

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA**

**SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
- Sede di Forlì -**

***CORSO DI LAUREA*
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe: L-9**

ELABORATO FINALE DI LAUREA

In: Disegno Assistito dal Calcolatore

**STUDIO ED OTTIMIZZAZIONE DI UN IMPIANTO A
CONCENTRAZIONE SOLARE**

CANDIDATO
Leonardo Sintoni

RELATORE
Chia.mo Prof. Luca Piancastelli

**Anno Accademico 2014 - 2015
Sessione II**

Indice

INTRODUZIONE	1
CAPITOLO 1 – GLI IMPIANTI SOLARI A CONCENTRAZIONE	
1.1 - Panoramica degli impianti solari a concentrazione	7
1.1.1 - Sistema parabolico lineare (<i>Parabolic Trough</i>)	7
1.1.2 - Impianto a specchi parabolici lineari <i>Solana, Arizona</i>	9
1.2.1 - Sistema a torre di potenza	10
1.2.2 - Impianto a torre di potenza <i>Ivanpah, California</i>	11
1.3.1 - Impianto a disco parabolico (<i>Parabolic Dish</i>)	12
1.3.2 - Impianto a disco parabolico <i>Infinia</i>	13
1.4 - Confronto tra le diverse tecnologie	14
CAPITOLO 2 – L'IRRAGGIAMENTO SOLARE	
2.1 - Il Sole	17
2.1.1 - Composizione chimica	18
2.1.2 - La struttura interna del Sole	19
2.2 - L'energia solare giornaliera emessa	22
2.3 - Funzionamento a 24 ore dell'impianto	26
CAPITOLO 3 – IL CICLO TERMODINAMICO	
3.1 - Il ciclo Rankine	29
3.2 - Gli ORC	32
3.3 - Il ciclo per il concentratore solare a disco parabolico.	34
3.4 - I fluidi per la trasmissione dell'energia	36
3.4.1 - Scelta del fluido	36
3.4.2 - Fluido primario: <i>R245fa</i>	36
3.4.3 - Il fluido secondario: <i>l'acqua glicolata</i>	40
3.5 - Il rendimento del ciclo	42

CAPITOLO 4 – I COMPONENTI DEL CONCENTRATORE SOLARE A DISCO PARABOLICO.

4.1 - Il disco parabolico	45
<i>4.1 - Dimensionamento</i>	46
4.2 - Il ricevitore	49
4.3 - I serbatoi e il problema dell'accumulo	52
<i>4.3.1 - Calcolo della quantità di fluido riscaldato</i>	53
<i>4.3.2 - Il problema dell'accumulo</i>	54
4.4 - La pompa a portata variabile del ciclo secondario	58
4.5 - La pompa a portata costante del ciclo primario	62
4.6 - Lo scambiatore a piastre	63
4.7 - Il condensatore	65
4.8 - La turbina	65
CONCLUSIONI	69
BIBLIOGRAFIA	71

Introduzione

Il ventesimo secolo ha rappresentato un periodo di svolta epocale nell'interpretazione della scienza, cambiandone in maniera radicale la concezione della massa nei suoi confronti. Prima della rivoluzione industriale, la seconda in particolare, le leggi e le ipotesi sul comportamento della natura restavano lontane dalla realtà quotidiana.

La figura dell'ingegnere come la concepiamo oggi si sviluppa con l'affermarsi di un nuovo concetto, quello di tecnologia, la cui sostanza è quella di permettere la realizzazione di strumenti e macchinari in grado di sfruttare quei principi e quei modelli che fino al tempo sembravano posti in piano astratto.

Anche nel mondo di oggi, nonostante l'innumerabile mole di scoperte e nuove tecnologie, esistono parti del pianeta in cui la produzione e l'accumulo di energia risultano essere un problema di ardua soluzione. Quello che manca, a questo punto, non è la conoscenza necessaria alla realizzazione degli impianti adatti, ma la presenza di infrastrutture e risorse in grado di permetterne la costruzione od un implementazione efficiente. Inoltre i combustibili fossili, ad ora i più utilizzati per la produzione di energia, non sono illimitati. La ricerca negli ultimi decenni si è quindi soffermata sulla possibilità di sfruttare le fonti rinnovabili. Fra queste il sole è certamente quella più interessante in termini di resa e disponibilità.

Lo sfruttamento delle emissioni solari può avvenire sostanzialmente in due modi differenti, il primo attraverso l'uso di pannelli fotovoltaici in grado di convertire direttamente la radiazione in elettricità, il secondo prevede l'utilizzo di impianti di concentrazione volti a convertire in calore l'energia solare per fornirla ad un

sistema termodinamico che permetta l'ottenimento di energia meccanica successivamente convertita in elettrica.

I sistemi fotovoltaici in commercio attualmente disponibili garantiscono efficienze nell'ordine del 10% , la concentrazione solare raggiunge invece rendimenti fino al 30%.

I primi tentativi di utilizzo del sole come fonte di produzione di calore sfruttabile risalgono al 1774 quando il chimico francese Lavoisier e lo scienziato inglese Joseph Priestly svilupparono l'idea di generare una combustione attraverso la concentrazione dei raggi solari mediante specchi.

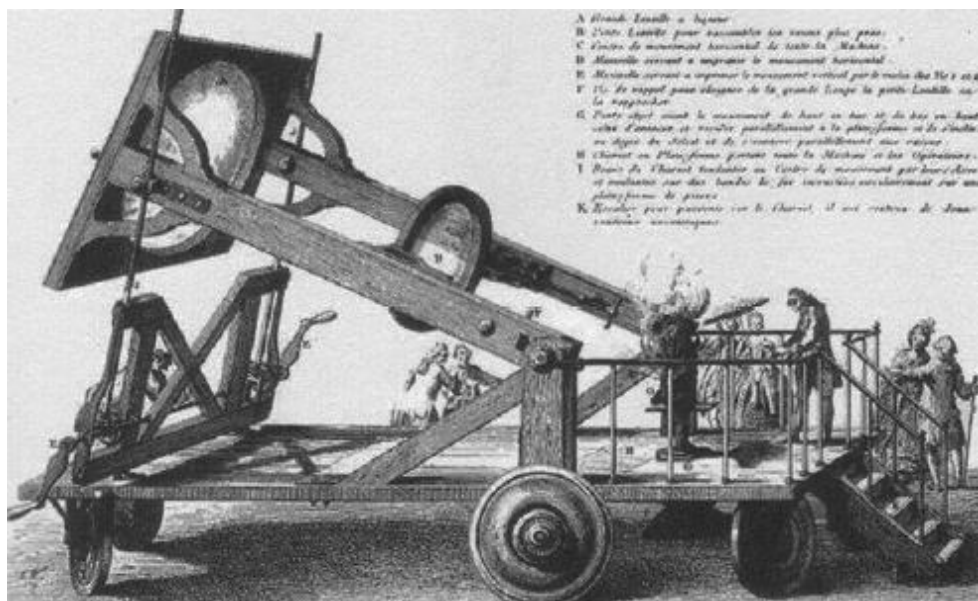


Figura 1.1 Fornace solare utilizzata da Lavoisier nel 1774.

Circa cento anni dopo, nel 1878, un piccolo impianto a concentrazione solare, con un design molto simile rispetto ad un moderno impianto di concentrazione a disco parabolico, venne mostrato nella fiera mondiale di Parigi.

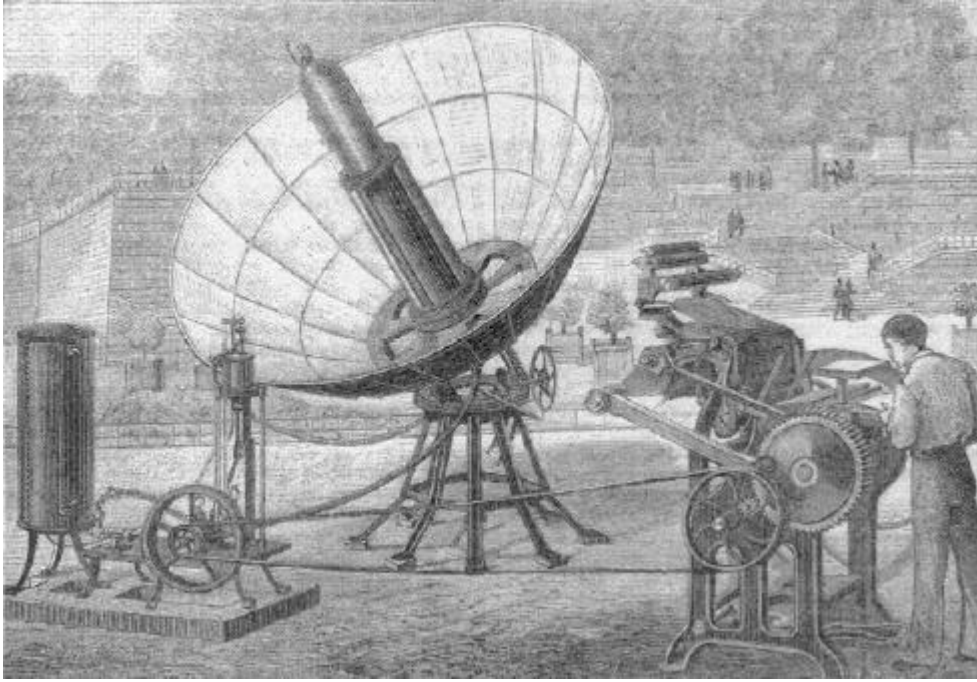


Figura 1.2 Disegno del collettore parabolico alla Paris Exposition nel 1878.

A seguito della realizzazione di questi prototipi l'interesse per questo tipo di applicazione comincia a scemare a causa della messa in atto dei primi dispositivi per la realizzazione di vapore industriale mediante l'utilizzo di combustibili fossili che rispetto all'energia solare garantivano una più semplice applicabilità e rendimenti superiori. Solo alla fine degli anni 70, con la crescente consapevolezza che gas e petrolio non avrebbero potuto soddisfare un fabbisogno energetico sufficiente in un futuro non troppo lontano, l'interesse e lo studio di questi sistemi ritorna in auge.

Lo sfruttamento dell'energia solare dipende, evidentemente, in maniera stretta dalla zona geografica nel quale l'impianto viene collocato, i criteri di ubicazione saranno quindi vincolati dal valore dell'irradiazione media giornaliera che il sole è in grado di garantire.

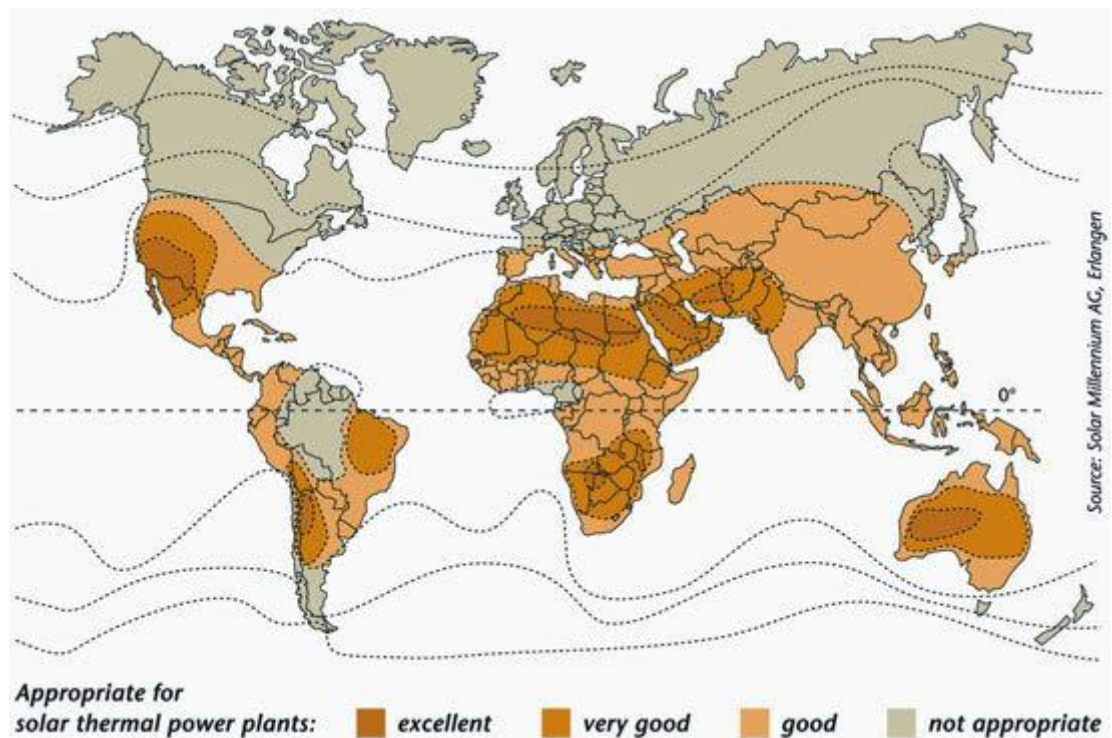


Figura 1.3 Mappa delle zone più favorevoli per l'installazione di impianti solari termici.

Le zone più favorevoli per l'installazione di questi impianti, comprendono l'Australia, la Cina, l'India e tutte le regioni che si affacciano sull'Oceano Pacifico, il Medio Oriente, la quasi totalità dell'Africa, alcune regioni dell'America Meridionale, come Brasile e Cile, e la parte sud occidentale degli Stati Uniti, in particolare lo stato della California e il Messico. Questa fascia, che si estende di circa 35° a Nord e Sud dell'Equatore, è chiamata Sun Belt, ed è la zona che più di tutte garantirebbe un funzionamento regolare degli impianti termosolari.

Possono essere considerati in questa fascia anche i territori europei che si affacciano sul Mediterraneo, principalmente Italia, Grecia e la penisola Iberica. Tra questi sono prediletti i paesi del Nord Africa e del Medio Oriente, in quanto possiedono vaste aree desertiche, inadatte per essere sfruttate a livello di agricoltura e pastorizia, e quindi ideali per l'installazione di grandi impianti solari.

Il progetto esposto in questo elaborato riguarda la realizzazione di un impianto solare a concentrazione a disco parabolico. I vincoli di progettazione assegnati sono la zona geografica (Nord Africa), la modularità dell'impianto e la possibilità di accumulare l'energia di modo che questa possa essere utilizzata anche durante la notte od in periodi in cui le condizioni climatiche non siano ottimali.

Nel primo capitolo vengono analizzate le diverse soluzioni adottate al giorno d'oggi nella realizzazione di impianti CSP (Concentrating Solar Power). Nel secondo viene affrontato il tema dell'irraggiamento solare al fine di determinare l'intensità giornaliera dell'energia. Successivamente viene definito ed analizzato il ciclo termodinamico utilizzato dall'impianto. Infine vengono mostrati tutti i componenti e le specifiche di realizzazione del progetto.

Capitolo 1 – Gli impianti solari a concentrazione

1.1 - Panoramica degli impianti solari a concentrazione

Come ho accennato nell'introduzione i sistemi CSP sfruttano una tecnologia completamente differente rispetto a quella utilizzata dai pannelli fotovoltaici. I tre principali sistemi di concentrazione solare sono il parabolico lineare, la torre di potenza e il disco parabolico. La convenienza all'installazione di questo tipo di impianti è condizionata dalla disponibilità di quantità sufficientemente grandi di terreno, da un elevato valore di irraggiamento solare e dalla possibilità di frequenti interventi di manutenzione.

1.1.1 - Sistema parabolico lineare (Parabolic Trough)

Questo tipo di soluzione consiste nell'utilizzo di collettori parabolici rettangolari a sviluppo lineare, solitamente allineati in numerose file per garantire un buon apporto energetico. Gli specchi ruotano meccanicamente da est verso ovest in modo da seguire la posizione del sole nel cielo al fine di concentrare la luce su tubi ricevitori disposti lungo la linea focale di ogni specchio parabolico. La luce solare riflessa è molto intensa e permette al fluido che scorre lungo il tubo di raggiungere temperature fino a 550°C. Questo fluido surriscaldato viene quindi utilizzato per riscaldare l'acqua al fine di generare vapore che alimenta una convenzionale turbina per la produzione di elettricità. Il tubo è costituito di acciaio inossidabile con una speciale superficie assorbente ed è montato all'interno di un tubo esterno antiriflettente. La zona tra i due tubi è posta sotto vuoto. Nei primi sistemi il fluido termovettore era il Therminol, un particolare tipo di olio. Oggi si preferisce utilizzare sali fusi solitamente composti al 60% da

Nitrato di Sodio ed al 40% da Nitrato di Potassio chiamati comunemente Salnitro. Le temperature raggiungibili mediante questa soluzione sono più alte, tuttavia è necessario mantenere la miscela ad una temperatura non inferiore ai 290°C per evitare che il sale si congeli. Uno dei vantaggi più interessanti di questa tecnologia è la possibilità di conservare il calore del fluido fino a 6 ore in appositi serbatoi di stoccaggio di modo da garantire una copertura appropriata anche durante le ore notturne. L'utilizzo di componenti tradizionali garantisce una facile integrazione nel sistema elettrico con un'efficienza di conversione attorno al 20% e permette la generazione di sistemi ibridi con turbine a gas per garantire un funzionamento continuo.

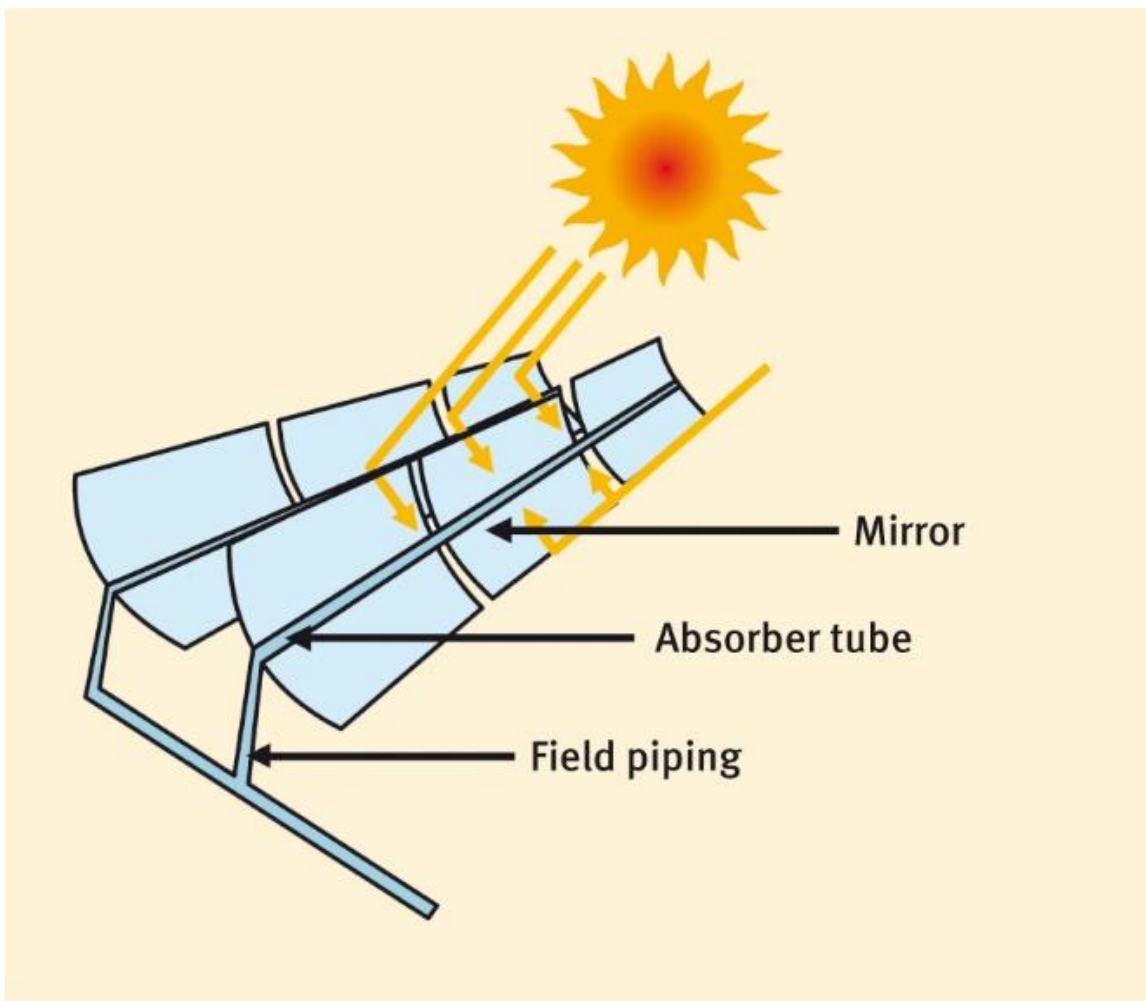


Figura 1.1 Schema semplificato parabolic trough.

1.1.2 - Impianto a specchi parabolici lineari Solana, Arizona



Figura 1.2 Impianto a specchi parabolici lineari Solana. Arizona.

Nel luglio 2010 il presidente Obama ha annunciato il finanziamento da parte del governo per un grande impianto di produzione in Arizona. Il costo totale dell'operazione è di circa 2 miliardi di dollari. Il progetto, avviato alla fine del 2010 è stato completato nel 2013. L'impianto garantisce un'apporto energetico di 280 MW ed è il più grande al mondo ed è stato sviluppato da Abengoa Solar, la principale società spagnola costruttrice di CSP. Solana significa letteralmente "luogo soleggiato". A pieno regime l'impianto può soddisfare il fabbisogno energetico di 70000 abitazioni.

1.2.1 - Sistema a torre di potenza

I sistemi a torre sono caratterizzati da tre componenti principali, degli eliostati posti a terra, la torre ed un ricevitore centrale posto sulla cima. La funzione degli eliostati è quella di catturare la radiazione solare per reindirizzarla al ricevitore. Gli eliostati, composti da specchi di vetro riflettente, si muovono lungo due assi che gli garantiscono la possibilità di ruotare da est a ovest e da nord a sud, permettendogli dunque di seguire il sole tutto il giorno e tutto l'anno. L'inseguimento biassiale dunque consente a questo sistema di produrre un quantitativo superiore di energia. Il ricevitore è costituito da una cavità composta da quattro pannelli verticali disposti a semicerchio. Il ricevitore assorbe la luce del sole riflessa dagli eliostati per trasferire l'energia ad un fluido generalmente costituito da sali fusi con caratteristiche analoghe a quelle descritte nel sistema parabolico lineare. Nei giorni nuvolosi il sistema può essere mantenuto in funzione grazie ad una turbina a gas ausiliaria. Il rendimento complessivo di conversione da energia solare ad elettrica è attorno al 17%.

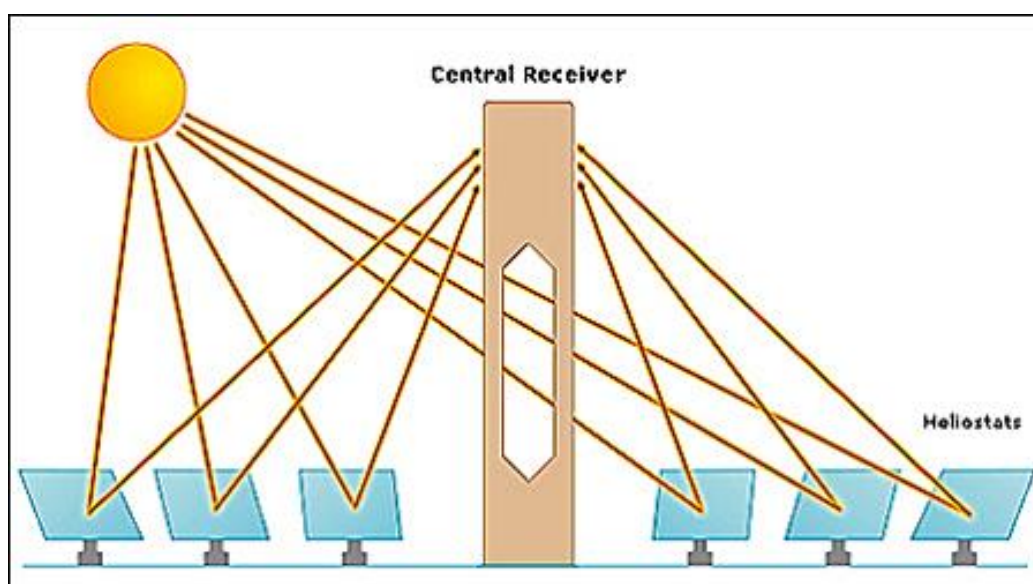


Figura 1.3 Schema semplificato torre di potenza.

1.2.2 - Impianto a torre di potenza Ivanpah, California



Figura 1.4 Impianto a torre di potenza Ivanpah. California.

Il complesso solare Ivanpah è situato nel sud-est della California e si estende su di una superficie di 3500 acri di terra federale nel deserto del Mohave. Sarà in grado di garantire 377 MW. La società incaricata nello sviluppo del progetto è BrightSource Energy. L'impianto garantirà energia sufficiente ad alimentare 140000 abitazioni nelle ore di punta della giornata. La vicinanza del sito a strade, linee di trasmissione ed una centrale elettrica a gas naturale già esistenti garantirà un'implementazione ottimale. Si prevede che il progetto ridurrà le emissioni di CO₂ annue di oltre 400000 tonnellate. Al fine di preservare le scarse risorse idriche il raffreddamento è ad aria.

1.3.1 - Impianto a disco parabolico (*Parabolic Dish*)

La tecnologia utilizzata dai sistemi a disco parabolico è molto diversa rispetto a quelle degli altri CSP. L'impianto è costituito da un disco concentratore parabolico ed un ricevitore di luce solare. La maggioranza degli impianti attualmente attivi sfrutta un motore Stirling. La luce del sole raggiunge livelli di concentrazione fino a 800 volte il normale permettendo al fluido di lavoro di surriscaldarsi fino a 500° C. Il raffreddamento del motore è ad aria per mezzo di un radiatore e di un sistema di raffreddamento ad acqua in ciclo chiuso. Per massimizzare la potenza l'eliostato incorpora un sistema meccanico computerizzato che consente la movimentazione biassiale.

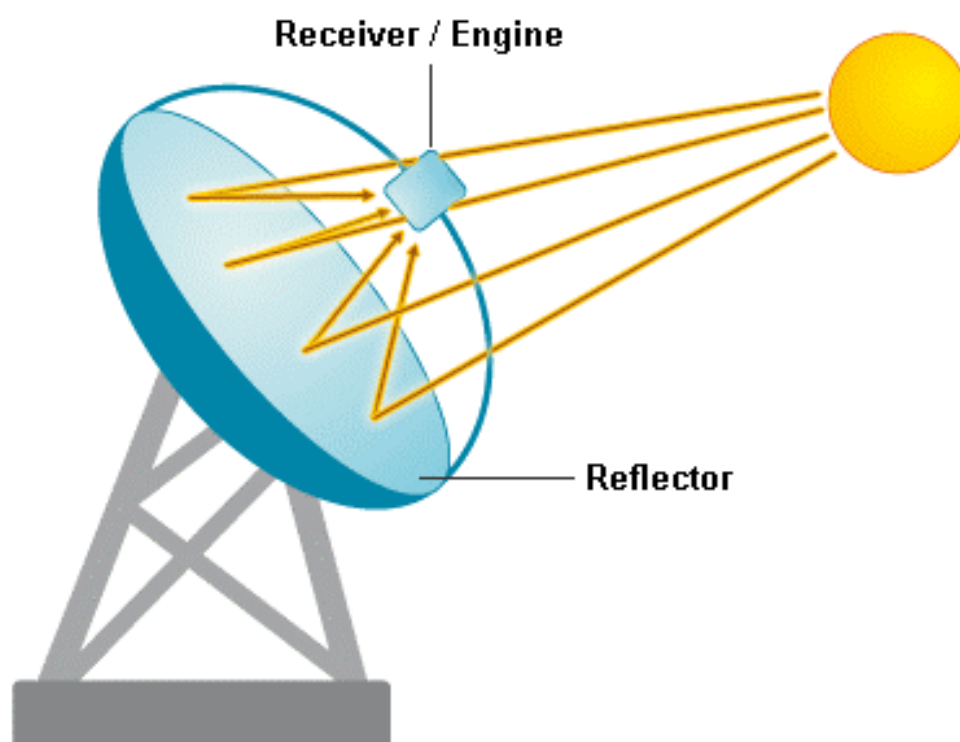


Figura 1.5 Schema semplificato disco parabolico.

1.3.2 - Impianto a disco parabolico Infinia



Figura 1.6 Impianto a disco parabolico Infinia.

L'Infinia è in grado di produrre 3.2 kW di energia elettrica per ogni piatto e raggiunge un'efficienza del 24%, maggiore rispetto a qualsiasi altra tecnologia di concentrazione solare. Tale sistema, inoltre, comporta una modestissima occupazione del suolo, dunque può essere installato con estrema facilità su terreni in pendenza o accidentati ed addirittura sopra a degli edifici, garantendo estrema versatilità riguardo all'ubicazione.

1.4 - Confronto tra le diverse tecnologie

	Parabolic Trough	Solar Tower	Linear Fresnel	Dish Stirling
Potenza Tipica [MW]	10-300	10-200	10-200	0.01-0.025
Maturità tecnologica	Scala commerciale	Progetti pilota su scala commerciale	Progetti Pilota	Installazioni dimostrative
Rischio	Basso	Medio	Medio	Medio
Temperatura operativa [°C]	350-550	250-565	390	550-750
Rendimento di picco [%]	14-20	23-35	18	30
Efficienza netta di conversione [%]	11-16	7-20	13	12-25
Capacity Factor Annuale	25-28 (senza TES) 29-43 (con TES)	55 (TES 10 ore)	22-24	25-28
Fattore di concentrazione	70-80 soli	>1000 soli	>60 soli (in funzione dell'ottica secondaria)	>1300 soli
Recettore/Assorbitore radiazione solare	Assorbitore attaccato al collettore, mobile con esso	Superficie esterna fissa o cavità ricevente	Superficie esterna fissa non necessita di tubi evacuati	Assorbitore attaccato al collettore, mobile con esso
Sistema di accumulo (TES)	Indiretto a due serbatoi (380°C con DT 100 °C). Diretto con due serbatoi (550 °C con DT 300 °C)	Diretto con due serbatoi (550 °C con DT 300 °C)	Vapore in pressione (accumulo di breve durata 10 minuti)	Nessuno storage, lo storage termochimico è in via di sviluppo
Ibridazione	Si indiretta	Si	Si diretta (nel generatore di vapore)	No
Grado di stabilità dell'energia immessa	Medio - Alto (con TES o ibridazione)	Alto (elevato TES)	Medio (possibile ibridazione)	Basso
Ciclo termodinamico	Hirn (a vapore surriscaldato)	Hirn (a vapore surriscaldato)	Rankine (a vapore saturo)	Stirling
Temperatura/pressione vapore [°C/bar]	da 380 a 550 / 100	540 / da 100 a 160	260 / 50	
Pendenza massima del campo solare [%]	< 1-2	< 2-4	< 4	10 o più
Consumo d'acqua [mc/MWh]	3 (wet cooling), 0.3 (dry cooling)	2-3 (wet cooling) 0.25 (dry cooling)	3 (wet cooling) 0.2 (dry cooling)	0.05 - 0-1 (pulizia specchi)

Tabella sviluppo e prospettive di miglioramento per le tecnologie del solare termodinamico

TECNOLOGIA	EFFICIENZA MEDIA ANNUALE	OCCUPAZIONE DI TERRITORIO	RICHIESTA D'ACQUA	POSSIBILITA' DI ACCUMULO	POSSIBILITA' DI IBRIDAZIONE	PROSPETTIVE DI MIGLIORAMENTO
Parabole lineari	15%	Grande	3 m ³ /MWhe	Si	Si	Significative
Collettori lineari di Fresnel	8-10%	Media/Grande	3 m ³ /MWhe	Si	Si	Significative
Torre centrale	20-30%	Media	2 m ³ /MWhe	Si	Si	Molto Significative
Dish Stirling Disco parabolico	25-30%	Piccola	nessuno	No	Molto difficile	Significative con la produzione di massa

Tabella 1.1 Tabella 1.2 Tabelle di confronto tra le diverse tecnologie.

Come è possibile evincere dalle tabelle la tecnologia più efficiente è rappresentata dal disco parabolico, inoltre la scarsa, e talvolta assente necessità di un approvvigionamento idrico lo rende la tecnologia più adatta all'utilizzo in zone desertiche. L'impossibilità di accumulo dovuta all'utilizzo di un motore Stirling, tuttavia, non garantisce la copertura di uno dei punti cardine delle specifiche di progetto che richiedevano esplicitamente la capacità di erogare energia anche durante le ore notturne o di scenario climatico sfavorevole.

In questa tesi propongo l'adozione di un ciclo organico Rankine che sostituisca quello Stirling di modo da permettere un accumulo efficace del calore sviluppato durante le ore diurne. Prototipi di questo tipo di impianto sono stati sviluppati negli ultimi anni proprio per sopperire a questa mancanza.

Prima di affrontare il problema del dimensionamento di questo impianto è opportuno introdurre il concetto di irraggiamento solare e definire in maniera adeguata il funzionamento di un ciclo Rankine, tematiche che svilupperò nei capitoli successivi.

Capitolo 2 – L'irraggiamento solare

2.1 - Il Sole

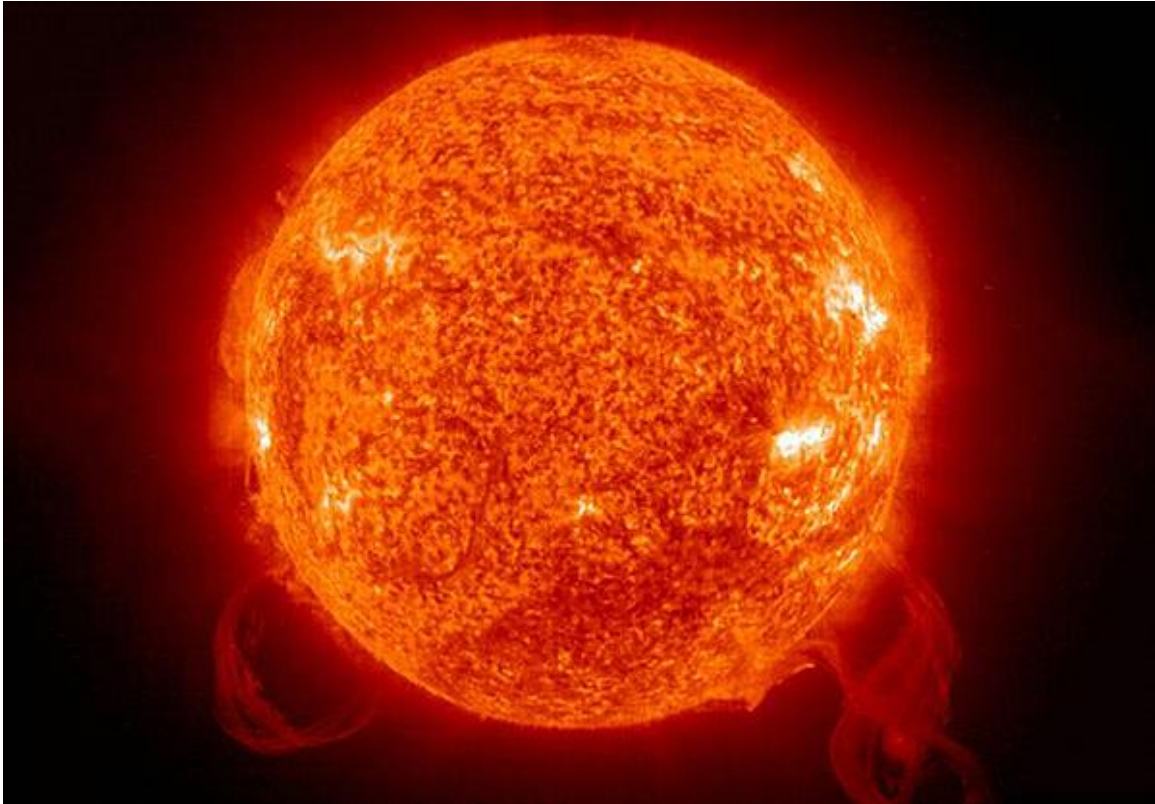


Figura 2.1 Un immagine del Sole.

Il sole è una stella ed è sede di reazioni termonucleari a catena. Nella reazione di fusione, durante la quale l'idrogeno si combina per formare elio, avviene nel nucleo una conversione di massa in energia. Nel nucleo incandescente si produce così una temperatura stimata tra 16 e 40 milioni di gradi; attraverso una serie di processi radiativi e convettivi avviene il trasferimento del calore alla superficie dove avviene l'irraggiamento verso lo spazio. La temperatura della superficie si porta allora ad un valore di circa 5780 K, tale da fare insorgere un equilibrio tra l'energia che la superficie stessa riceve dal nucleo e quella che emette verso gli spazi siderali. Il sole si comporta allora come un corpo nero che, alla temperatura di 5780 K, irradia energia nello spazio.

Quasi il 99% della radiazione solare ha lunghezza d'onda compresa tra 0.15 e 4 μm e il massimo di intensità si ha a circa 0.5 μm ; la parte compresa tra 0.4 e 0.74 μm occupa la zona visibile dello spettro mentre a sinistra ed a destra di tale fascia si trovano rispettivamente le zone dell'ultravioletto e dell'infrarosso.

La quantità media di energia solare che incide ortogonalmente, nell'unità di tempo, su una superficie unitaria posta al di fuori dell'atmosfera, prende il nome di costante solare ed assume il valore medio di 1353 W/m^2 . L'intensità dell'irraggiamento solare si attenua nel passaggio attraverso l'atmosfera: una parte di radiazione viene riflessa verso lo spazio, una parte è diffusa in tutte le direzioni dalle molecole dei gas atmosferici e dal vapore acqueo, una parte viene assorbita dalle molecole dell'atmosfera e da queste riemessa come radiazione infrarossa. L'assorbimento e la diffusione atmosferica hanno l'effetto di ridurre l'intensità della radiazione su tutte le lunghezze d'onda; un'ulteriore riduzione si ha poi in corrispondenza alle lunghezze d'onda caratteristiche dei diversi gas e vapori presenti nell'atmosfera.

La parte di irraggiamento che raggiunge direttamente il suolo costituisce la radiazione diretta mentre la parte rimanente costituisce la radiazione diffusa. A queste va infine aggiunta la radiazione riflessa o albedo, che rappresenta la percentuale di radiazione diretta e diffusa che viene riflessa dal suolo o dalle superfici circostanti sulla superficie considerata.

2.1.1 - Composizione chimica

Per quanto riguarda la composizione chimica del Sole, la spettroscopia consente un'analisi qualitativa e quantitativa accurata dei gas solari. L'analisi quantitativa mostra che l'elemento di gran lunga più abbondante è l'idrogeno (H), pari al 73% della massa solare, seguito dall'elio (He) con il 25%.

Tutti gli altri elementi, raggruppati nel termine generico di metalli (Z), sono distribuiti nel residuo 2% in proporzioni diverse. I più abbondanti sono nell'ordine: l'ossigeno (O), il carbonio (C), il ferro (Fe), il neon (Ne), l'azoto (N), il silicio (Si), il magnesio (Mg), lo zolfo (S), l'argon (Ar), il nichel (Ni) ed il calcio (Ca).

A proposito dell'elio va detto che tale elemento deve il suo nome (che deriva dal greco Elios = Sole) proprio al fatto di essere stato scoperto per la prima volta nello spettro solare.

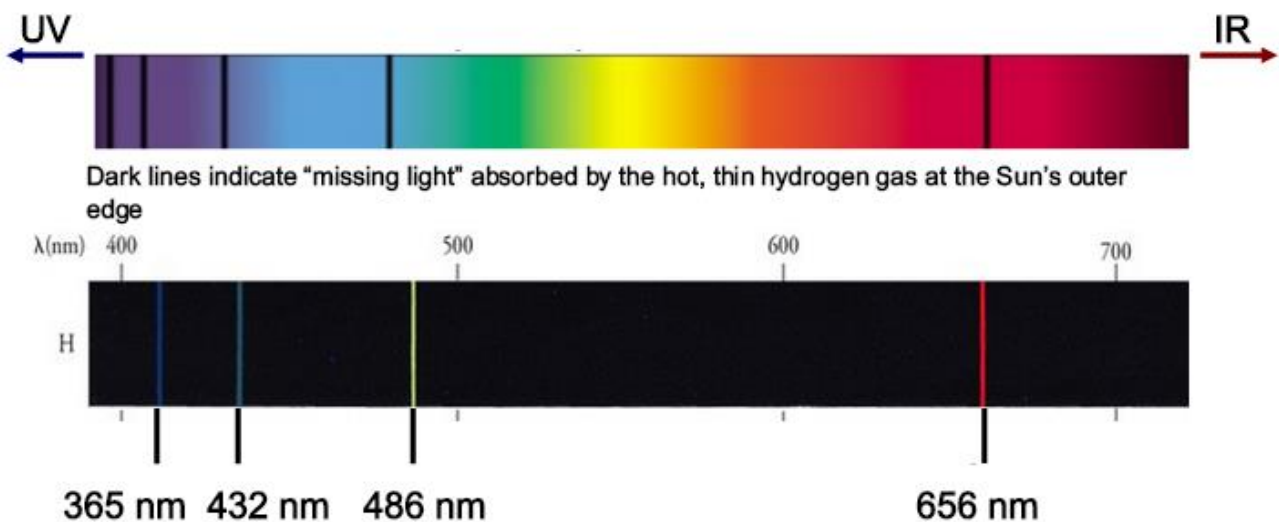


Figura 2.2 Confronto tra lo spettro del sole e lo spettro di emissione dell'idrogeno.

2.1.2 - La struttura interna del Sole

L'interno del Sole, malgrado i grandi progressi fatti dagli studi recenti e dalla moderne strumentazioni, anche portate a distanza relativamente bassa dalle sonde spaziali e dai satelliti artificiali, mantiene ancora aspetti sconosciuti.

Per descriverlo ci si affida pertanto a un modello secondo il quale il Sole può essere paragonato a una sfera con una serie di strati concentrici, ciascuno dei quali presenta caratteristiche e condizioni fisiche diverse.

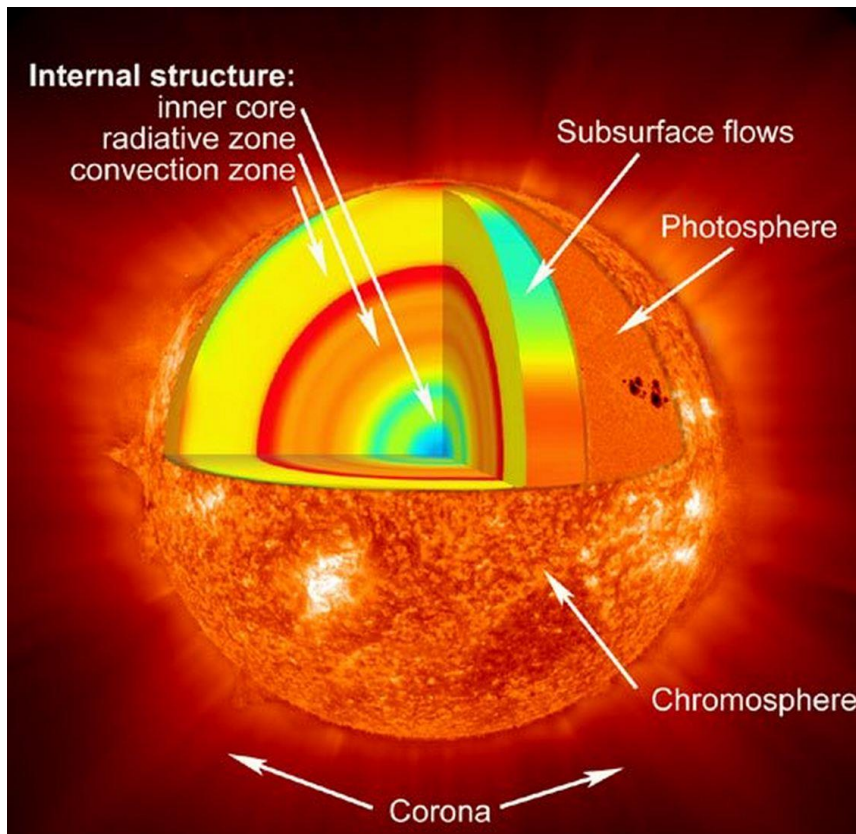


Figura 2.3 Rappresentazione della struttura interna del sole.

Partendo dallo strato più interno, il nucleo, fino all'esterno, atmosfera solare, possiamo distinguere:

- Nucleo.
- Zona radiativa.
- Zona convettiva.
- Fotosfera (atmosfera interna).
- Atmosfera esterna (divisa in cromosfera e corona).

- *Il nucleo (o nocciolo)* è la zona dove avvengono le reazioni di fusione nucleare che trasformano l'idrogeno in elio e generano una quantità di energia enorme emessa sottoforma di radiazioni elettromagnetiche. In questa regione, la più interna del Sole, la pressione e la densità sono a livelli elevatissimi, e la temperatura può raggiungere i 15 milioni di kelvin.
- *La zona radiativa* è l'involucro che riveste il nucleo e ne assorbe le radiazioni trasferendole agli strati più esterni attraverso irraggiamento. Questo meccanismo prevede la continua riemissione dei fotoni che, muovendosi in tutte le direzioni, sono assorbiti e riemessi dalle particelle già presenti nello strato. In questa zona, che ha uno spessore di circa 500 000 km, la temperatura e la densità diminuiscono man mano che ci allontaniamo dal nucleo. Qui non avvengono reazioni di tipo termonucleare.
- *La zona convettiva* è uno strato di circa 10 000 km, dove vi sono enormi movimenti di grandi masse di gas. Queste correnti (correnti convettive) si muovono verso gli strati più esterni del Sole, in un'azione di continuo rimescolamento che tende a trasportare l'energia generata negli strati più interni verso la superficie del Sole.
- *La fotosfera* è notevolmente più sottile degli strati precedenti (300 km di spessore) ed è il primo strato visibile del Sole. Le temperature in questa zona si aggirano intorno ai 6000 K, e sulla sua superficie si possono distinguere aree più luminose e più calde, chiamate granuli, che continuamente appaiono e scompaiono, sostituiti da nuovi granuli, grazie alla turbolenta azione delle correnti ascensionali di gas. In questa zona sono distinguibili anche le cosiddette macchie solari, delle aree circoscritte, caratterizzate da temperature inferiori rispetto alle zone adiacenti (circa 4000 K) e da un'intensa attività elettromagnetica. Le macchie solari sono l'unico segno dell'attività solare che possa essere osservato

dall'occhio umano. Conosciute fin dall'antichità, furono descritte con precisione già nel 1611 da Galileo.

- *La cromosfera* è l'ultimo involucro con un limite definito, molto sottile (2000 km), costituito principalmente da gas rarefatti. Presenta un'intensa colorazione rossastra causata dalla massiccia presenza di atomi di idrogeno che, con le basse pressioni della cromosfera, emettono radiazioni di questo colore. La temperatura in questa zona raggiunge i 10000 K.
- *La corona* rappresenta lo strato più esterno del Sole. In realtà non è una zona con limiti ben definiti, e definirla "strato" potrebbe trarre in inganno. Si estende per decine di km in modo del tutto irregolare intorno al Sole, e la temperatura cinetica al suo interno è molto elevata. Verso l'esterno della corona, i flussi di particelle di gas ionizzati riescono ad acquisire notevole velocità grazie alle elevate temperature. Questi flussi prendono il nome di venti solari e sono diffusi per tutto il Sistema Solare. Il vento solare impiega circa cinque giorni a giungere in prossimità della Terra, dove, bloccato dal campo magnetico terrestre, scorre attorno al guscio protettivo magnetico del nostro (e anche di altri) pianeta.

2.2 - L'energia solare giornaliera emessa

Da un articolo degli Ingegneri Ali Assi e Mohammed Jama, della facoltà di Ingegneria Elettrica dell'università di Al Ain, negli Emirati Arabi, nel quale cercano di costruire dei modelli attraverso i quali prevedere la radiazione solare a livello globale sulla superficie, è stato ricavato il valore dell'insolazione ad Abu Dhabi nei vari mesi dell'anno. Per il dimensionamento dell'impianto è stato considerato il mese di Giugno, poichè è questo il mese in cui l'insolazione ha maggiore intensità, e solo attraverso questo dato è possibile comprendere quanta massa di fluido può essere riscaldata.

In figura 2.4 si può osservare questo andamento: La radiazione cresce fino ai mesi estivi per poi decrescere fino ai minimi valori a fine anno.

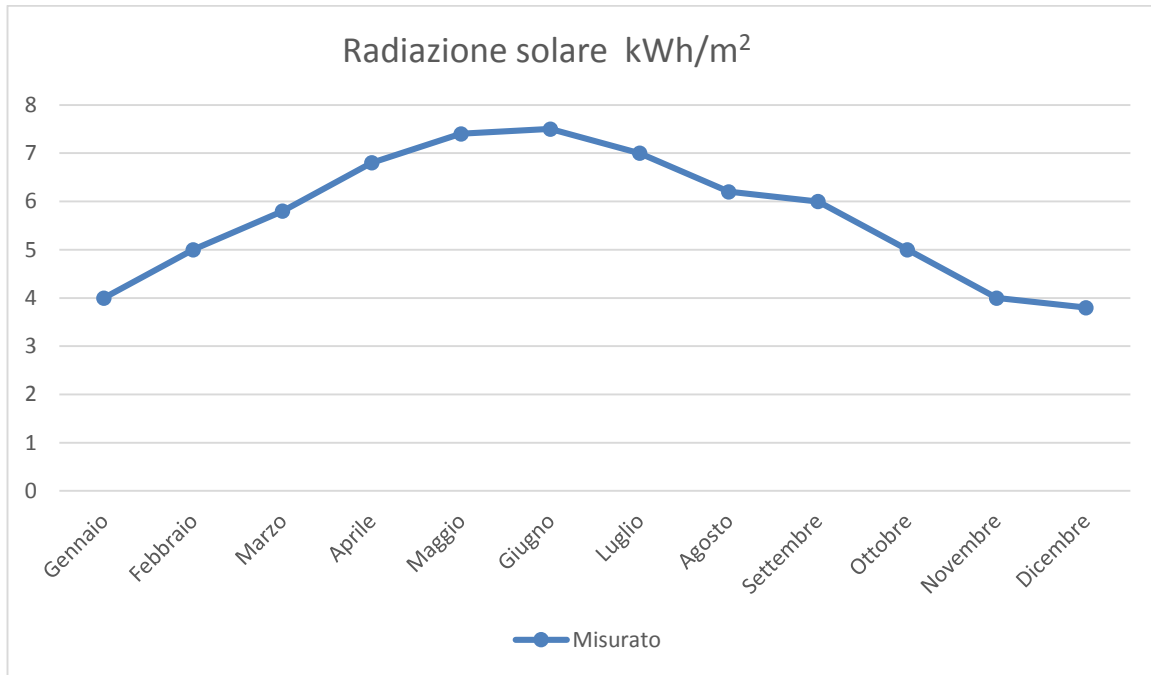


Figura 2.4 Grafico rappresentativo della radiazione mensile media ad Abu Dhabi..

Chiamando I_{giorno} l'insolazione giornaliera media mensile nel mese di Giugno, dal grafico si ottiene che $I_{\text{giorno}} = 7,4 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2}$, oppure, considerando che $1\text{Wh} = 3,6 \text{kJ}$, si può dire che $I_{\text{giorno}} = 26,64 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^2}$.

Noto il valore della superficie sviluppata dal sistema riflettente S del concentratore è possibile esprimere l'energia assorbita dall'impianto dopo un'intera giornata di illuminazione E_{sol} .

$$E_{\text{sol}} = I_{\text{giorno}} \cdot S$$

Da questo principale valore è possibile esprimere, attraverso una integrazione, l'andamento della potenza istantanea. Supponendo che quest'ultima abbia un andamento sinusoidale nell'arco della giornata, con bassi valori all'alba e al tramonto, e un'intensità maggiore a mezzogiorno, possiamo esprimere la potenza istantanea in funzione del tempo come:

$$Q(t) = Q_a \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{T}t\right),$$

dove Q_a è l'ampiezza della funzione e T il periodo della funzione, ovvero $T = 2 \cdot t_{\text{luce}}$, dove t_{luce} sono i secondi di luce in una giornata.

I dati sulle ore di luce, di tramonto e di luce totale sono raccolti dal sito www.timeanddate.com. Il primo giugno 2013:

$$t_{\text{alba}} = 5:34$$

$$t_{\text{tramonto}} = 19:07$$

Si esprimono t_{alba} e t_{tramonto} in secondi, dopodiché si può dire che t_{luce} è data dalla differenza delle due.

$$t_{\text{alba}} = (5 \cdot 3600) + (34 \cdot 60) = 20040 \text{ s}$$

$$t_{\text{tramonto}} = (19 \cdot 3600) + (7 \cdot 60) = 68820 \text{ s}$$

$$t_{\text{luce}} = t_{\text{tramonto}} - t_{\text{alba}} = 48780 \text{ s}$$

Se si volesse trovare il valore di Q_a si potrebbe utilizzare l'equazione di integrazione della curva:

$$E_{\text{sol}} = \int_{t_{\text{alba}}}^{t_{\text{tramonto}}} Q\left(\frac{2\pi}{T}t\right) dt$$

Sostituendo $Q(t)$ e T si ottiene:

$$E_{sol} = \int_{t_{alba}}^{t_{tramonto}} Q_a \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right) dt$$

ed essendo Q_a una costante:

$$E_{sol} = Q_a \int_{t_{alba}}^{t_{tramonto}} \sin\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right) dt, \text{ ottenendo quindi il valore di } Q_a:$$

$$Q_a = \frac{E_{sol}}{\int_{t_{alba}}^{t_{tramonto}} \sin\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right) dt}$$

per concludere si faccia coincidere t_{alba} con il valore zero, in modo che $t_{tramonto} = t_{luce}$:

$$Q_a = \frac{E_{sol}}{\int_0^{t_{luce}} \sin\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right) dt}$$

L'integrale della funzione $\sin\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right)$, calcolata tra 0 e t_{luce} , corrisponde a

$$\begin{aligned} \int_0^{t_{luce}} \sin\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right) dt &= -\frac{t_{luce}}{\pi} \left[\cos\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right) \right]_0^{t_{luce}} = \\ &= -\frac{t_{luce}}{\pi} [\cos(\pi) - \cos(0)] = -\frac{t_{luce}}{\pi} (-2) = \frac{2 \cdot t_{luce}}{\pi} = 31054,3 \end{aligned}$$

Questo valore permette di calcolare l'ampiezza della funzione potenza istantanea:

$$Q_a = \frac{E_{sol}}{\int_0^{t_{luce}} \sin\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right) dt} = \frac{E_{sol}}{31054,3}$$

Dunque la funzione l'espressione della potenza istantanea sarà:

$$Q(t) = \frac{E_{sol}}{31054,3} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right).$$

2.3 - Funzionamento a 24 ore dell'impianto

Come è stato appena mostrato, la radiazione solare nell'arco della giornata non possiede un valore costante, ma ha un valore che aumenta fino ad arrivare ad un massimo di $\frac{E_{sol}}{31054,3}$ a mezzogiorno, e poi diminuisce fino a raggiungere intensità nulla quando il sole tramonta. Quando si cerca di dimensionare un impianto è tuttavia sconsigliabile ragionare con delle potenze così variabili.

Quando si parla di impianti solare, nella sua più generale definizione (fotovoltaico oppure termosolare), è pensiero comune che essi abbiano un funzionamento intermittente, causato da principalmente due semplici motivazioni, di carattere atmosferico e planetario: condizioni metereologiche avverse e la presenza della notte. È invece possibile, grazie ad un sistema di accumulo, conservare l'energia termica in serbatoi appositi sottoforma di fluido riscaldato, per poi liberarla durante la notte, quando il ricevitore non è più in funzione per via della mancanza di energia primaria (quella che proviene dal sole).

Seguendo questa soluzione l'impianto viene dimensionato per un valore di potenza tale che riesca, nell'arco delle 24 ore giornaliere, a produrre una energia termica pari a quella prodotta dal sole nelle ore di luce. Considerando che in una giornata ci sono 86400 secondi (60 secondi per 60 minuti per 24 ore), la potenza termica per il funzionamento a 24 ore si ottiene dalla divisione tra l'energia prodotta nelle ore di luce e il numero di secondi in una giornata:

$$P_{24h} = \frac{E_{sol}}{86400} \text{ kW}$$

Da questo valore sarà possibile ricavare il valore della portata di fluido primario, che produrrà poi, andandosi a espandere nell'organo motore, l'energia elettrica. In sintesi, dunque, le formule che sfrutteremo per il dimensionamento dell'impianto sono:

- $E_{sol} = I_{giorno} \cdot S$
- $P_{24h} = \frac{E_{sol}}{86400}$
- $Q(t) = \frac{E_{sol}}{31054,3} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right)$

Capitolo 3 – Il ciclo termodinamico

3.1 - Il ciclo Rankine

L'applicazione più importante della termodinamica, dal punto di vista ingegneristico, consiste nello studio e nel perfezionamento d'apparati per la conversione continua, anche se non completa, di calore in lavoro. Un metodo è quello che utilizza come intermediario un fluido che opera all'interno di una macchina. Il fluido, che può essere un gas o un vapore, subisce una successione di trasformazioni termodinamiche al termine della quale si ritrova nello stato fisico iniziale o, più semplicemente, è sottoposto ad un ciclo di trasformazioni che, a regime, si ripete periodicamente nel tempo. In molte macchine, atte a trasformare calore in lavoro meccanico, si utilizza come fluido intermediario l'acqua che viene alternativamente vaporizzata e condensata: si parla in tal caso di macchine a vapore.

Il ciclo termodinamico sul quale è basato il funzionamento delle macchine a vapore, è il *Ciclo Rankine* (un esempio di tali macchine sono quelle usate nelle centrali termoelettriche e nucleari). Una macchina a ciclo Rankine, è composta sostanzialmente da quattro elementi, ovvero, una pompa, una caldaia, un dispositivo d'espansione (in questo caso una turbina cui è collegato, per sfruttarne il moto rotatorio, un generatore d'elettricità G) ed un condensatore.

- Pompa: (1-2) estrae il liquido saturo dal condensatore e lo porta al livello di pressione presente all'interno della caldaia, e lo invia ad essa. Tramite la pompa, l'acqua a bassa pressione che esce dal condensatore viene compressa adiabaticamente e spinta in caldaia a pressione più elevata (durante questa trasformazione la temperatura varia di pochissimo).

- Generatore di vapore: (2-3) In caldaia l'acqua viene dapprima riscaldata fino alla temperatura di vaporizzazione, quindi vaporizzata a temperatura costante fino allo stato di vapore saturo secco (titolo unitario). Durante queste trasformazioni isobare la caldaia preleva una quantità di calore q_c dal serbatoio caldo. In pratica quest'ultimo è costituito dai fumi caldi prodotti dalla combustione del combustibile e dell'aria comburente.
- Turbina: (3-4) Nella turbina si ha l'espansione del vapore che viene sfruttata per produrre lavoro meccanico. La turbina è in pratica un sistema isolato, quindi l'espansione reversibile è adiabatica ovvero isoentropica e ciò spiega perché si rimane sotto la curva limite superiore. In questa fase, il vapore si espande fino a raggiungere la minima pressione, con un aumento del volume specifico e una diminuzione di temperatura. Il titolo di vapore in uscita dalla turbina non può essere inferiore ad un valore minimo, di solito 86%, per evitare l'usura delle palette negli ultimi stadi e mantenere alto il rendimento di espansione.
- Condensatore: (4-1) scambiatore di calore che condensa il vapore saturo in uscita dalla turbina, a pressione e temperatura costante. Il vapore saturo a bassa pressione dalla turbina viene mandato nel condensatore dove condensa completamente, a temperatura e pressione costante, per recuperare l'acqua che viene quindi reintrodotta nel ciclo. La condensazione avviene cedendo una quantità di calore q_0 al serbatoio freddo.

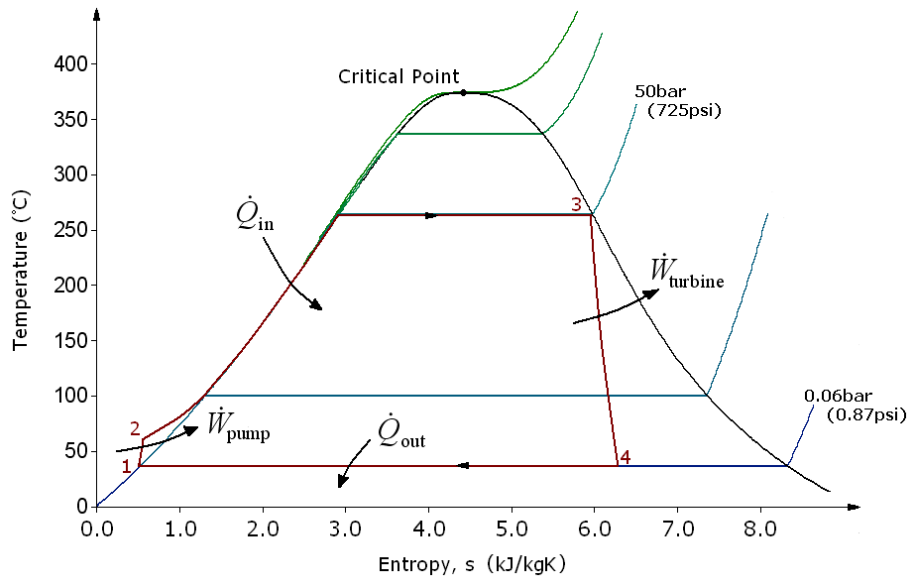


Figura 3.2 Diagramma T-s di un ciclo Rankine.

Il ciclo Rankine a vapore però risulta inadatto per le applicazioni di medio piccola scala atte a sfruttare sorgenti di calore a bassa entalpia. In questo caso infatti un ciclo Rankine a vapore risulta sconveniente perché presenta diverse problematiche:

- Surriscaldamento necessario per evitare la condensazione durante l'espansione.
- Rischio di erosione delle palette della turbina.
- Turbine multistadio ad alta velocità periferica e grande sollecitazione meccanica, complesse e costose.
- Grandi volumi (alle ridotte pressioni e temperature alle quali è necessario far condensare il fluido).

Per poter sfruttare le sorgenti a bassa entalpia sono stati proposti e studiati vari cicli termodinamici fra i quali, il ciclo Rankine organico (ORC – “Organic Rankine cycle”) risulta quello di struttura più semplice, più affidabile e di più facile manutenzione. Gli ORC hanno la stessa configurazione di un ciclo termodinamico Rankine che, anziché utilizzare l'acqua, utilizzano un appropriato

fluido organico a più elevata massa molecolare e a più bassa temperatura di evaporazione. Il fluido può essere un refrigerante, un idrocarburo (butano, pentano, esano, ecc.), un olio siliconico, un perfluorocarburo, un gas Freon, una miscela di idrocarburi ecc. Questi sistemi possono essere applicati per sfruttare una grande varietà di sorgenti termiche fra le quali: i flussi termici di scarto di processi industriali (WHR – “Waste Heat Recovery”), il calore fornito da pannelli solari a concentrazione CSP, dalla combustione di biomasse e dall’energia geotermica. Possono inoltre essere accoppiati ad altri cicli termodinamici per aumentarne l’utilizzazione energetica come ad esempio generatori termoelettrici convenzionali o nucleari, celle a combustibile, motori a combustione interna, cicli Brayton ecc.

3.2 - Gli ORC

Per ORC (Organic Rankin Cycle) si intende un ciclo Rankine appositamente studiato e elaborato per permettere l'utilizzo di sostanze organiche ad alto peso molecolare. Questi fluidi possiedono nella maggior parte dei casi un punto di ebollizione (cambiamento di fase tra stato liquido e gassoso) a temperature più basse di quelle dell'acqua. Ciò permette di produrre energia elettrica anche da fonti di calore a temperature più basse rispetto a quelle presenti all'interno dei sistemi comuni.

Questo è dovuto all’elevato rendimento della turbina che può raggiungere il 90% e ad una lunga vita operativa dell’impianto dovuta alle sue specifiche tecniche (modesta sollecitazione meccanica della turbina, assenza di erosione della turbina e dei vari componenti dell’unità perché il fluido non condensa, semplici procedure di avvio e di arresto, funzionamento silenzioso e limitati interventi di manutenzione). Un turbogeneratore lavora come una normale turbina a vapore per trasformare energia termica in energia meccanica. L’energia meccanica così

ottenuta viene trasformata in energia elettrica attraverso un generatore. Il sistema ORC, non utilizza vapore acqueo, ma, grazie all'energia prodotta dalla caldaia, vaporizza un fluido organico che si espande nella turbina producendo energia meccanica poi trasformata in energia elettrica attraverso un generatore.

Il fluido organico è caratterizzato da un peso molecolare superiore a quello dell'acqua che determina una rotazione più lenta della turbina e una minor pressione nell'impianto che si traduce anche in una maggiore sicurezza. Il vapore in uscita dalla turbina viene poi raffreddato e condensato dall'acqua della rete di teleriscaldamento che in questo modo viene riscaldata fino a 90°C pronta per essere inviata alle utenze.

Il fluido organico condensato viene pompato di nuovo nell'evaporatore per chiudere il circuito e poter ricominciare il ciclo.

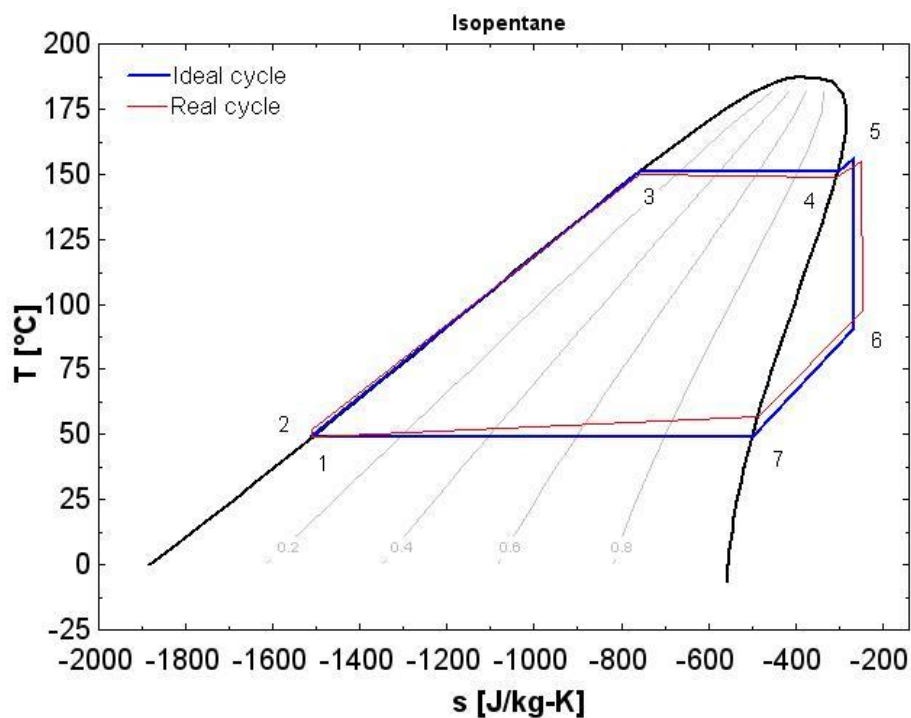


Figura 3.3 Tipico ciclo Rankine Organico, trasformazioni ideali e reali.

Le differenze tra il ciclo ideale e reale sono dovute alla presenza di irreversibilità, che abbassano l'efficienza del ciclo. Queste irreversibilità si verificano principalmente durante l'espansione, quando parte dell'energia di pressione viene completamente trasformata in lavoro mentre la restante parte viene convertita in calore e quindi persa; le perdite si verificano anche nello scambiatore di calore: infatti il fluido necessita di lunghe condotte che per problemi di ingombro vengono spesso ripiegate su loro stesse, ma questo provoca delle perdite di carico, concentrate nelle zone dove sono presenti accidentalità e percorsi non rettilinei, e distribuite lungo le condotte.

3.3 - Il ciclo per il concentratore solare a disco parabolico.

Le introduzioni effettuate sul ciclo Rankine prima, e sui cicli ORC dopo, sono state eseguite per anticipare il ciclo principale scelto per il progetto mostrato in questa tesi. Infatti, il ciclo che il fluido primario segue consiste proprio in un ciclo Rankine: terminata la fase di riscaldamento il vapore si presenta alle condizioni di saturo secco, e viene espanso in una turbina atta alla generazione di lavoro utile.

Ricordiamo che tra le specifiche del progetto è richiesto un funzionamento continuo, ventiquattro ore al giorno, sette giorni la settimana, 365 giorni l'anno. Per risolvere questo tipo di problema è necessaria l'introduzione di un ulteriore ciclo di fluido secondario che abbia il compito di conservare l'energia termica assorbita nell'arco delle ore di luce, per poi consegnarla al fluido primario durante la notte.

Le linee colorate rappresentano le condotte all'interno delle quali sono presenti i vari fluidi: in rosso è rappresentato il fluido primario, mentre in blu il fluido secondario.

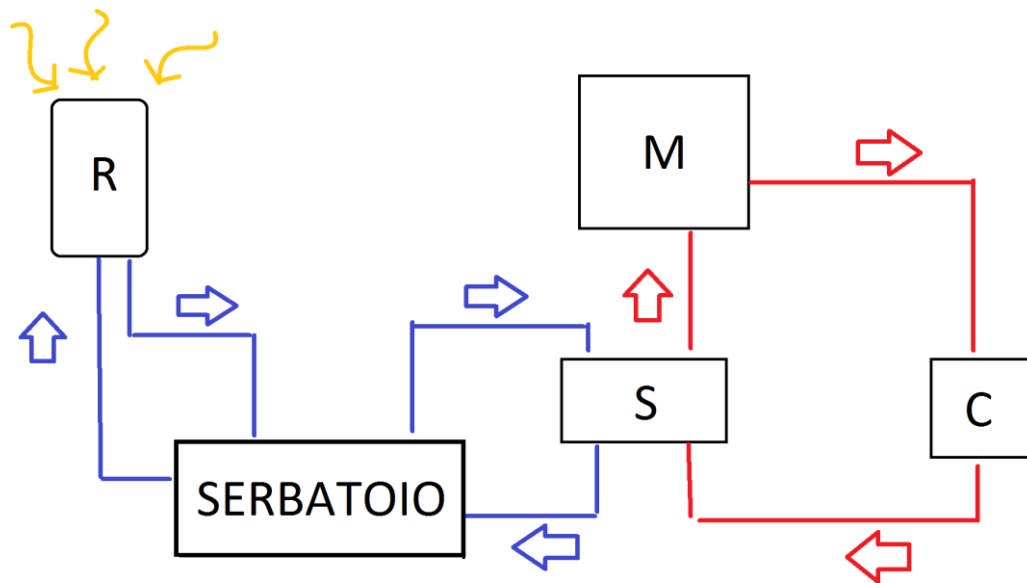


Figura 3.4 Layout semplificato dell'impianto.

Il fluido secondario, presente all'interno di un serbatoio, viene inviato all'interno del ricevitore, riceve energia dagli specchi e si riscalda, per poi tornare al serbatoio; lo stesso fluido secondario viene prelevato da un altro foro presente nel serbatoio e fatto circolare all'interno di uno scambiatore, cedendo potenza termica al fluido primario. Il fluido primario si riscalda fino a raggiungere i livelli entalpici richiesti; il gas in uscita dallo scambiatore finisce poi ad espandersi nel motore, producendo così una potenza meccanica che verrà poi convertita in potenza elettrica. Uscito dal motore, il gas viene inviato in un condensatore, raffreddandosi e raggiungendo lo stato di liquido puro (titolo uguale a zero), per poi riprendere il ciclo appena descritto.

Una volta scelti il fluido primario e quello secondario, fissati i parametri di funzionamento, ovvero il range di temperatura nel quale lavora il fluido primario, e quello del fluido secondario, il ciclo Rankine compiuto dal fluido primario è totalmente definito. Per effettuare un controllo sul riscaldamento del fluido secondario, è necessario l'utilizzo di un termostato collegato alla pompa di alimentazione del ciclo di riscaldamento.

Infatti la potenza termica generata dal Sole varia con un andamento crescente nell'arco della mattinata e decresce nel pomeriggio. Questo comporta che, a parità di superficie del ricevitore, la portata del fluido secondario non può essere costante, in quanto la quantità di energia termica ceduta dai raggi solari al fluido non è costante. L'obiettivo è raggiungere una determinata temperatura finale, che è un dato del progetto.

3.4 - I fluidi per la trasmissione dell'energia

3.4.1 - Scelta del fluido

La selezione del fluido di lavoro ottimale è stata trattata in numerosi saggi e articoli scientifici. Nella maggior parte di questi i dati ottenuti sono ricavati dallo studio teorico di fluidi di lavoro sfruttando software di simulazione termodinamica. Molti studi trattano esclusivamente le proprietà termofisiche dei fluidi di lavoro con un focus particolare sull'efficienza termica. La scelta del fluido di lavoro ottimale dipende sostanzialmente dalla temperatura della fonte di calore dalla temperatura di condensazione. Per ogni livello intervallo di valori vi sono diversi fluidi che possono soddisfare le caratteristiche richieste, tuttavia la scelta non è semplice poiché il processo di selezione consiste in un trade-off tra specifiche termodinamiche, di sicurezza, di tutela ambientale ed economici.

Dal momento che la scelta ottimale del fluido richiederebbe una trattazione molto ampia farò riferimento a studi già effettuati. In particolare uno dei fluidi più utilizzati in questo ambito è denominato R245fa.

3.4.2 - Fluido primario: R245fa

La sua nomenclatura IUPAC è "1,1,1,3,3-pentafluoropropano", ma viene chiamato anche con diversi altri nomi commerciali.

La compagnia americana Honeywell, produttrice di questo fluido, lo commercializza infatti con nomi quali "Enovate 3000" oppure "Genetron 245fa".

Il fluido R245fa si presenta come un liquido non infiammabile avente punto di ebollizione leggermente al di sotto della temperatura ambiente. Esso presenta proprietà termofisiche che lo rendono apprezzabile per l'utilizzo come fluido refrigerante per macchine frigorifere centrifughe, oppure come fluido motore, o ancora come fluido operativo negli scambiatori di calore. Le proprietà ambientali del Genetron 245fa includono uno zero ODP (Ozone Depletion Potential) e un basso potenziale di riscaldamento globale. Inoltre non è considerato un composto organico volatile negli Stati Uniti.

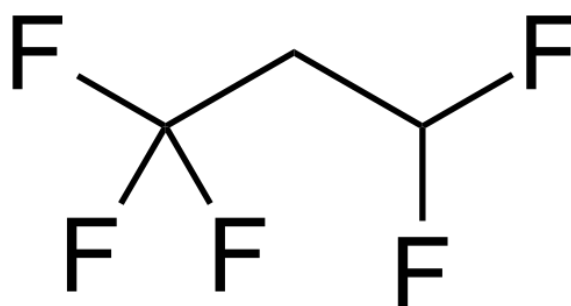


Figura 3.5: struttura chimica del 1,1,1,3,3-Pentafluoropropano.

Properties of HFC-245fa			
Chemical Name	1,1,1,3,3-pentafluoropropane		
Molecular Formula	CF ₃ CH ₂ CHF ₂		
Molecular Weight	134		
Flammability Limits in Air @ 1 atm** (v.d.%)	None		
Flash Point*	None		
Water Solubility in HFC-245fa	1600 ppm		
ASHRAE Safety Group Classification	B1		
*Flashpoint by ASTM D 3828-07; ASTM D1314-08			
**Flammability limits measured at ambient temperature and pressure using ASTM E681-05			
with a heated match ignition, a pent ignition and a standard ignition at ambient air			
Standard International Units*		English Units*	
Boiling Point °C @ 1.01 bar	16.3	Boiling Point (°F) @ 1 atm	61.3
Freezing Point °C @ 1.01 bar	-107	Freezing Point (°F)	-160
Critical Temperature** (°C)	164.06	Critical Temperature** (°F)	309.29
Critical Pressure** (bar)	38.4	Critical Pressure** (psia)	527.8
Critical Density** (m ³ /kg)	617	Critical Density** (lb/ft ³)	32.28
Vapor Density @ Boiling Point (lb/lb ₃)	6.921	Vapor Density @ Boiling Point (lb/lb ₃)	0.3867
Liquid Density (kg/m ³)	1338	Liquid Density (lb/ft ³)	83.68
Liquid Heat Capacity (kJ/kg K)	1.38	Liquid Heat Capacity (Btu/lb °F)	0.33
Vapor Heat Capacity @ constant pressure, 1.01 bar (kJ/kg K)	0.891	Vapor Heat Capacity @ constant pressure, 1 atm (Btu/lb °F)	0.218
Heat of Vaporization at Boiling Point (kJ/kg)	198.7	Heat of Vaporization at Boiling Point (Btu/lb)	84.82
Liquid Thermal Conductivity (W/m K)	0.081	Liquid Thermal Conductivity (Btu/hr ft °F)	0.0468
Vapor Thermal Conductivity (W/m K)	0.0126	Vapor Thermal Conductivity (Btu/hr ft °F)	0.0072
Liquid Viscosity (mPa s)	402.7	Liquid Viscosity (lb/ft hr)	0.9744
Vapor Viscosity (mPa s)	10.3	Vapor Viscosity (lb/ft hr)	0.026
*Properties at 77 °F / 25 °C unless noted otherwise			
**NIST Refprop v7.0			

Tabella 3.6: Principali proprietà del Genetron 245fa.

Il Genetron 245fa è attualmente segnato nei principali registri di sostanze chimiche del mondo, quali l'americano TSCA US EPA, l'europeo EINECS e il giapponese METI. Diversi test svolti sulla tossicità indicano che l' R245fa possiede una bassa tossicità. I risultati complessivi di una serie di studi genetici svelano che non è mutageno; Non è neppure un teratogeno. L'American Industrial Hygiene Association ha stabilito un WEEL (Workplace Environmental Exposure Level) di 300 ppm (parti per milione).

I test di laboratorio indicano che l'R245fa possiede un elevato grado di stabilità termica e idrolitica, inoltre, sono state condotte prove di stabilità a 260 ° C per 4 settimane in tubi sigillati termicamente, ed al termine di questi studi la purezza del Genetron 245fa risultò invariata. Negli studi svolti facendo scorrere il fluido all'interno di tubi sigillati, il materiale non ha mostrato segni di decomposizione dopo 6 settimane di esposizione a temperature comprese fra 75 ° C a 200 ° C in presenza e in assenza di acqua (300 ppm) e in presenza e assenza di metalli (3003 alluminio e / o acciaio inossidabile 316). Uno studio separato è stato condotto anche con una lastra d'acciaio laminato a freddo esposta al Genetron 245fa in presenza e assenza di aria e acqua per un periodo da 2 a 6 settimane a temperature che vanno dai 25 ° C a 100 ° C. Anche in questo caso il Genetron 245fa non ha mostrato alcun segno di decomposizione. La presenza di metalli, aria, umidità e lubrificante possono influenzare la stabilità e di conseguenza, la stabilità termica vanno valutate per le condizioni di applicazione.

Per l'applicazione del Genetron 245fa nel ciclo indicato, sono state scelte come temperatura di condensazione quella di 20 °C, e come temperatura di evaporazione quella di 120 °C. Perciò, osservando il diagramma di figura 3.6, dove sono rappresentate tutte le curve caratteristiche del Genetron 245 fa (diagramma p-h con indicati gli andamenti della temperatura, densità, entropia e titolo), con fisse queste due temperature, si individua istantaneamente il ciclo.

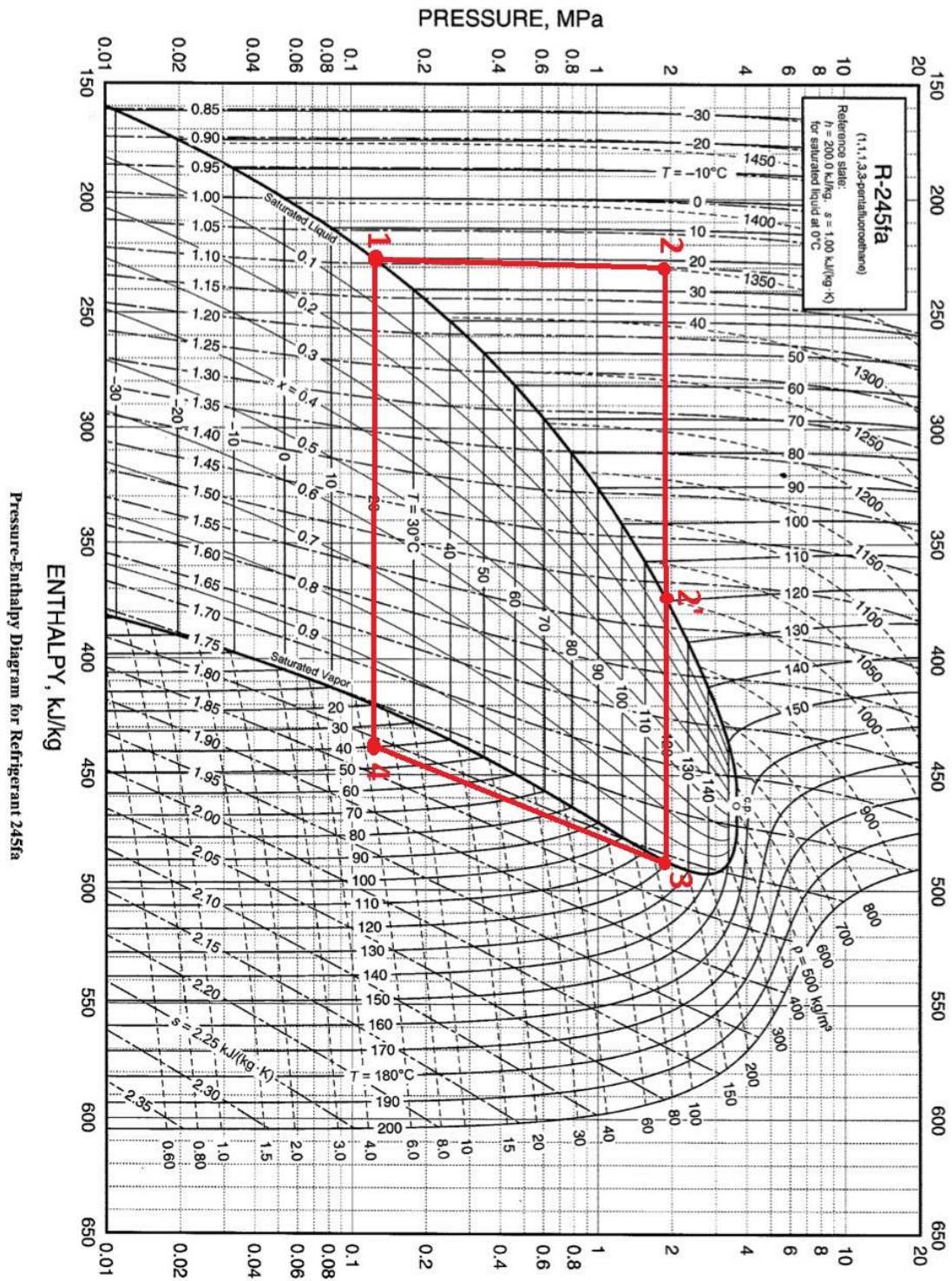


Figura 3.7 Diagramma pressione-entalpia del Genetron 245fa.

3.4.3 - Il fluido secondario: l'acqua glicolata

Come fluido secondario è stata scelta una miscela di acqua e di glicole etilenico: la presenza di quest'ultimo infatti produce un innalzamento totale del punto di ebollizione, permettendo così un riscaldamento a temperature che, a pressione ambiente, l'acqua raggiungerebbe solo dopo essere evaporata. Questa temperatura di ebollizione varia a seconda della percentuale di glicole etilenico presente nella miscela, secondo questa tabella:

		Boiling Point										
Ethylene Glycol Solution (% by volume)		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Temperature	(°F)	212	214	216	220	220	225	232	245	260	288	386
	(°C)	100	101.1	102.2	104.4	104.4	107.2	111.1	118	127	142	197

Tabella 3.1: Variazione del punto di ebollizione a seconda della percentuale di glicole presente.

Sapendo che il Genetron 245fa raggiunge una temperatura massima di 120°C, ci conviene scegliere una percentuale del Glicole Etilenico presente nella soluzione del 90% che permette di raggiungere temperature più alte, avendo punto di ebollizione pari a 142 °C.

Una volta scelta la percentuale di glicole etilenico presente nella soluzione, vengono fissate le temperature di inizio e di fine riscaldamento:

$$T_i = 30 \text{ °C}$$

$$T_f = 135 \text{ °C}$$

La densità del glicole etilenico in condizioni standard è di 1,11 g/cm³, corrispondente a 1110 kg/m³. Si può quindi notare che la densità del glicole è superiore a quella dell'acqua. Considerando infatti la densità dell'acqua distillata pari a 1000 kg/m³, si può calcolare la densità della soluzione finale come:

$$\rho_{ag} = (0,9 \cdot \rho_{glicole}) + (0,1 \cdot \rho_{acqua}) = 1099 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Si passi ora al calcolo del calore specifico a pressione costante della soluzione (c_p). Dalla tabella si possono identificare i valori del calore specifico per alcune percentuali di glicole etilenico nella soluzione, ma per estrapolazione dei dati, supponendo delle variazioni lineari del calore specifico al variare della temperatura, si può calcolare il calore specifico medio della nostra soluzione. Con questo procedimento si può verificare che:

$$c_{p\ 30^\circ\text{C}} = 0,60 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$c_{p\ 135^\circ\text{C}} = 0,70 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Perciò la media tra questi due valori è:

$$c_{p\ \text{medio}} = \frac{c_{p\ 135^\circ\text{C}} + c_{p\ 30^\circ\text{C}}}{2} = 0,65 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \text{ che, considerando che } 1 \text{ kcal} = 4,186 \text{ kJ,}$$

$$\text{corrisponde a: } c_{p\ \text{medio}} = 2,72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Il valore del calore specifico medio della soluzione appena calcolato permetterà successivamente il calcolo della massa di acqua glicolata riscaldata in una giornata dall'energia solare.

Specific Heat - c_p - (Btu/lb.°F)								
Temperature		Ethylene Glycol Solution (% by volume)						
(°F)	(°C)	25	30	40	50	60	65	100
-40	-40	1)	1)	1)	1)	0.68	0.703	1)
0	-17.8	1)	1)	0.83	0.78	0.723	0.7	0.54
40	4.4	0.913	0.89	0.845	0.795	0.748	0.721	0.562
80	26.7	0.921	0.902	0.86	0.815	0.768	0.743	0.59
120	48.9	0.933	0.915	0.875	0.832	0.788	0.765	0.612
160	71.1	0.94	0.925	0.89	0.85	0.81	0.786	0.64
200	93.3	0.953	0.936	0.905	0.865	0.83	0.807	0.66
240	115.6	2)	2)	2)	2)	2)	0.828	0.689
280	137.8	2)	2)	2)	2)	2)	2)	0.71

Tabella 3.2 Tabella dove è mostrata la variazione del calore specifico al variare della percentuale di glicole etilenico.

3.5 - Il rendimento del ciclo

Il ciclo scelto per questo progetto stabilisce che la temperatura di condensazione dell' R245fa sia di 20°C, mentre quella di vaporizzazione sia di 120°C. Considerando il caso ideale e facendo riferimento ai punti espressi nel diagramma p-h, per ognuno dei punti funzionali è possibile esprimerne il valore della temperatura, dell'entropia, della pressione e dell'entalpia.. Nella tabella 3.10, sono raccolti i valori dei quattro principali punti: il punto 1 è quello di fine condensazione, ovvero il fluido si presenta nello stato di liquido saturo. Il punto 2 è il punto che segna la fine della compressione, ovvero quando il fluido raggiunge la pressione di evaporazione. Il punto 3 coincide con lo stato di vapore saturo secco: il liquido è completamente evaporato e possiede un valore entalpico elevato, pronto ad espandersi nel motore. Il punto 4 invece è dovuto all'intersezione della curva isoentropica di espansione nel motore, e quella isobara di condensazione: questo punto si trova ad una temperatura superiore a quella del punto 1, per il fatto che l'isoentropica di espansione non entra all'interno della campana, ma resta esterna ad essa;

Numero Punto	Pressione [Mpa]	Temperatura [°C]	Entropia [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$]	Entalpia [$\frac{kJ}{kg}$]
1	0,12	20	1,09	228
2	1,88	23	1,09	232
3	1,88	120	1,81	490
4	0,12	38	1,81	437

Tabella 3.3 Riassunto dei valori più importanti dei punti fondamentali del ciclo; l'entropia e l'entalpia sono specifiche, ovvero riferite all'unità di massa.

Questi dati permettono di ricavare il calore da introdurre affinché il fluido primario si riscaldi e poi evapori, il lavoro prodotto dal vapore quando si espande all'interno del motore, il calore che viene liberato durante la condensazione. Si indichi con Q_{risc} il calore necessario al riscaldamento dell' R245fa, ovvero il calore necessario affinché la temperatura del fluido primario passi da 23 °C a 120 °C. Il punto di fine riscaldamento è indicato con 2', nel quale $h_{2'} = 378 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$. Con Q_{evap} viene indicato il calore necessario per fare completamente evaporare il liquido, con L_{esp} il lavoro prodotto dall'espansione del gas in turbina, e con Q_{cond} il calore liberato nella condensazione, equivalente al calore ceduto al liquido di raffreddamento, che può essere acqua prelevata da un fiume.

I valori di Q_{risc} , Q_{evap} , L_{esp} e Q_{cond} sono così calcolati:

$$L_{pompa} = h_2 - h_1 = 232 - 228 = 4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{risc} = h_{2'} - h_2 = 378 - 232 = 146 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{evap} = h_3 - h_{2'} = 490 - 378 = 112 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$L_{esp} = h_3 - h_4 = 490 - 437 = 53 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_{cond} = h_4 - h_1 = 437 - 228 = 209 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

I valori di Q_{risc} e Q_{evap} si possono sommare tra loro, poiché entrambi rappresentano una quantità di calore che è necessario introdurre all'interno del ciclo, ovvero ceduto al fluido termovettore, affinché questo possa raggiungere livelli entalpici tali per poter espandere poi nel motore producendo una quantità significativa di lavoro. Perciò chiamando Q_{in} il calore introdotto nel ciclo attraverso lo scambiatore, ovvero ceduto dal fluido secondario, si ha che:

$$Q_{in} = Q_{risc} + Q_{evap} = (h_{2'} - h_2) + (h_3 - h_{2'}) = h_3 - h_2;$$

per cui:

$$Q_{in} = 258 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Cercando ora di calcolare il rendimento ideale del ciclo ORC previsto per il progetto è bene ricordare che in una conversione di energia il rendimento termodinamico, o efficienza termodinamica, è il rapporto tra il lavoro meccanico compiuto e l'energia fornita al sistema.

$$\eta = \frac{L}{|Q_{ass}|}$$

Il rendimento è espresso come valore compreso tra zero e uno o sotto forma di percentuale, e rappresenta quindi la percentuale di calore che viene efficacemente convertita in lavoro meccanico. Il lavoro, presente a numeratore nell'espressione del rendimento, vale quanto la sottrazione tra il lavoro prodotto nel motore volumetrico e quello speso per alimentare la pompa per portare il fluido dalla pressione di condensazione a quella di evaporazione. Il calore assorbito nel ciclo equivale al calore introdotto, ovvero l'energia introdotta nella trasformazione isobara da 2 a 3.

Eseguendo questo semplice calcolo si ottiene il rendimento del ciclo ideale. Si può quindi esprimere come:

$$\eta = \frac{L}{|Q_{ass}|} = \frac{L_{esp} - L}{Q_{intr}} = \frac{53 - 4}{258} = 0,1899$$

Il valore del rendimento ideale del ciclo Rankine organico è quindi del 19%

Capitolo 4 – I componenti del concentratore solare a disco parabolico

4.1 - Il disco parabolico

L'elemento cardine del concentratore solare analizzato in questa tesi è il disco parabolico. Il suo dimensionamento e la possibilità di un trasporto semplice rappresentano dunque le criticità nel suo sviluppo. Per quanto concerne il funzionamento lo scopo del disco è quello di riflettere i raggi solari al fine di concentrarli nel punto focale dove sarà opportunamente collocato il ricevitore, in cui il fluido termovettore viene riscaldato.

Come è stato osservato nel Capitolo 2 la potenza termica sviluppata è dipendente dalla proiezione della superficie dello specchio, ovvero proporzionale al quadrato del diametro della circonferenza esterna. Nella realizzazione del disco ho scelto un valore di $\phi_{\text{esterno}} = 20$ m, che rappresenta un valido compromesso tra potenza sviluppata ed ingombro.

In riferimento a quest'ultimo, e quindi alla trasportabilità ed alla riproducibilità in serie dell'impianto ho scelto di suddividere il disco in settori circolari con apertura di 30° spaziate l'uno dall'altro di 15° per garantire che non si accumuli sabbia sullo specchio, in quanto ne diminuirebbe drasticamente le prestazioni. Questi "petali", inoltre, non hanno un profilo perfettamente parabolico, ma sono generati a partire da una spezzata che approssima in maniera abbastanza precisa la curva parabolica di riferimento. Questo garantisce una realizzazione più semplice e permette ai raggi riflessi di convergere non più in un punto, ma in una superficie con larghezza dipendente dalla larghezza della sezione considerata ed una lunghezza che è un intorno del punto focale.

4.1 - Dimensionamento

Occorre definire in primo luogo le caratteristiche di forma del disco parabolico. Impostata l'altezza massima della parabola $h = 4$ m e $\phi_{\text{esterno}} = 20$ m si ottiene:

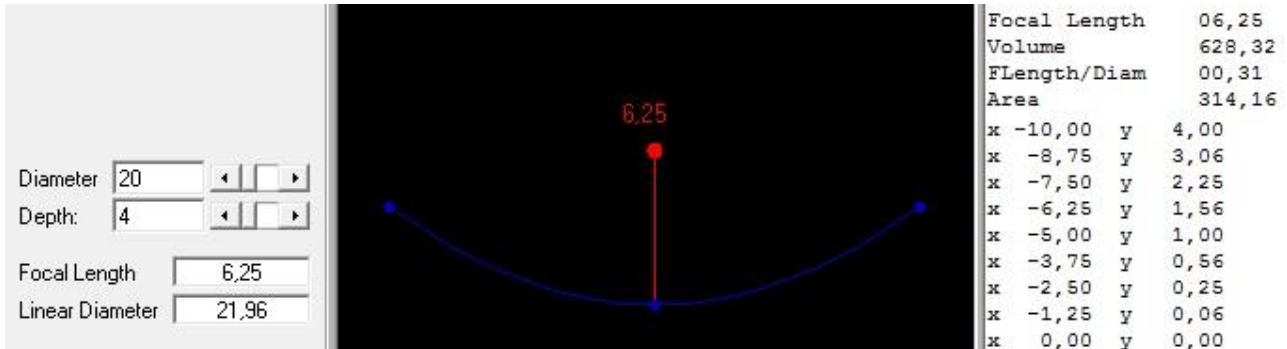


Figura 4.1 Calcoli per la realizzazione del profilo parabolico eseguiti con Parabola Calculator.exe

Usando come riferimento un piano cartesiano con origine nel vertice della parabola è possibile esprimere l'equazione di quest'ultima come: $y = 0,04 x^2$.

Da cui le coordinate del fuoco (0 ; 6.25). Come detto in precedenza ho scelto di approssimare il tratto curvilineo con una spezzata caratterizzata da segmenti a lunghezza costante pari a 2 metri.

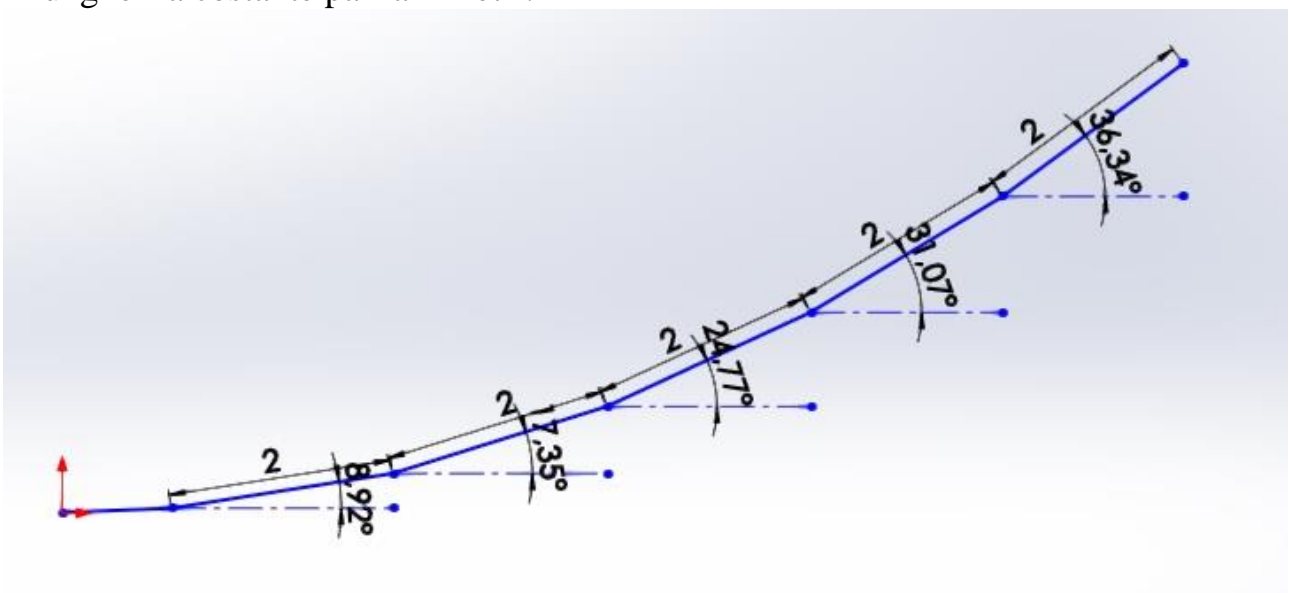


Figura 4.2 Profilo parabolico realizzato mediante SolidWorks.

Mediante SolidWorks ho calcolato le crescenti inclinazioni dei segmenti a partire dal vertice, allo scopo di calcolare l'effettiva superficie riflettente del disco.

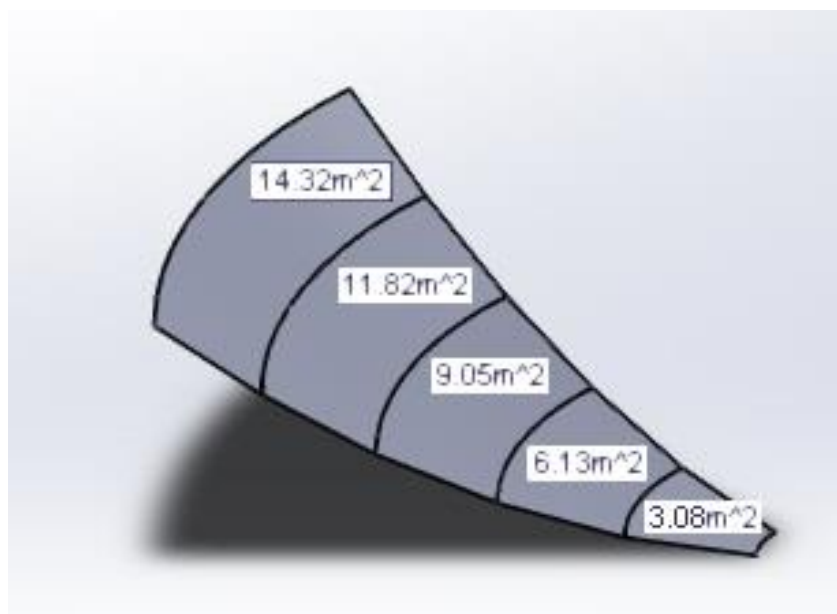


Figura 4.3 Calcolo delle superfici mediante SolidWorks.

Come si può osservare il componente è diviso in 5 sezioni di diversa ampiezza. E' bene considerare che la sezione più piccola non si congiunge esattamente con il vertice al fine di scongiurare problemi di accumulo di sabbia o detriti al centro del disco.

Utilizzando lo strumento di misura di SolidWorks ho messo in evidenza il valore delle aree delle diverse parti. Questi dati permettono il calcolo della superficie riflettente utile, la parabola è infatti montata perpendicolare al terreno, e il dimensionamento viene effettuato considerando i raggi solari (ovvero la radiazione solare) ortogonali alla superficie terrestre. Per conoscere quindi queste grandezze è necessario sapere quanto vale l'angolo che ogni pannello forma con l'orizzontale, ovvero la direzione ortogonale ai raggi che era stata determinata in precedenza.

Inserendo i dati in un foglio Excel si ottengono i diversi valori delle singole proiezioni delle diverse sezioni.

	A	B	C
1	Area [m ²]	Angolo [°]	Proiezione Area[m ²]
2	14,32	36,34	11,53497169
3	11,82	31,07	10,12427234
4	9,05	24,77	8,217372657
5	6,13	17,35	5,851090685
6	3,08	8,92	3,042749869

Tabella 4.1 Calcolo delle proiezioni delle aree mediante Excel.

L'equazione utilizzata per determinare la proiezione è $\text{COS}(B:B*\text{PI}()/180)*A:A$.
 Si può dunque calcolare la sezione complessiva con la funzione $\text{SUM}(C2:C6)$, da cui risulta $A_p = 38,77$.

Il valore dell'area complessiva riferito all'intero disco sarà dunque pari ad A_p*8 , dove 8 è il numero complessivo dei petali, da cui: $S = 310,16$.

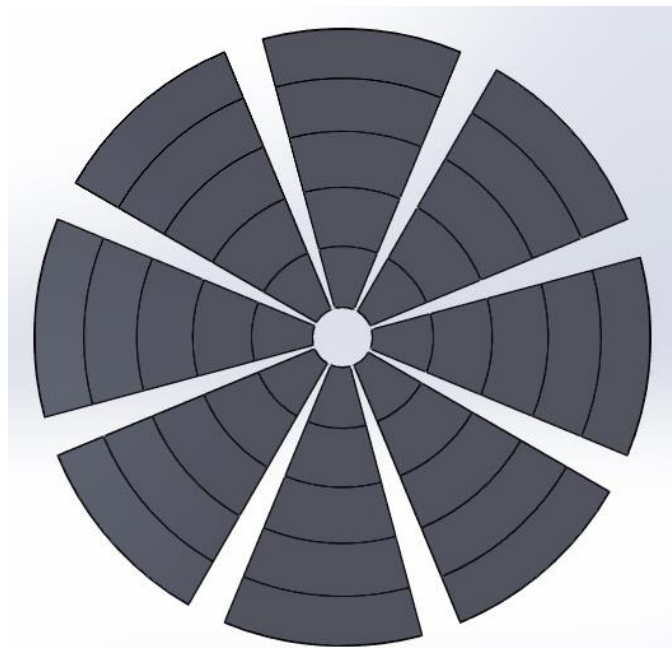


Figura 4.4 Vista dall'alto del disco parabolico.

4.2 - Il ricevitore

La posizione e le dimensioni del ricevitore, collocato nell'intorno del fuoco, in direzione verticale ottenuta dalla congiungente il vertice con il fuoco stesso, sono calcolate considerando la riflessione dei raggi sugli specchi. Vi sono due leggi che governano il fenomeno della riflessione:

- La prima legge della riflessione afferma che il raggio incidente, il raggio riflesso e la normale alla superficie riflettente giacciono su uno stesso piano detto piano di incidenza.
- La seconda legge della riflessione dice che l'angolo di incidenza i e l'angolo di riflessione r sono uguali tra loro.

L'angolo di incidenza è quello che il raggio incidente forma con la normale alla superficie, mentre r è l'angolo che la normale alla superficie forma con il raggio riflesso.

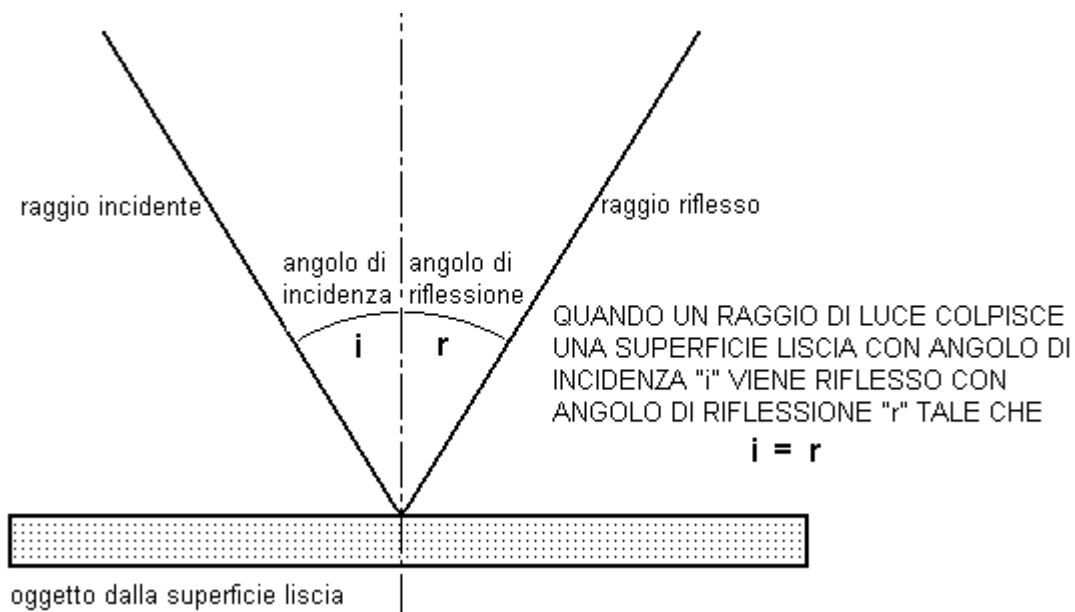


Figura 4.5 Schema di riflessione dei raggi di luce.

I raggi dello specchio non convoglieranno in un punto, ma spazzeranno su una superficie. Questo permette di avere la certezza che quando i raggi non saranno esattamente verticali, ma inclinati con diverse angolazioni in funzione della posizione del sole, il ricevitore sarà in ogni caso colpito.

Considerando che i raggi solari hanno direzione perpendicolare alla superficie e che ogni specchio è inclinato con angoli α diversi il raggio riflesso avrà un'inclinazione β , complementare ad rispetto ad α , alla superficie.

Dunque:

$$\beta_1 = 90^\circ - \alpha_1 = 53,66^\circ$$

$$\beta_2 = 58,95^\circ$$

$$\beta_3 = 65,23^\circ$$

$$\beta_4 = 72,65^\circ$$

$$\beta_5 = 81,08^\circ$$



Figura 4.6 Individuazione segmento utile del ricevitore.

Si ottiene in questo modo, sempre con SolidWorks, l'altezza del ricevitore pari a 1650 mm. Il diametro sarà invece di 400 mm.

Per quanto riguarda la forma del ricevitore è d'obbligo considerare che al suo interno non avviene alcun cambiamento di fase, ma il liquido in ingresso riceve dell'energia termica che comporta un aumento di temperatura sino ad un valore massimo inferiore del punto di ebollizione. Per questo motivo è necessario realizzare un percorso che permetta al fluido di rimanere nella parte termicamente alterata del ricevitore, quella dove sono concentrati tutti i raggi riflessi, ma nello stesso tempo gli garantisca la possibilità di uscire.

Un'elica permette al fluido di percorrere i 1650 mm indicati, generando un percorso curvilineo di diametro pari a 400 mm. Il tubo, che fino a poco prima di entrare nella zona di concentrazione è rettilineo verticale, seguendo l'asse di rotazione del sistema di specchi, si allarga pian piano seguendo la traiettoria dell'elica. Vengono così percorse undici eliche che possiedono un passo di 150 mm. Una volta giunti in cima, il tubo rientra all'interno dell'elica e segue nuovamente una traiettoria verticale, parallela a quella seguita in entrata, ma dall'alto verso il basso

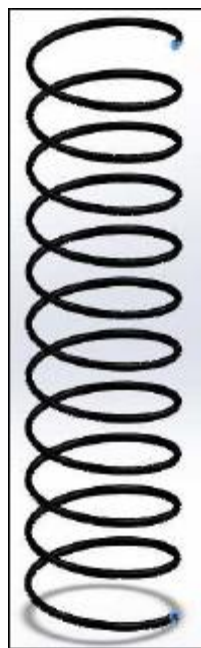


Figura 4.7 Forma del ricevitore.

4.3 - I serbatoi e il problema dell'accumulo

Uno degli obiettivi dell'impianto è quello di immagazzinare energia durante il giorno, per poi rilasciarla durante la notte in modo tale da permettere un funzionamento continuo. A questo scopo l'acqua glicolata compie un ciclo secondario nel quale viene prelevata da un serbatoio e spedita al ricevitore, dove si scalda per via dei raggi solari riflessi dagli specchi fino alla temperatura finale di 135°C. Successivamente viene inviata all'interno di uno scambiatore dove cede la sua energia al fluido primario che produrrà energia meccanica attraverso l'espansione in un motore volumetrico. Dato che la potenza solare non è costante nell'arco della giornata la portata di fluido che dal serbatoio finisce al ricevitore è variabile. La portata che deve alimentare lo scambiatore a superficie, invece, non può essere diversa dal valore di progetto. Di conseguenza ho scelto di separare il serbatoio in due parti distinte: all'interno del primo viene raccolta l'acqua glicolata in uscita dallo scambiatore e inviata al ricevitore (serbatoio freddo), mentre nel secondo viene conservato il fluido riscaldato in uscita dal ricevitore che poi viene prelevato per alimentare lo scambiatore (serbatoio caldo).

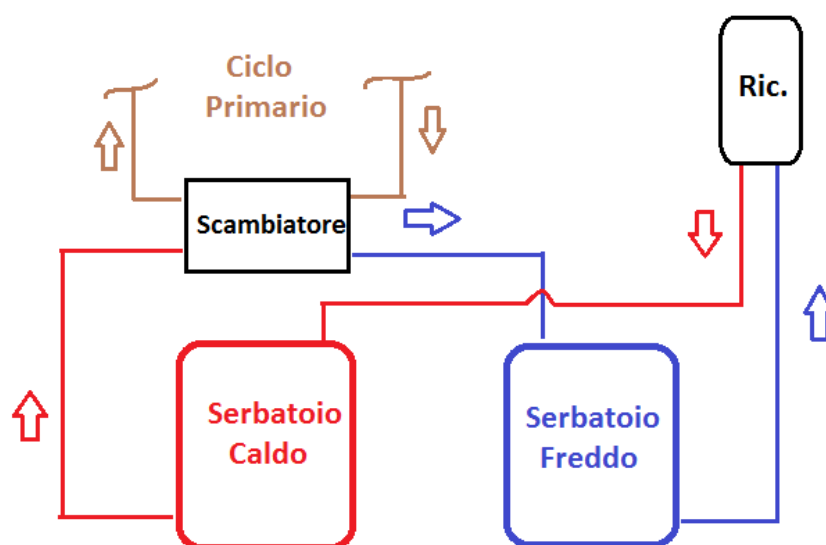


Figura 4.8 Schema semplificato ciclo secondario.

In rosso sono indicate le condotte in cui è presente il fluido caldo, in blu quelle del fluido freddo, e in marroncino quelle in cui scorre il Genetron 245fa. La linea fredda si trova ad una temperatura di 30 °C.

4.3.1 - Calcolo della quantità di fluido riscaldato

Prima di passare al dimensionamento dei serbatoi, è necessario calcolare quanta acqua glicolata viene riscaldata, passando dalla temperatura di 30 °C alla temperatura di 135 °C, nell'arco di una giornata di sole.

Per trovare questi parametri è necessario fare riferimento alle equazioni ottenute nel Capitolo 2:

- $E_{sol} = I_{giorno} \cdot S = 26,64 \frac{MJ}{m^2} \cdot 310,16 m^2 = 8,2 GJ$
- $P_{24h} = \frac{E_{sol}}{86400} = 94,91 kW$
- $Q(t) = \frac{E_{sol}}{31054,3} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right) = 264,05 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_{luce}} t\right) kW$

È noto che per innalzare la temperatura di 1 kg di acqua distillata di 1 °C sono necessari 4,186 kJ. Questo valore è dato dalla seguente formula: $E_r = m \cdot c_p \cdot \Delta T$, dove m equivale alla massa, c_p è il calore specifico dell'acqua distillata e ΔT è la variazione di temperatura. Come si può notare il valore di E_r è dato, per unità di massa e di temperatura, dal valore del calore specifico. Ciò significa che conoscendo il calore specifico dell'acqua glicolata e la sua escursione termica, è possibile calcolare la quantità di energia necessaria per riscaldare 1 kg di acqua glicolata. Essendo poi nota la quantità di energia disponibile nell'arco della giornata, si calcola la massa riscaldata nelle ore di sole.

Il calore specifico dell'acqua glicolata è pari a $2,72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}}$. Questo valore mostra che la miscela, avendo un calore specifico inferiore rispetto quello dell'acqua distillata, necessita, a parità di massa, di una minore energia per il riscaldamento. Si avrà quindi, a parità di energia disponibile, una massa riscaldata di acqua glicolata maggiore rispetto alla medesima di acqua distillata. Conoscendo la variazione di temperatura, pari a $\Delta T = T_{\text{max}} - T_{\text{min}} = 105^{\circ}\text{C}$, l'energia specifica di riscaldamento necessaria a scaldare 1 kg di acqua glicolata è pari a:

$$e_r = c_{p\text{ ag}} \cdot \Delta T = 285,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Se consideriamo un rendimento del ricevitore pari a 0,9, conseguenza del fatto che non è possibile che esso si comporti come un corpo nero, ma più come un corpo grigio con alto coefficiente di assorbimento, la massa m di acqua glicolata portata dalla temperatura di 30°C a quella di 135°C nell'arco di una giornata equivale a:

$$m = \frac{E_{\text{sol}} \cdot \eta_{\text{ric}}}{e_r} = 25840 \text{ kg}$$

Per poter dimensionare in maniera opportuna il serbatoio si deve valutare il volume occupato dall'acqua glicolata. Questo si calcola come:

$$V = \frac{m \cdot 1000}{\rho_{\text{ag}}} = 23515 \text{ l}$$

4.3.2 - Il problema dell'accumulo

Analizzando il serbatoio caldo si osserva che da esso esce una portata di fluido costante che alimenta lo scambiatore e giunge in ingresso una portata variabile dal ricevitore dove l'acqua glicolata è stata scaldata. E' dunque evidente che il volume di liquido all'interno del contenitore risulta essere incostante.

Per la corretta determinazione della capienza dei serbatoi è tassativo valutare l'andamento del pelo libero calcolando la quantità di acqua glicolata riscaldata in ogni istante di tempo.

A questo proposito è necessario determinare l'andamento della potenza istantanea dovuta alla radiazione solare. Viene qui riportata nuovamente la curva che la descrive:

$$Q(t) = 264,05 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_{\text{luce}}} t\right) \text{ kW}$$

Tramite questa funzione è possibile conoscere il valore della potenza termica in un determinato istante di tempo. Se si considera un intervallo di tempo infinitesimo dt , e si ipotizza che il valore della potenza termica sia costante per tutto l'intervallo di tempo dt , l'energia ceduta al fluido nell'intervallo $[t, t + dt]$ vale:

$$E_{dt} = Q(t) \cdot dt \cdot \eta_{\text{ric}} \text{ kJ}$$

dove η_{ric} è il rendimento del ricevitore. Per conoscere la massa del fluido riscaldato nell'intervallo dt , si deve eseguire questo calcolo:

$$m_{\text{in } dt} = \frac{E_{dt}}{e_r} \text{ kg}$$

per poi passare al volume riscaldato:

$$V_{\text{in } dt} = \frac{m_{\text{in } dt} \cdot 1000}{\rho_{\text{ag}}} = \frac{Q(t) \cdot dt \cdot \eta_{\text{ric}} \cdot 1000}{e_r \cdot \rho_{\text{ag}}} \text{ l}$$

La presenza di un parametro dipendente dal tempo $Q(t)$ implica che $V_{\text{in } dt}$ sia variabile: cresce quando cresce $Q(t)$ e viceversa. Quindi in ogni intervallo di tempo infinitesimo dt , $V_{\text{in } dt}$ rappresenta il volume di acqua glicolata riscaldata dal ricevitore che entra all'interno del serbatoio caldo. Il volume che invece si

immetterà nello scambiatore per rilasciare energia termica al fluido primario è un valore costante, poichè non dipende da $Q(t)$, ma dal valore della potenza ceduta all'interno dello scambiatore:

$$P_{24h} = 94,91 \text{ kW}$$

Per cui, considerando un rendimento dello scambiatore pari a 0,9 , il valore della massa inviata allo scambiatore per soddisfare tale potenza è:

$$m_{\text{out dt}} = \frac{P_{24h} \cdot dt \cdot \eta_{sc}}{e_r}$$

dove e_r , che corrisponde all'energia necessaria per riscaldare un chilogrammo di acqua glicolata da 30 a 135 °C, equivale all'energia liberata nella trasformazione opposta, ovvero il raffreddamento da 135 a 30 °C. Infatti è tra questi parametri che lavora l'acqua glicolata all'interno dello scambiatore. Di conseguenza:

$$V_{\text{out dt}} = \frac{m_{\text{out dt}} \cdot 1000}{\rho_{ag}} = \frac{P_{24h} \cdot dt \cdot \eta_{sc} \cdot 1000}{\rho_{ag} \cdot e_r} \quad l$$

Essendo noti ora i valori di $V_{\text{in dt}}$ e di $V_{\text{out dt}}$ è possibile valutare la variazione di volume di fluido all'interno del serbatoio caldo per ogni istante di tempo. Infatti:

$$V(t + dt) = V(t) + (V_{\text{in dt}} - V_{\text{out dt}})$$

dove $V(t)$ rappresenta il volume di fluido presente all'interno del serbatoio all'istante t e $V(t + dt)$ quello presente dopo un intervallo di tempo infinitesimo dt .

Iterando questi calcoli, tramite l'utilizzo di un calcolatore virtuale, è possibile esprimere questo andamento e riportarlo in un diagramma volume-tempo. Si nota che nella prima parte della curva il volume cresce, infatti è il momento corrispondente alla parte di giornata in cui la potenza termica è superiore a quella

richiesta nello scambiatore con il ciclo primario, mentre la seconda parte, decrescente in maniera lineare, rappresenta l'andamento notturno corrispondente al periodo in cui l'energia solare non è più disponibile ed il fluido messo da parte nell'arco del giorno viene prelevato ed utilizzato per sfruttare la sua riserva di energia termica.

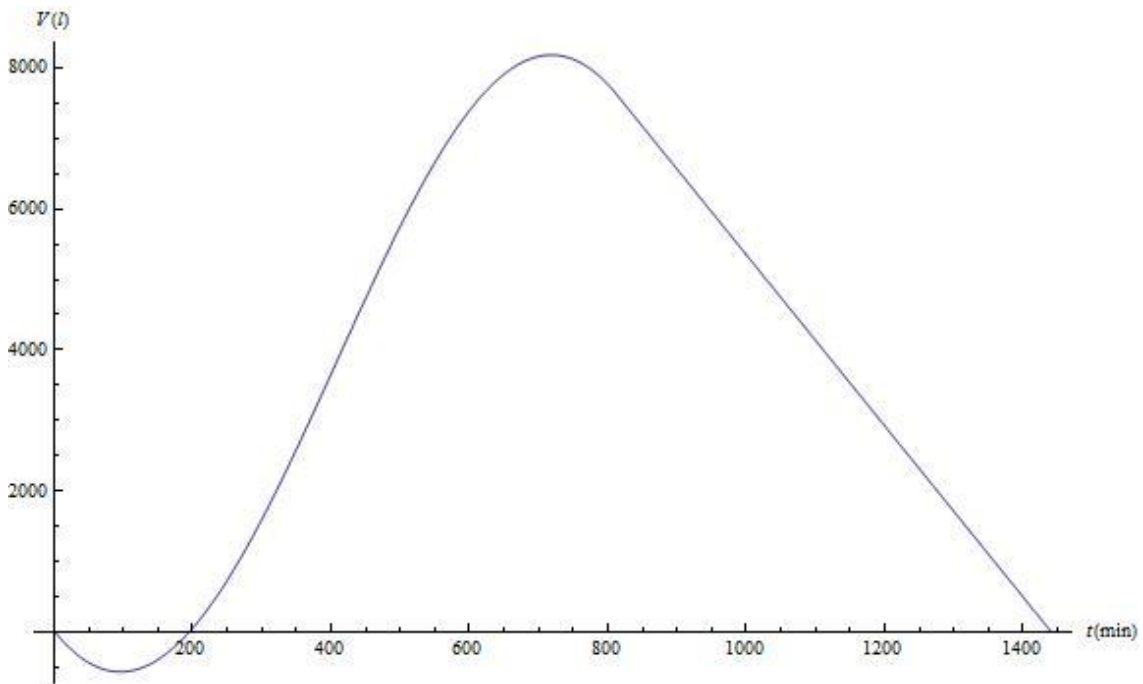


Figura 4.9 Variazione del pelo libero di acqua glicolata a 135 °C presente nel serbatoio caldo.

Il valore massimo della curva corrisponde a 8192,19 l, mentre il valore minimo a 564.3 l. Perciò il serbatoio conterrà un volume massimo di fluido dato dalla somma dei valori assoluti del massimo e del minimo:

$$V = |V_{\max}| + |V_{\min}| = 8756,49 \text{ l}$$

La curva di variazione del volume nel serbatoio freddo è simmetrica alla curva rispetto l'asse delle ascisse. Verranno dunque utilizzati due serbatoi da 9000 l l'uno.

4.4 - La pompa a portata variabile del ciclo secondario

A causa della variazione della potenza termica dovuta alla radiazione solare, varia anche la portata del fluido che si deve riscaldare. Sarebbe possibile evitare l'utilizzo di una pompa a portata variabile dimensionando opportunamente un ulteriore serbatoio di accumulo. Questa soluzione, tuttavia, pur essendo meno onerosa in termini di costi di installazione ed esercizio, richiede un'attenta e costante manutenzione onde evitare malfunzionamenti che potrebbero portare a danneggiamenti severi gran parte dell'impianto. Ho quindi deciso di privilegiare il fattore di affidabilità rispetto a quello di costo scegliendo l'utilizzo di una pompa a portata variabile. Questa portata ha un andamento proporzionale alla stessa potenza termica, poiché dipende da essa. Infatti la portata in massa, calcolata per un periodo di un tempo infinitesimo, vale:

$G = \frac{m_{dt}}{dt}$, dove m_{dt} è la massa di fluido riscaldata nel tempo dt , quindi:

$$m_{dt} = \frac{E_{dt}}{e_r} = \frac{dt \cdot \eta_{ric}}{e_r} \cdot Q(t) \text{ kg}$$

Andando a studiare la funzione $G(t)$ si calcola il massimo della portata in massa dell'acqua glicolata, ovvero:

$$G_{max} = 0.62 \frac{\text{kg}}{\text{s}}.$$

Soddisfare questa portata è il compito della pompa a portata variabile che sarà posta al principio del condotto in uscita dal serbatoio freddo. Questa pompa sarà governata da un termostato posto all'uscita del ricevitore, il quale misurando la temperatura di uscita dell'acqua glicolata, comanderà l'aumento o la diminuzione della portata stessa.

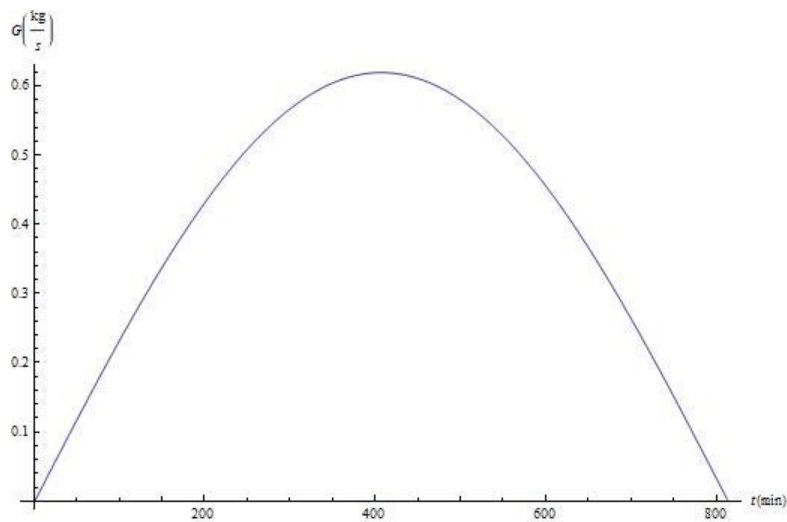


Figura 4.10 Andamento della portata in funzione del tempo

Questa pompa però non deve solo soddisfare la portata richiesta, ma deve possedere una potenza tale da inviare il fluido nel ricevitore, posto ad una determinata altezza. Infatti la tubazione che congiunge il serbatoio al punto più alto del ricevitore è composta da un tubo verticale lungo 10 metri, mentre il ricevitore, come visto al capitolo è composto da un'elica, che possiede una altezza complessiva di 1,65 metri. Ne consegue che l'altezza complessiva che la pompa deve poter soddisfare equivale a $h = 11,65 \text{ m}$.

Si vuole ora calcolare in modo rigoroso la potenza richiesta alla pompa nella situazione peggiore, ovvero quando è richiesta la portata massima. Richiamando l'equazione generalizzata del moto dei fluidi, essa dice che:

$$L = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot h + \frac{p_2 - p_1}{\rho_{ag}} + R_c + R_d .$$

Le grandezze con il pedice 1 sono quelle riferite all'ingresso della pompa e quelle col pedice 2 sono quelle riferite al punto più alto del ricevitore ($h = z_2$, con $z_1 = 0$). I valori R_c e R_d sono rispettivamente le perdite di carico concentrate e distribuite.

Nel nostro caso si possono trascurare i seguenti parametri:

- $c_1 = 0$, poichè il fluido all'ingresso della pompa ha velocità nulla, o comunque talmente bassa da essere considerata trascurabile.
- $p_2 - p_1 = 0$, in quanto non vi è differenza di pressione nei due rami.
- R_c trascurabile. Infatti gli unici punti dove potrebbero esservi sono nelle curve dell'elica del ricevitore, ma se chiamiamo r il raggio dell'elica (= 200 mm) e d il diametro dei tubi (= 15 mm), il rapporto $\frac{r}{d}$ vale 13,3 per cui il coefficiente di perdita concentrata, che diminuisce all'aumentare di $\frac{r}{d}$, risulta trascurabile.

Operando queste semplificazioni l'espressione del lavoro utile diventa:

$$L = \frac{c_2^2}{2} + g \cdot h + R_d .$$

c_2 si può esprimere in funzione della portata:

$$c_2 = \frac{G_{\max}}{\rho_{\text{ag}} \cdot S} .$$

dove S è la sezione della condotta nella quale scorre il fluido. Se il diametro della condotta è pari a 15 mm, la sezione vale:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 176,71 \text{ mm}^2 = 1,76 \times 10^{-4} \text{ m}^2 .$$

da cui $c_2 = 3,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ e quindi:

$$\frac{c_2^2}{2} = 5,12 \frac{\text{J}}{\text{kg}} .$$

Il termine gravitazionale, essendo $h = 11,65 \text{ m}$, vale:

$$g \cdot h = 114,29 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Le perdite distribuite possono essere calcolate separatamente sul tratto verticale e sull'elica che compone il ricevitore. Nel tratto verticale la temperatura del fluido resta circa di 30°C per il fatto che i raggi non vengono convogliati in quella zona. Dalla tabella si osserva come varia il coefficiente di viscosità dinamica al variare della percentuale di volume di glicole presente nella soluzione e della temperatura. Per una percentuale del 90%, a 30°C il valore di μ è circa $7 \times 10^{-3} \frac{\text{Pa}}{\text{s}}$.

Il numero di Reynolds in questa situazione risulta

$$Re = \frac{D \cdot c \cdot \rho_{ag}}{\mu}, \text{ e vale } Re = 7536.$$

Il flusso si trova quindi in regime turbolento e si calcola il coefficiente di attrito con l'equazione di Blasius:

$$k_a = 0,316 \cdot Re^{-0,25} = 0.0339 .$$

Il termine delle perdite distribuite lungo il tratto verticale vale quindi:

$$R_{d \text{ vert}} = k_a \cdot \frac{c_2^2 \cdot L}{2 \cdot D} = 98 \frac{\text{J}}{\text{kg}} .$$

dove L è la lunghezza del tubo verticale.

Dynamic Viscosity - μ - (centipoise)								
Temperature		Ethylene Glycol Solution (% by volume)						
(°F)	(°C)	25	30	40	50	60	65	100
0	-17.8	1)	1)	15	22	35	45	310
40	4.4	3	3.5	4.8	6.5	9	10.2	48
80	26.7	1.5	1.7	2.2	2.8	3.8	4.5	14
120	48.9	0.9	1	1.3	1.5	2	2.4	7
160	71.1	0.65	0.7	0.8	0.95	1.3	1.5	3.8
200	93.3	0.48	0.5	0.6	0.7	0.88	0.98	1.4
240	115.6	2)	2)	2)	2)	2)	2)	1.8
280	137.8	2)	2)	2)	2)	2)	2)	1.4

Tabella 4.2 Andamento della viscosità dinamica dell'acqua glicolata al variare della temperatura.

Un ragionamento analogo è valido per l'elica. In questa zona il fluido, subendo il riscaldamento da parte dei raggi riflessi, aumenta la sua temperatura da 30 a 135 °C. Viene scelto un valore della viscosità dinamica medio tra i due estremi pari a

$$\mu_m = 4,2 \times 10^{-3} \frac{\text{Pa}}{\text{s}}.$$

Si ottiene $Re = 12510$ e sfruttando nuovamente l'equazione di Blasius $k_a = 0.0299$. Il valore delle perdite distribuite nell'elica del ricevitore è:

$$R_{d \text{ elica}} = k_a \cdot \frac{c_2^2 \cdot L}{2 \cdot D} = 141 \frac{\text{J}}{\text{kg}}.$$

dove L è la lunghezza dell'elica, che vale 13,92 metri.

Il lavoro specifico vale quindi

$$L = 358,41 \frac{\text{J}}{\text{kg}}.$$

Da questo valore è possibile calcolare la potenza massima richiesta dalla pompa di alimentazione.

$$P_{\text{max}} = L \cdot G_{\text{max}} = 222,21 \text{ W}.$$

4.5 - La pompa a portata costante del ciclo primario

La scelta della pompa a portata costante del ciclo primario è molto più semplice. Abbiamo calcolato che l'energia termica specifica che il Genetron 245fa deve assorbire per innalzare la propria temperatura da 20 a 120 °C e per evaporare completamente è di $258 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$.

Da questo valore, conoscendo la potenza termica messa a disposizione dallo scambiatore, si ottiene la portata del fluido primario:

$$G_{R245fa} = \frac{P_{24h}}{Q_{in}} = \frac{94,91}{258} = 0,36 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Dalla portata in massa del Genetron, conoscendo il lavoro specifico compiuto dalla pompa per portare il fluido primario dalla pressione di 0,12 Mpa a quella di 1,88 Mpa, si ottiene la potenza della pompa a portata costante:

$$P_{pompa} = L_{pompa} \cdot G_{R245fa} = 4 \cdot 0,36 = 1,44 \text{ kW}$$

4.6 - Lo scambiatore a piastre

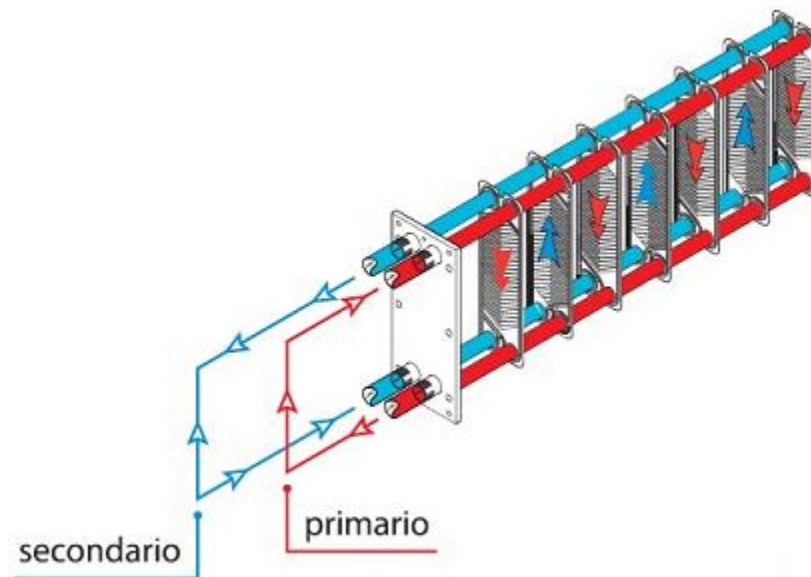


Figura 4.11 Schema di uno scambiatore a piastre.

L'acqua glicolata cede il proprio calore al Genetron 245 fa tramite uno scambiatore a superficie. In questo paragrafo viene mostrato il tipo di scambiatore scelto per questo passaggio di energia termica, lo scambiatore a piastre.

Lo scambiatore a piastre è uno scambiatore a superficie in cui le due correnti fluide a temperatura diversa scambiano il loro contenuto termico attraverso delle superfici lavorate a rilievo e disposte l'una accanto all'altra, dove i fluidi entrano in interazione tra loro tramite flussi in controcorrente. Questo tipo di scambiatore è costituito da piastre corrugate (in modo da ottenere un aumento della superficie di scambio e della turbolenza) in successione, ognuna avente uno spessore che può andare dai 0,5 ai 3 mm. Le piastre sono separate tra loro attraverso guarnizioni in gomma o in un altro materiale, garantendo così la tenuta idraulica verso l'esterno e intorno ai fori di passaggio.

Una coppia di piastre genera una camera di passaggio per il fluido caldo o per il fluido freddo, a seconda delle posizioni delle piastre: infatti, ciascuna piastra è a contatto da un lato con il fluido caldo e dall'altro lato con il fluido freddo. Ogni piastra presenta quattro fori (due di alimentazione e due di scarico) agli angoli di essa. La forma dei rilievi può variare da costruttore a costruttore. Di solito per la realizzazione delle piastre vengono utilizzati acciai inossidabili austenitici, con qualche eccezione per le piastre in titanio.

Nel caso del progetto Fiore del Deserto, la potenza termica scambiata è di 94,91 kW. Il numero di piastre dipende dal valore della potenza termica. Infatti:

$$P_{24h} = \frac{S \cdot Dt_{ml}}{Rt}$$

dove S è la superficie dello scambiatore, Dt_{ml} è la variazione di temperatura media logaritmica e Rt è la resistenza termica dello scambiatore. Dato che nel caso di uno scambiatore a piastre $S = n \cdot S_0$, dove n è il numero di piastre e S_0 è la superficie della singola piastra, conoscendo tutti i valori dei parametri, è possibile ricavare il valore di n .

4.7 - Il condensatore

Per permettere al fluido primario di completare il ciclo Rankine, questo, una volta terminata la propria espansione all'interno del motore volumetrico, deve cedere la propria energia termica per poter ritornare alla condizione di liquido puro. In questi casi è necessario l'utilizzo di un condensatore, il quale preleva acqua da una sorgente prossima all'impianto al fine di riscaldarla permettendo il cambiamento di fase del Genetron 254fa. L'energia termica specifica indicata nella scelta del condensatore è:

$$Q_{\text{cond}} = h_4 - h_1 = 437 - 228 = 209 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Considerando la portata di Genetron 245fa, ovvero $0,36 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, la potenza termica vale:

$$P_{\text{cond}} = Q_{\text{cond}} \cdot G_{\text{R245fa}} = 75,24 \text{ kW}$$

4.8 - La turbina

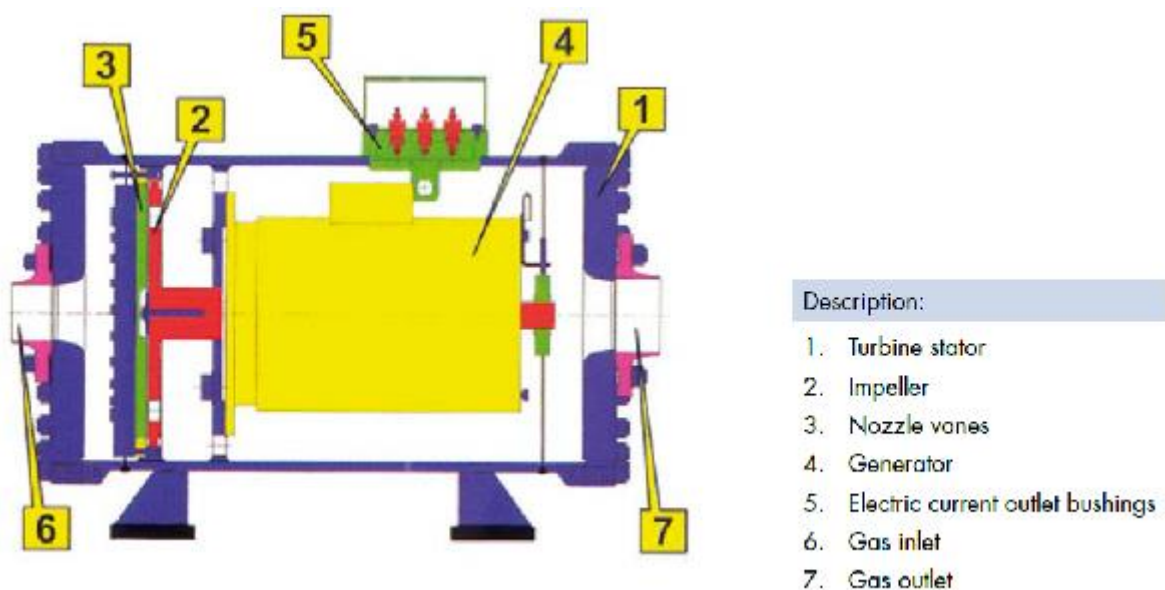


Figura 4.12 Schema e parti funzionali della turbina.

Il fluido primario R245fa, una volta aumentata la propria entalpia, viene inviato in una turbina per l'espansione. Il fluido, allo stato gassoso, impatta sulle palette che compongono il rotore, facendolo così ruotare. Esso è serrato all'albero, il quale gira con il rotore. All'albero poi è collegata una cinghia che permette successivamente il trasferimento del moto rotatorio all'alternatore per la produzione di energia elettrica.

Considerando la portata di fluido primario ed un rendimento del motore pari a 0,75 , la potenza meccanica prodotta nell'attraversamento da parte del fluido del motore è di:

$$P_{\text{mecc}} = G_{\text{R245fa}} \cdot L_{\text{esp}} \cdot \eta_{\text{mot}} = 14,31 \text{ kW}$$

Considerando un rendimento elettrico pari al 0,85 , si ottiene una potenza elettrica prodotta all'alternatore pari a:

$$P_{\text{el}} = P_{\text{mecc}} \cdot \eta_{\text{mot}} = 12,16 \text{ kW}$$

Una famiglia media composta da 3-4 persone consuma circa 2700 kWh all'anno. Considerando il valore di potenza elettrico calcolato, si può ottenere la quantità di energia elettrica prodotta in un anno:

$$E_{\text{anno}} = P_{\text{el}} \cdot (365 \cdot 24) = 106522 \text{ kWh}$$

Dunque è possibile comprire il fabbisogno di:

$$N_{\text{fam}} = \text{int} \left(\frac{106522}{27100} \right) = 39$$

L'impianto studiato è dunque in grado di garantire energia a circa 40 famiglie. Il valore ottenuto è evidentemente un valore medio poichè dipende dal periodo dell'anno, dalle condizioni meteorologiche e dalla durata delle giornate.



Figura 4.13 Realizzazione 3D di un prototipo di un CSP a disco parabolico mediante Solidworks.

Conclusioni

Dopo aver esposto le principali tecnologie di impianto a concentrazione solare avendo individuato nella soluzione a disco parabolico quella più interessante, nonostante meno matura, ho esposto in maniera sintetica i principi dell'irraggiamento solare e le caratteristiche del ciclo termodinamico di riferimento. Una volta introdotte queste nozioni sono passato alla descrizione dell'impianto e dei suoi componenti.

Per prima cosa ho definito i parametri per la realizzazione del disco parabolico, ipotizzando una divisione in settori circolari dello specchio in quanto garantisce un buon compromesso tra ingombro, difficoltà di realizzazione e resa in termini di superficie riflettente utile. In secondo luogo ho descritto il ricevitore, che assieme alla parabola costituisce l'elemento cardine di questa tecnologia. Successivamente ho definito le portate di fluido primario e secondario caratteristiche del ciclo Rankine organico, con particolare attenzione al problema dell'accumulo, ipotizzando quindi l'utilizzo di serbatoi atti ad immagazzinare l'energia termica sviluppata. La variabilità dell'erogazione dell'energia solare nel corso di una giornata e di un anno intero rende preferibile l'utilizzo di una pompa a portata variabile che garantisca, a fronte di oneri di installazione ed esercizio maggiori, un'affidabilità più alta, al fine di evitare numerose operazioni di manutenzione. Infine ho scelto uno scambiatore a piastre per il trasferimento di calore dall'acqua glicolata al Genetron 245fa, un condensatore che permetta al fluido primario di tornare allo stato liquido dopo l'espansione in turbina e la turbina stessa, ottenendo una potenza complessiva di 12,16 kW in grado di soddisfare annualmente il fabbisogno energetico medio di circa 40 famiglie.

La riproducibilità in serie di questo impianto, preferibilmente in zone geografiche caratterizzate da un elevato irraggiamento solare e dalla disponibilità di grandi spazi aperti, potrebbe garantire una riserva eccellente di energia elettrica.

Questo tipo di tecnologia è ancora relativamente giovane e lascia aperti grandi possibilità di ricerca ed ottimizzazione al fine di incrementare rendimenti che non sono ancora paragonabili a quelli raggiunti da sistemi alimentati da combustibili fossili.

Bibliografia

- G. Negri di Montenegro, M. Bianchi, A. Peretto, “Sistemi Energetici e loro componenti”, Pitagora.
- Marco Gentilini, "IMPIANTI MECCANICI" Quarta Edizione, Pitagora Editrice Bologna 1999.
- Nicola Grillo : "Impianti termici alimentati da energia Solare”, Geva edizione
- Ali Assi and Mohammed Jama, Estimating Global Solar Radiation on Horizontal from Sunshine Hours in Abu Dhabi – UAE
- Ethylene Glycol Heat-Transfer Fluid,
http://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html
- Beatrice Pulvirenti, “Termofluidodinamica applicata”, Oltre i Portici, 2008
- Tadahmun Ahmed Yassen, Experimental and Theoretical Study of a Parabolic Trough Solar Collector, Anbar Journal for Engineering Sciences.
- Honeywell, Genetron 245fa. Applications Development Guide.
- Zhang Shengjun, Wang Huaixin, Guo Tao, “Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation”, Applied Energy 88, 2011

- http://solarcellcentral.com/csp_page.html
- <https://www.yumpu.com/en/document/view/21831167/an-efficient-parabolic-dish-engine-based-on-rankine-icrepqcom>
- Marco Molari, “Studio ed ottimizzazione del Fiore del Deserto”, 2013