato che la configurazione a sali binari è la migliore (40,7 %), mentre quella ad olio, che risente della minore temperatura massima raggiungibile, dà il risultato più basso (36,8 %).

La configurazione a sali ternari è invece vicina a quella a sali binari (40,3 %).

La valutazione economica delle tre soluzioni, con l'analisi di sensitività rispetto ai principali parametri, mette a confronto costo di impianto e costo unitario di produzione dell'energia elettrica nei tre casi, partendo dalla stessa potenza nominale (50 MWe) e dimensionando il campo solare per ogni singolo caso, in funzione della potenza termica del generatore di vapore e dell'efficienza delle stringhe del campo solare. In tutti e tre i casi, la radiazione solare di Priolo Gargallo (SR) è stata presa a riferimento.

Per quanto riguarda il costo unitario di produzione di energia elettrica (€/MWh), è stato considerato l'onere annuo per l'ammortamento dell'investimento iniziale, l'esercizio e manutenzione, nonché il combustibile di integrazione. Tutti i costi sono stati valutati in conformità a valori di mercato e, ove non disponibili, da dati di letteratura o da manuali specializzati ([R 3],[R 4],[R 5],[R 6],[R 7]).

Il prezzo più conveniente si è ottenuto per la configurazione a sali binari come fluido termovettore con accumulo termico diretto, anch'esso a sali binari. Questa configurazione, pur avendo il prezzo per unità di superficie più alto per il campo solare, presenta il costo più basso per il sistema di accumulo e, nei confronti della configurazione a sali ternari non necessita dello scambiatore di disaccoppiamento. Il più basso costo dei sali all'interno del circuito di captazione e piping contribuisce ad una ulteriore convenienza che, a questo punto, ripaga delle maggiori perdite notturne dovute alla più alta temperatura del fluido termovettore. Si noti come nel sistema ad olio il costo dell'accumulo sia proporzionalmente elevato rispetto al costo di investimento dell'impianto. Questo aspetto è dovuto principalmente al minor salto termico del sistema di accumulo, che in questo caso è di 100 °C contro i 260 °C delle configurazioni nelle quali si utilizza il sale come fluido termovettore. La minore temperatura massima contribuisce anche ad un minor rendimento del sistema di generazione elettrica (37% contro il quasi 41% del caso di impianti a sali). La configurazione che utilizza sali ternari, pur avendo l'onere dello scambiatore di disaccoppiamento, rispetto a quella a sali binari, ha le minori perdite di dispersioni e un costo più contenuto del sistema di accumulo, in confronto alla configurazione ad olio.

Da questa analisi si può comprendere, quindi, come impianti che utilizzino olio, quale fluido termovettore, siano convenienti solo senza o con piccoli accumuli termici, mentre aumentando la quota di accumulo termico gli impianti a sali si dimostrano migliori dal punto di vista economico.

Tra tutte le caratteristiche analizzate nell'analisi di sensitività, oltre alle variabili economiche dovute al tempo di ammortamento e al tasso di sconto, il costo del campo solare, comprendente tubo ricevitore, controlli e strutture, è quella che incide maggiormente sul costo specifico di produzione di energia elettrica. Ciò fa ben sperare per notevoli riduzioni di costo di produzione, in particolare per le configurazioni che utilizzano miscele di sali come fluido termovettore, poiché questa tecnologia è ancora ottimizzabile e potrebbe beneficiare in futuro delle diminuzioni di costi dovuti all'incremento della produzione delle apparecchiature ad esso connesse, come già avvenuto per il settore del fotovoltaico.

## 8 ACRONIMI

ANI	Aperture Normal Irradiance
$A_0$	superficie di scambio [ $m^2$ ]
$A_p$	superficie di una piastra [ $m^2$ ]
$a_s$	sezione di passaggio nel mantello [ $m^2$ ]
B	distanza dei diaframmi [m]
$c_p$	calore specifico a pressione costante [J/Kg/°C]
CSP	Concentrating Solar Power
d	diametro dei tubi (i pedici i ed 0 stanno per interno ed esterno dei tubi rispettivamente) [m]
d	diametro dei tubi (i pedici i ed e stanno per interno ed esterno rispettivamente) [m]
$d_e$	diametro equivalente [m]
DNI	Direct Normal Irradiance
DP	perdite di carico (i pedici i ed s stanno per interno dei tubi e mantello rispettivamente) [bar]
$D_s$	diametro del mantello [m]
$DT_{LM}$	differenza di temperatura media logaritmica
E-O	Est-Ovest
$F_a$	portata del fluido esterna ai tubi [kg/s]
$f_s$	coefficiente di attrito all'esterno dei tubi
$f_t$	coefficiente di attrito all'interno dei tubi
$F_T$	fattore correttivo della $DT_{LM}$
$G_s$	flusso ponderale all'esterno dei tubi [kg/(s*m <sup>2</sup> )]
$G_t$	flusso ponderale all'interno dei tubi [kg/(s*m <sup>2</sup> )]
GV	Generatore di vapore
$h_i$	coefficiente di scambio interno ai tubi [W/m <sup>2</sup> /°C]
$h_{i0}$	coefficiente di scambio interno ai tubi riportato a diametro esterno [W/m <sup>2</sup> /°C]
$h_s$	coefficiente di scambio esterno ai tubi [W/m <sup>2</sup> /°C]
k	coefficiente di conducibilità termica lineare [W/m/°C]
L	lunghezza dei tubi o della piastra [m]
N	numero di tubi
$n_m$	numero di passaggi nel mantello
$n_p$	numero di passaggi nei tubi
N-S	Nord-Sud
NTU	Numero Unità di Trasferimento
Nu	Numero di Nusselt
O&M	Operation & Maintenance
$P_e$	Potenza elettrica dell'impianto
Ploss	Perdita di potenza
Pr	Numero di Prandtl
Put	Potenza elettrica richiesta dall'utenza
$P_t$	Potenza termica richiesta al campo solare
Q	calore scambiato [J]

Rd'	coefficiente di sporramento del fluido dentro i tubi [ $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ]
Rd''	coefficiente di sporramento del fluido all'esterno dei tubi [ $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ]
Re	Numero di Reynolds
SM	Solar Multiple
SEGS	Solar Electric Generating System
t	temperatura del fluido freddo (i pedici 1 e 2 stanno per: in entrata ed in uscita rispettivamente) [ $^\circ C$ ]
T <sub>1</sub>	temperatura del fluido caldo (i pedici 1 e 2 stanno per: in entrata ed in uscita rispettivamente) [ $^\circ C$ ]
U <sub>C</sub>	coefficiente di scambio termico globale con tubi puliti [ $W/m^2/^\circ C$ ]
U <sub>D</sub>	coefficiente di scambio termico globale [ $W/m^2/^\circ C$ ]
u.m.	unità di misura
u <sub>i</sub>	velocità del fluido all'interno dei tubi [m/s]
w <sub>f</sub>	portata del fluido in una camera [kg/s]
η <sub>cs</sub>	rendimento dei collettori solari
η <sub>th</sub>	rendimento di trasformazione termico-elettrico
μ	viscosità dinamica [Pa*s]
ρ	densità [kg/m <sup>3</sup> ]
φ	coefficiente che tiene conto della differenza di viscosità tra interno e parete del tubo

## 9 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

R 1: ESTELA & Greenpeace. Concentrating Solar Power. Global outlook 2009. Why Renewable Energy is hot; 2009.

R 2: Perry RH, Green DW. Perry's chemical Engineers' Handbook. 7th ed. McGraw Hill; 1998.

R 3: Peters M.S., Timmerhaus K.D., West R.E.; "Plant design and economics for chemical engineers"; McGraw-Hill, fifth edition.

R 4: Pitz-Paal R, Dersch J, Milow B, T  llez F, Ferriere , Langnickel U, et al.; "Development Steps for Parabolic Trough Solar Power Technologies With Maximum Impact on cost Reduction", Journal of Solar Energy Engineering, 2007, 129:371-77.

R 5: Liberatore R, Lanchi M, Giaconia A, Tarquini P. Energy and economic assessment of an industrial plant for the hydrogen production by water-splitting through the sulfur-iodine thermochemical cycle powered by concentrated solar energy. Int J Hydrogen Energy 2012; 37 (12): 9550-65.

R 6: Desideri U, Campana PE, "Analysis and comparison between a concentrating solar and a photovoltaic power plant"; Applied Energy (2014) 113: 422-433.

R 7: Servert J, San Miguel G, Lopez D; Hybrid Solar - Biomass Plants For Power Generation; Technical And Economic Assessment; Global NEST Journal, 2011, 13: 266-76.

R 8: D.P.R. 416/01 – "Regolamento recante norme per l'applicazione della tassa sulle emissioni di anidride solforosa e di ossidi di azoto, ai sensi dell'art. 17, comma 29, della L. 449/97" – G. U. n° 277 del 28-11-2001.

R 9: Chemical Engineering Magazine; Access Intelligence LLC, September 2013.