

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Energetica
Dipartimento di Energia



Modellizzazione e caratterizzazione di un collettore
solare a concentrazione puntuale

Relatore: Prof. Paolo SILVA

Tesi di Laurea di:

Giulio CETTI Matr. 711762

Anno Accademico 2008 – 2009

Sommario	5
Abstract	6
Introduzione	7
1 La tecnologia dei concentratori solari	8
1.1 Energia solare termica.....	8
1.2 Dati statistici sul solare termico in Italia	10
1.3 I concentratori solari	11
1.3.1 I dispositivi per la captazione dell'energia solare.....	11
1.3.2 Concentratori puntuali	13
1.3.3 Geometria dei concentratori puntuali	14
1.3.4 Equazioni fondamentali della concentrazione solare.....	16
1.3.5 I materiali riflettenti	17
1.3.6 Errori ottici concentratore.....	19
1.3.7 I sistemi d'inseguimento e movimentazione	20
1.3.8 Bilancio di energia di un ricevitore	22
1.3.9 Considerazione finali	23
2 Modellizzazione del concentratore solare Solex	25
2.1 Il concentratore Solex	25
2.2 Modello termodinamico del sistema	29
2.2.1 Concentratore.....	31
2.2.1.1 Valutazione della riflessività degli specchi	31
2.2.1.2 Valutazione del comportamento emissivo dell'assorbitore	34
2.3 Note sull'analisi termografica	37
2.3.1 Preparazione del bersaglio	41
2.4 Ricevitore.....	42
2.4.1 Modellizzazione del concentratore.....	43
2.4.2 Modellizzazione degli specchi	44
2.4.3 Modellizzazione del ricevitore	45
2.4.4 Parametri ambientali	48
2.4.5 Valutazione della potenza netta assorbita.....	48

2.4.6	Analisi del modello termico dell'assorbitore.....	50
2.5	Evoluzioni possibili	63
3	Caratterizzazione	65
3.1	Ipotesi e semplificazioni introdotte.....	65
3.2	Strumento di calcolo	66
3.3	Curva caratteristica del concentratore solare Solex.....	68
3.4	Risultati della caratterizzazione	69
4	Validazione del modello numerico.....	72
4.1	Obiettivi.....	72
4.2	Schema impianto idraulico.....	72
4.3	Strumenti di misura.....	76
4.3.1	Strumenti per valutazione parametri ambientali.....	77
4.3.2	Strumenti per valutazione parametri caldaia	81
4.3.3	Strumento di regolazione	84
4.3.4	Strumenti per acquisizione dati.....	86
4.4	Metodologia di misura	87
5	Confronto di produttività	89
5.1	Confronto fra il concentratore solex e la sua evoluzione.....	89
5.2	Confronto tra diverse zone climatiche.....	90
5.3	Confronto economico rispetto ad altre tecnologie solari	92
5.3.1	Descrizione sistemi solari alternativi	93
5.3.2	Confronto prestazionale rispetto ad altre tecnologie solari.....	95
5.3.3	Confronto economico rispetto ad altre tecnologie solari per una utenza specifica	102
5.3.4	Descrizione utenza abitativa	105
5.3.5	Considerazioni economiche	115
5.3.6	Utenza industriale	116
6	Configurazioni alternative.....	118
6.1	Raffreddamento cella fotovoltaica in solare a concentrazione.....	118
6.1.1	Modello Ottico.....	119
6.1.2	Modello di scambio termico.....	123

6.1.3	Raffreddamento mediante condotto rettangolare.....	131
6.1.4	Procedimento	132
6.2	Risultati.....	133
6.3	Caratterizzazione del concentratore Solex in assetto cogenerativo 137	
6.4	Risultati della caratterizzazione	137
6.5	Confronto di produttività del concentratore solare assetto cogenerativo.	139
6.5.1	Confronto prestazionale rispetto ad altre tecnologie solari.....	140
6.5.2	Confronto economico rispetto ad altre tecnologie solari per una utenza specifica.....	143
6.5.3	Descrizione utenza abitativa	143
6.5.4	Considerazioni economiche	149
	Conclusioni e sviluppi futuri	150
	Bibliografia.....	153

Sommario

Questo lavoro di tesi ha lo scopo di valutare nuove funzionalità per il concentratore solare parabolico puntuale SolexA10 prodotto dalla Projects.r.l. di Maniago (PN). Il primo passo è stato quello di studiare il concentratore e formulare un modello analitico che ne descrivesse il funzionamento. In seguito tale modello è stato implementato in un foglio elettronico per facilitare la sua risoluzione in differenti condizioni operative. Sono state svolte una serie di analisi comparative con la finalità di caratterizzare il concentratore. Sono state calcolate e confrontate le prestazioni (in termini di rendimento) e la produttività media mensile del concentratore Solex rispetto alle tecnologie solari convenzionali e considerando un'utenza abitativa è stata svolta un'analisi economica. Ulteriore valutazione analitica delle prestazioni è stata svolta il concentratore Solex in assetto cogenerativo avente in sostituzione della serpentina concentrica un sistema cella fotovoltaica – batteria di raffreddamento. Per valutare la fattibilità e la validità della configurazione in assetto cogenerativo è stata svolta una analisi tecnico economica.

Parole chiave: solare a concentrazione, concentratore parabolico, raffreddamento cella fotovoltaica, fotovoltaico a concentrazione, cogenerazione cella fotovoltaica.

Abstract

The present work builds on the need of the company Project s.r.l of assessing the capabilities of their solar parabolic concentrator, SolexA10. First, we have built a parametric model in order to assess the performance of the solar concentrator and evaluate its capability compared to the energy produced on average in one year.

Next an analysis has been done to compare the performance of the solar concentrator among different climate zone in order to measure the degree of correlation between these two factors. In addition a series of experiments have been conducted to compare this tool with other thermal solar systems in terms of efficiency.

Moreover, we have conducted an economic analysis related to the investment of a consumer of buying every system in question.

Improvements to increase the efficiency of the Solex concentrator become essential. For this reasons in this paper we suggest the implementation of an alternative configuration of the concentrator. It is based on a substitution of the solar boiler with a cooling photovoltaic cell. The feasibility and validity of the photovoltaic cells cogeneration has been assessed with a technical-economic analysis.

Keywords: solar concentration, parabolic concentration, solar cooling, photovoltaic concentration, Cooling of photovoltaic cells, Solar hybrid photovoltaic thermal.

Introduzione

La tesi è nata nell'interesse della Project s.r.l., di valutare nuove funzionalità per il suo prodotto, il concentratore solare parabolico puntuale SolexA10, e dalla nostra volontà di approfondire la tematica della concentrazione solare, oggi di grande attualità e certamente destinata a importanti sviluppi.

Da precedenti studi è emerso che il concentratore Solex è ben progettato dal punto di vista meccanico, dell'inseguimento e della movimentazione ma in termini di efficienza energetica ha ancora discreti margini di miglioramento.

Il primo passo è stato quello di costruire un modello parametrico in grado di valutare le prestazioni del concentratore solare, in modo da poterlo caratterizzare e valutare in funzione dell'energia prodotta mediamente in un anno. I

n seguito è stato svolto un confronto tra le prestazioni del concentratore in diverse zone climatiche, in modo da quantificare la dipendenza della produttività annuale da questo fattore, ed è stato così possibile svolgere un confronto prestazionale con altri sistemi solari termici.

Per lo svolgimento di un'analisi completa ed esauriente sono state calcolate e confrontate le prestazioni (in termini di rendimento) e la produttività media mensile del concentratore Solex rispetto alle tecnologie solari convenzionali, supponendo che questi lavorino a pari temperature operative e stessa zona climatica. Considerando inoltre un'utenza reale (riscaldamento e il raffrescamento di un'utenza abitativa) è stata svolta un'analisi economica relativa all'investimento d'acquisto di ogni sistema considerato.

Per confermare la validità del modello e della conseguente caratterizzazione è stata effettuata una caratterizzazione sperimentale del concentratore attraverso una campagna di misurazione così da poter effettuare un confronto fra le prestazioni reali misurate e quelle calcolate attraverso il modello numerico, ed eventualmente validare il modello termodinamico utilizzato.

Un'ulteriore valutazione analitica delle prestazioni è stata svolta per una configurazione alternativa del concentratore avente in sostituzione della serpentina concentrica un sistema cella fotovoltaica – batteria di raffreddamento. Per valutare la fattibilità e la validità della configurazione in assetto cogenerativo è stata svolta una analisi tecnico economica.

1 La tecnologia dei concentratori solari

Per energia solare s'intende l'energia, termica o elettrica, prodotta sfruttando direttamente l'energia irraggiata dal Sole (fonte rinnovabile) verso la Terra. In qualsiasi momento il Sole trasmette sull'orbita terrestre 1367 W/m^2 . Tenendo conto del fatto che la Terra è una sfera che oltretutto ruota, l'irraggiamento solare medio è, alle latitudini europee, di circa 200 W/m^2 . Moltiplicando questa potenza media per metro quadro per la superficie dell'emisfero terrestre istante per istante esposto al sole si ottiene una potenza maggiore di cinquanta milioni di GW (un GW è circa la potenza media di una grande centrale elettrica).

La quantità di energia solare che arriva sul suolo terrestre è quindi enorme, circa diecimila volte superiore a tutta l'energia usata dall'umanità nel suo complesso, ma poco concentrata, nel senso che è necessario raccogliere energia da aree molto vaste per averne quantità rilevanti, e piuttosto difficile da convertire in energia facilmente sfruttabile con efficienze accettabili. Per il suo sfruttamento occorrono prodotti in genere di costo elevato che rendono l'energia solare notevolmente costosa rispetto ad altri metodi di generazione dell'energia. Lo sviluppo di tecnologie che possano rendere economico l'uso dell'energia solare è un settore della ricerca molto attivo ma che, per adesso, non ha avuto risultati rivoluzionari.

L'energia solare può essere utilizzata per generare elettricità (fotovoltaico) o per generare calore (solare termico). Sono tre le tecnologie principali per trasformare in energia sfruttabile l'energia del sole:

Il pannello solare termico sfrutta i raggi solari per scaldare un liquido con speciali caratteristiche, contenuto nel suo interno, che cede calore, tramite uno scambiatore di calore, all'acqua contenuta in un serbatoio di accumulo.

Il pannello solare a concentrazione sfrutta una serie di specchi per concentrare i raggi solari su un ricevitore in cui scorre un fluido termo vettore.

Il pannello fotovoltaico sfrutta le proprietà di alcuni particolari elementi semiconduttori per produrre energia elettrica quando sollecitati dalla luce.

1.1 Energia solare termica

La disponibilità energetica è stata sempre una componente essenziale per lo sviluppo della civiltà umana. Negli ultimi 150 anni il consumo energetico planetario è cresciuto stabilmente a un tasso annuo medio intorno al 2,3%.

Il fabbisogno energetico dell'uomo, soddisfatto principalmente mediante i combustibili fossili, è aumentato fino a superare la somma dell'energia termica proveniente dal nucleo terrestre e di quella riguardante le maree indotte dal sole e dalla luna. Il fabbisogno delle attività umane ha quindi più che raddoppiato l'energia "endogena" del pianeta Terra. Il consumo complessivo legato alle atti-

vità dell'uomo è comunque ancora solo 1/10.000 dell'energia incidente sulla superficie terrestre proveniente dal Sole.

La situazione appena descritta, connessa al progressivo esaurimento delle riserve di combustibili fossili, al rischio di danni ambientali crescenti e al pericolo di conseguenti cambiamenti climatici di ampie proporzioni, porta a considerare l'energia solare fra i principali candidati per la sostenibilità energetica del pianeta.

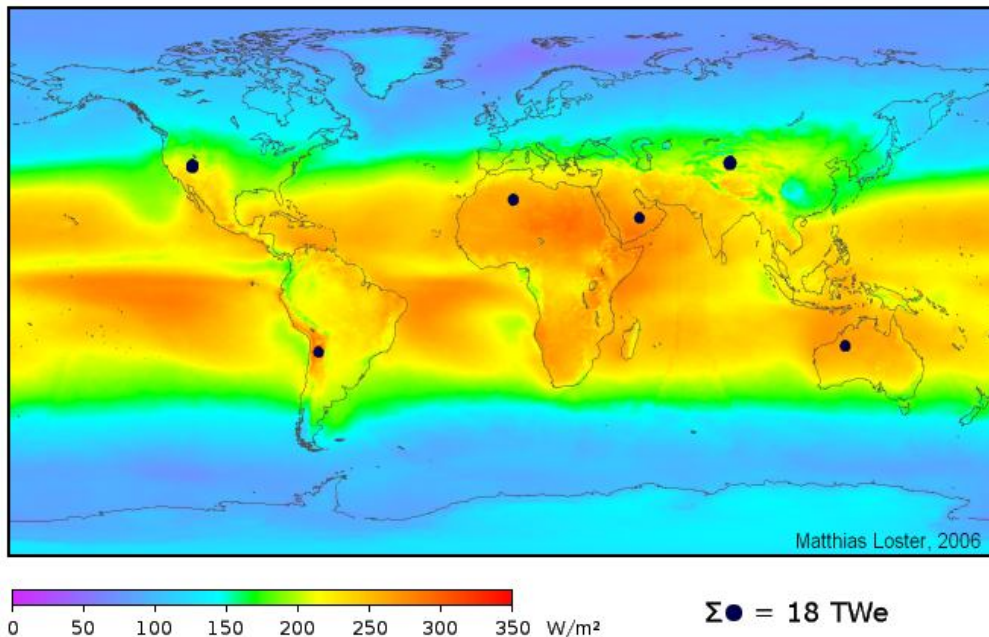


Figura 1.1 Mappa mondiale dell'irraggiamento solare diretto che evidenzia la "Sun Belt".

Il grosso del potenziale della fonte solare si trova nella cosiddetta "Sun Belt" (fascia del Sole) ovvero l'area a maggiore irraggiamento solare del pianeta (figura 1.1). In particolare l'Africa settentrionale e il Medio Oriente hanno vaste aree con irraggiamento solare particolarmente elevato, adatte all'installazione di grandi impianti solari poiché poco o per nulla utilizzabili per altri impieghi.

Come ordine di grandezza, in queste aree ogni metro quadro di collettore solare può produrre in un anno un'energia termica equivalente a circa un barile di petrolio. Questi Paesi sono quindi candidati naturali a uno sviluppo intensivo dell'energia solare. Per lo sfruttamento massiccio di questo potenziale si presta in modo particolare la tecnologia solare termica a concentrazione "CSP" (Concentrating Solar Power), che sfrutta solo la radiazione diretta ed è quindi adatta a operare in zone a forte irraggiamento diretto. Tramite un dispositivo di concentrazione solare si può migliorare la qualità dell'energia raccolta dal dispositivo di captazione portandola a temperatura molto elevate, in modo da poter operare con buone efficienze dei classici cicli termodinamici. Le tecnologie basate sulla

concentrazione solare consentono costi di produzione dell'energia elettrica generalmente inferiori rispetto alla tecnologia fotovoltaica, e il vantaggio, in questo caso specifico, è destinato a permanere abbastanza a lungo a meno di radicali progressi tecnologici nel settore fotovoltaico. Per quanto riguarda l'Italia più specificatamente, l'irraggiamento annuale medio è di 2,600 [$kcal/m^2gg$] al Nord e di 3,200 [$kcal/m^2gg$] al Sud. La componente diretta è significativa unicamente nelle zone meridionali, dove ci sarebbero condizioni idonee (anche se non particolarmente eccellenti) per l'installazione di impianti CSP. Ogni anno arriva sul suolo italiano dal Sole una quantità di energia pari a circa 200 ÷ 250 volte l'attuale fabbisogno energetico nazionale complessivo; in quantità apprezzabile ma non in buona qualità data la forte discontinuità di fornitura e la bassa densità energetica. A tale caratteristica si può rimediare o con sistemi di accumulo o con integrazione fornita da soluzioni tradizionali a combustibile fossile. Le varie tecnologie ideate per lo sfruttamento della fonte solare devono essere scelte e impiegate nella consapevolezza delle loro limitazioni. Guardando all'area euro-mediterranea si può quindi intravedere una sorta d'integrazione fra le due tecnologie: la tecnologia fotovoltaica nelle aree, principalmente centro europee, nelle quali incidono bassi valori di radiazione diretta, e in generale in tutta una serie di applicazioni distribuite con potenze da pochi kW alle centinaia di kW; il solare termico a concentrazione nelle aree con più forte intensità di radiazione e anche per impianti di media-grande potenza, nelle cosiddette "Solar-Farms".

1.2 Dati statistici sul solare termico in Italia

In Europa il mercato del solare termico è cresciuto oltre ogni previsione raggiungendo un volume, nel solo 2006, di circa tre milioni di metri quadrati di collettori, pari a circa 2100 MW termici (MW_{th}). La crescita annuale si è attestata intorno al 47%. Il mercato del solare termico ha registrato un raddoppio in meno di tre anni. Sono state presentate da ESTIF (European Solar Thermal Industry Federation) le ultime statistiche sul mercato per i ventisette paesi dell'UE + Svizzera. Tra i paesi leader, la Germania domina ancora incontrastata con oltre un milione e mezzo di metri quadrati di collettori installati lo scorso anno (1.050 [MW_{th}]). Cresce fortemente il mercato francese (+ 81%). L'Austria, ad eccezione di Cipro, continua a essere il paese leader per potenza pro-capite (25 [kW_{th}] per 1000 abitanti), mentre si sveglia il mercato britannico e irlandese, si confermano la Spagna e la Grecia e ne nascono di nuovi come quello polacco e sloveno. In Italia l'interesse da parte degli utenti finali ha creato una considerevole domanda e le attività degli operatori danno testimonianza di un settore in salute, dotato anche di significatività economica e occupazionale, che va acquisendo un peso crescente nel panorama energetico italiano. Dopo il boom avutosi tra la fine degli anni '70 e l'inizio degli '80, il mercato del solare termico aveva subito un forte collasso a partire dal 1987, in coincidenza con la chiusura di un pro-

gramma di finanziamento gestito dall'ENEL. Per tutti i dieci anni successivi, il mercato annuale di collettori solari termici rimase di sotto i $10,5 \text{ MW}_{th}$ ($15.000 \text{ [m}^2\text{]}$), soprattutto a causa della pessima immagine associata alla tecnologia, dovuta a un grandissimo numero d'impianti mal funzionanti installati nel periodo di finanziamento. Solo dalla metà degli anni '90, vale a dire più tardi che in molti altri Paesi europei, si è notata una rinascita del mercato solare termico, grazie ad alcuni fattori chiave di successo, come la notevole crescita dei mercati locali delle Province Autonome di Trento e Bolzano o i programmi di finanziamento lanciati dal Ministero dell'Ambiente e dalle Regioni. Il mercato ST ha raggiunto così una crescita media annuale del 15% negli ultimi dieci anni e un installato annuale di circa $50,4 \text{ [MW}_{th}]$ ($72.000 \text{ [m}^2\text{]}$) nel 2005. Ne è un contributo di appena il 4% al mercato totale europeo, una nota davvero stonata, essendo l'Italia uno dei cinque più popolosi Paesi in Europa.

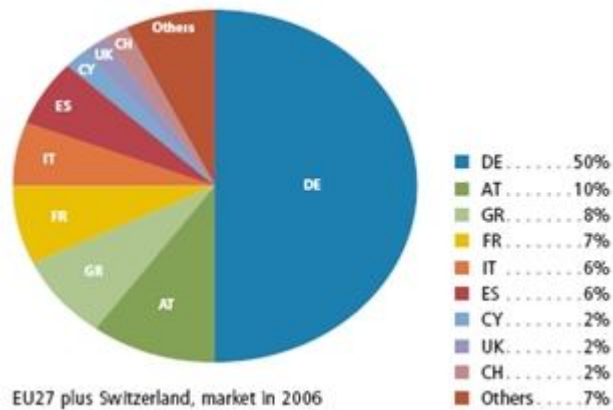


Figura 1.2 Contributi al mercato europeo del solare termico nel 2006 (fonte: ESTIF).

I dati ufficiali dell'associazione industriale europea del solare termico (ESTIF, European Solar Thermal Industry Federation) parlano, inoltre, di un parco solare termico complessivo in Italia di $361,4 \text{ [MW}_{th}]$ ($516.285 \text{ [m}^2\text{]}$) al 2005.

1.3 I concentratori solari

In questo capitolo sarà fatta una panoramica sui sistemi a concentrazione solare di tipo puntuale. Saranno presentati gli aspetti legati alle tecnologie di riflessione, alle tecniche d'inseguimento e sarà fatta un'analisi dei principali fattori che influenzano le prestazioni di queste macchine.

1.3.1 I dispositivi per la captazione dell'energia solare

L'irraggiamento solare è convertito in energia termica per mezzo di elementi preposti alla captazione della radiazione solare. Esistono diverse soluzioni per operare tale conversione, alcune studiate per lo sfruttamento delle componenti diretta e diffusa della radiazione solare, altre invece capaci di lavorare solo sulla componente diretta e adatte quindi a operare in zone a forte irraggiamento diretto.

Le due componenti diretta e diffusa giungono al dispositivo con un certa percentuale, che dipende da diversi fattori ambientali, tra i quali in particolare la copertura nuvolosa. La tabella seguente mostra tipici valori delle due componenti in funzione dell'oscuramento del cielo.

Tabella 1.1 Radiazione solare diretta e diffusa nelle varie condizioni di cielo.

Radiazione solare	Condizioni atmosferiche							
	Cielo sereno	Nebbia	Nuvoloso	Disco solare giallo	Disco solare bianco	Sole appena percettibile	Nebbia fitta	Cielo coperto
globale	1000 W/m ²	600 W/m ²	500 W/m ²	400 W/m ²	300 W/m ²	200 W/m ²	100 W/m ²	50 W/m ²
diretta	90%	50%	70%	50%	40%	0%	0%	0%
diffusa	10%	50%	30%	50%	60%	100%	100%	100%

Nella prima tipologia, che sfrutta la radiazione, totale rientrano i pannelli piani per applicazioni di riscaldamento, comunemente chiamati pannelli solari. La seconda tipologia è quella dei sistemi a riflessione, dove la radiazione captata sul dispositivo è riflessa su una superficie di minore estensione rispetto a quella di raccolta: si parla in questi casi di sistemi a concentrazione solare. Il concentratore solare può essere di tipo puntuale (detto anche "concentratore parabolico") quando si presenta come solido di rotazione e pertanto capace di dirigere la radiazione catturata in un solo punto; esso può altrimenti essere di tipo lineare (detto allora "cilindro-parabola") nel caso invece si estenda in profondità e concentri il fascio lungo una linea. Esiste poi una terza tipologia di sistema a concentrazione, che è quella degli impianti a torre, dove una serie di eliostati piani concentra la radiazione su un ricevitore solare posto sulla sommità di una torre. Sia nei dispositivi piani sia in quelli parabolici, la radiazione solare giunge al dispositivo di captazione, è trasferita secondo diversi meccanismi all'assorbitore e in seguito ad un fluido termo vettore, che a seconda delle applicazioni può essere acqua (molto frequente), aria, un fluido diatermico o perfino un metallo liquido.

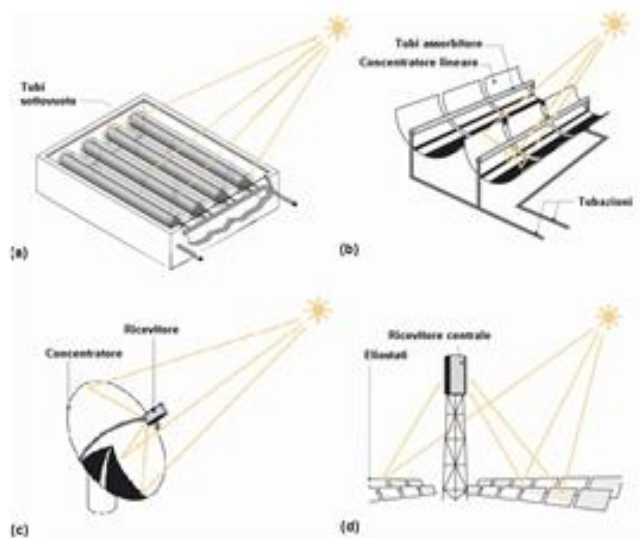


Figura 1.3 Tecnologie per la conversione solare-termica.

I dispositivi di captazione non sono solo classificati in base alla loro forma, ma è vantaggioso classificarli anche in base alla temperatura che si è in grado di far raggiungere al fluido termovettore, funzione questa di un importante parametro di prestazione detto rapporto di concentrazione “ (C_{rg}) ”, definito come il rapporto tra la superficie di ammissione dell’irraggiamento solare non concentrato e la superficie di assorbimento del ricevitore.

1.3.2 Concentratori puntuali

La fonte solare, nelle applicazioni per la generazione di potenza, ha da sempre avuto come limite la bassa densità di energia, rispetto a fonti convenzionali. Il vantaggio della concentrazione è di captare energia su una vasta area e fornirla su un’area più piccola possibile, per minimizzare le perdite.

La concentrazione solare, in particolare quella puntuale, permette quindi di incrementare la densità di energia entrante nel convertitore e di ottenere in questo modo le temperature elevate richieste per operare cicli termodinamici con buone efficienze. Il concentratore riceve e concentra la radiazione solare diretta incidente sul fuoco del paraboloide, dove è sistemato il ricevitore. I concentratori puntuali consentono alti fattori di concentrazione e quindi alte temperatura al fuoco.

Per evitare confusione di terminologia, useremo il termine collettore per indicare il sistema completo, comprendente concentratore e ricevitore. Il concentratore è la parte del collettore che dirige la radiazione sul ricevitore, mentre la zona investita dal fascio riflesso è detto assorbitore.

Il concentratore può essere poi visto come composizione di quattro componenti:

- La fondazione della struttura di sostegno;
- La struttura metallica di sostegno del paraboloide e del generatore;
-
- Il paraboloide riflettente;
- Il sistema di movimento e puntamento;

Tra i concentratori puntuali possiamo distinguere due principali tipologie, che si differenziano per l'inseguimento solare: il primo tipo presenta l'assorbitore fisso e solidale con il riflettore che invece è mobile e insegue il sole; il secondo tipo presenta invece il riflettore fisso e l'assorbitore mobile che si dirige nella zona in cui il riflettore converge la radiazione solare. Il sistema più utilizzato è quello che vede l'assorbitore fisso.

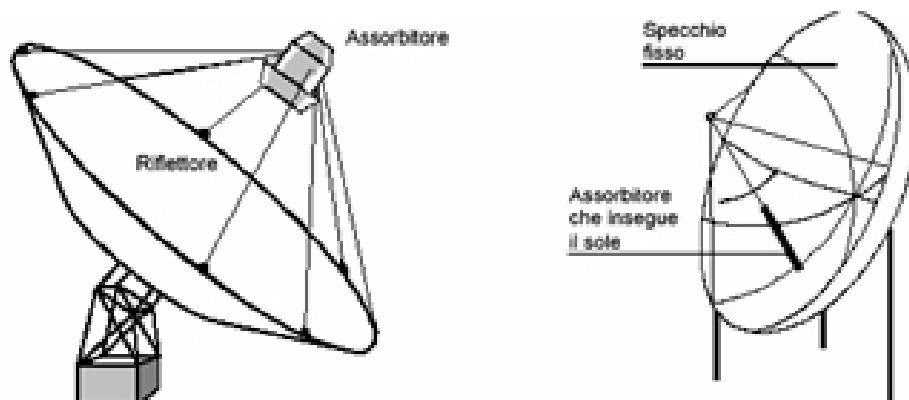


Figura 1.4. Sistemi ad assorbitore fisso o mobile.

1.3.3 Geometria dei concentratori puntuali

Il paraboloide è una superficie generata ruotando una parabola sul suo asse. La superficie risultante è tale che i raggi paralleli incidenti siano riflessi su un solo punto, detto fuoco. I concentratori puntuali sono solo una porzione di questo paraboloide e la loro superficie in uno spazio x,y,z è descritta da questa equazione:

$$x^2 + y^2 = 4fz$$

Dove x,y sono gli assi che generano il piano su cui giace l'area di apertura A_{ap} di diametro d ; z è l'asse di rotazione della parabola e f la coordinata del fuoco sull'asse z .

I collettori solari a concentrazione puntuale sono caratterizzati da alcuni parametri correlati a dimensioni geometriche:

- Rapporto focale (o f-ratio): è il rapporto tra la distanza focale f e l'apertura lineare d ;
 - Angolo di accettazione: definito come quell'ampiezza del campo dell'angolo d'incidenza della radiazione solare per cui il concentratore è in grado di convogliare l'energia solare sul ricevitore. E' un parametro significativo per i concentratori fissi e a ottica senza immagini (senza punto o asse focale);
 - Angolo di apertura Ψ_{rim} , misurato tra l'asse z e il segmento congiungente il fuoco con il punto dove il paraboloide è stato troncato.
- I parametri f , d e Ψ_{rim} sono correlati da questa relazione:

$$\frac{f}{d} = \frac{1}{4 \tan(\Psi_{rim}/2)}$$

Un paraboloide con un angolo di apertura ridotto avrà una piccola curvatura con un fuoco lontano dal vertice. Paraboloidi con angoli di apertura minori di 50° sono utilizzati accoppiati con ricevitori a cavità, viceversa per un accoppiamento con ricevitori a superficie si preferiscono angoli maggiori di 50° anche fino a 90° (superficie emisferica).

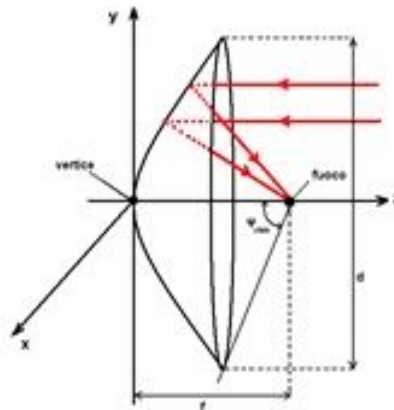


Figura 1.5. Superficie di rotazione del paraboloide.

- Rapporto di concentrazione, o fattore di concentrazione geometrico C_{rg} : rapporto tra l'area del concentratore e l'area del ricevitore:

$$Cr_g = \frac{A_p}{A_{rec}}$$

Il parametro appena definito è certamente il più importante: è espressione non solo delle prestazioni, ma anche del costo del concentratore. Si può ritenere che ci sia una correlazione diretta tra le due voci, al crescere del fattore di concentrazione cresce la qualità dell'ottica impiegata, valori di Cr_g possono arrivare anche fino a 10000 per applicazioni di laboratorio o fornaci solari, ma con costi proibitivi per lo sfruttamento industriale.

Mentre Cr_g è misura della concentrazione media di un flusso solare ideale distribuito uniformemente sull'area di apertura del ricevitore, è poi definito un secondo fattore di concentrazione ottico Cr che dà un'informazione di tipo puntuale.

E', infatti, impossibile ottenere una concentrazione puntuale, di conseguenza, la radiazione concentrata al ricevitore, è distribuita in una regione più vasta, con un'alta concentrazione di energia nel centro di questa regione, decrescente verso le regioni periferiche del ricevitore.

Il parametro Cr è definito come:

$$Cr = \frac{I}{I_{b,n}}$$

Dove I è l'intensità del flusso radiativo in un punto d'interesse del ricevitore

1.3.4 Equazioni fondamentali della concentrazione solare

L'equazione fondamentale di bilancio energetico che descrive tutti i sistemi a concentrazione (puntuali e lineari) è la seguente:

$$Q_{i,ric} = I_{b,n} \cdot A_p \cdot \cos(\theta_i) \cdot E \cdot \rho \cdot \varphi \cdot \tau$$

Dove:

$Q_{i,ric}$ Potenza riflessa dal concentratore che intercetta il ricevitore.

$I_{b,n}$ Radiazione diretta ("beam normal")

A_p Area di apertura del concentratore: proiezione della superficie del paraboloide su un piano tangente allo stesso nel punto di vertice

E frazione ombreggiata dell'area di apertura del concentratore;

- ρ coefficiente di riflessione del concentratore;
- τ Trasmittanza di tutto ciò che interposto tra concentratore e assorbitore;
- θ_i Angolo d'incidenza (angolo formato dalla direzione della radiazione diretta e la normale al concentratore);
- φ Fattore d'intercettazione: è la frazione della potenza riflessa dal concentratore che effettivamente intercetta il ricevitore e dipende dalle proprietà ottiche del concentratore;

L'equazione da punto per importanti considerazioni di massima sul concentratore: le sue prestazioni dipendono sostanzialmente dalla sua apertura (A_p), dall'area effettivamente poi resa utile alla riflessione, valutata attraverso il parametro (E), dal materiale riflettente (ρ) e dall'angolo d'incidenza (θ_i). Il parametro (φ) descrive la capacità del concentratore di inviare la radiazione riflessa sulla superficie del ricevitore. Il parametro τ valuta la resistenza di elementi trasparenti posti a copertura del ricevitore al passaggio della radiazione riflessa verso il ricevitore.

1.3.5 I materiali riflettenti

Specchi

Il materiale riflettente più comune utilizzato nei sistemi a concentrazione è lo specchio. Uno specchio è tipicamente una lastra di vetro, con una faccia rivestita di alluminio o argento, che produce un'immagine per riflessione degli oggetti che gli stanno davanti. Gli specchi usati nell'antichità e sino al Medioevo erano dei semplici dischi di metallo (bronzo, stagno o argento) leggermente convessi e lucidati a specchio. Un metodo per ricoprire un oggetto di vetro piano con un sottile strato di metallo riflettente fu largamente impiegato a Venezia durante il XVI secolo; il metallo usato era una lega di mercurio e stagno. Il processo chimico di rivestimento del vetro con argento fu messo a punto da Justus von Liebig nel 1835 e ciò dette origine alle moderne tecniche di produzione degli specchi. Il procedimento attuale consiste nello spruzzare, sotto vuoto, un sottilissimo strato di alluminio o argento (solitamente nitrato di argento) su una delle facce di una lastra di vetro (il procedimento è noto col nome di "argentatura"). Prima ancora dell'argentatura la superficie del vetro deve essere sgrassata e pulita con spazzole cilindriche e sezioni di risciacquo. La protezione dagli agenti chimici e meccanici si ottiene mediante successiva ramatura (deposizione di una soluzione di rame che protegge lo strato d'argento sottostante), cui segue un riscaldamento per eliminare residui di umidità e infine una verniciatura finale o plastificatura

(solitamente una vernice protettiva termoindurente è stesa a rullo o a velo ed essiccata in forni a 120° – 150° che favoriscono l'evaporazione dei solventi). La pulizia finale avviene mediante rulli spargitori, intrisi di soluzione chimica, seguiti da una zona di lavaggio e di asciugatura. Le lastre di vetro argentato (specchio) prodotte industrialmente hanno solo i seguenti spessori: 2 – 3 – 4 – 5 – 6 [mm]; gli spessori più comunemente usati sono nell'ordine: 5 – 4 – 6. Se si vuole uno specchio di maggior spessore, 8 o 10 [mm] e più, occorre far argentare delle lastre di vetro dello spessore richiesto con procedimenti più o meno artigianali. Tuttavia occorre notare che specchi aventi spessore maggiore di 6 mm possono generare fastidiosi doppi riflessi che influiscono sulla qualità delle immagini specchiate. Negli specchi per applicazioni ottiche di precisione, ad es. telescopi, il metallo riflettente è depositato sulla superficie anteriore del vetro, anziché su quella inferiore, in modo da evitare le deboli riflessioni prodotte dal vetro stesso.

Proprietà di un materiale riflettente

Quando la luce colpisce un qualsiasi oggetto, una parte è riflessa, un'altra parte assorbita e una terza trasmessa attraverso l'oggetto stesso. Affinché una qualsiasi superficie funzioni come specchio, è necessario che la luce incidente sia riflessa il più possibile e che le componenti assorbite e trasmesse siano trascurabili. Per evitare una riflessione diffusa (non speculare) la superficie di uno specchio deve essere perfettamente liscia o, comunque, presentare delle irregolarità che abbiano dimensioni più piccole della lunghezza d'onda della luce. La qualità della superficie riflettente è misurata dalla sua riflettanza e dalla sua specularità. La riflettanza (o coefficiente di riflessione) è quella porzione di luce incidente che una data superficie è in grado di riflettere. È quindi rappresentata dal rapporto tra l'intensità del flusso radiante trasmesso e l'intensità del flusso radiante incidente, ed è una grandezza adimensionale. La specularità rappresenta la capacità della superficie di riflettere senza dispersioni, in altre parole di riflettere con un angolo uguale e opposto all'angolo d'incidenza. Riflettanza e specularità sono funzioni della natura della superficie e della sua lavorazione. I metalli lucidati sono ottimi materiali riflettenti. Si utilizza solitamente alluminio lucidato o argento lucidato. L'argento lucidato in particolare ha la massima capacità riflettente per quanto riguarda lo spettro solare. Anche l'alluminio riflette bene sullo spettro solare, ma non ha la stessa riflettanza dell'argento e minore specularità. Per sistemi lineari parabolici la pratica consiglia l'utilizzo di semplici fogli preformati di alluminio anodizzato oppure fogli di plastica metallizzata sotto vuoto, come film di poliestere alluminato. Specchi tradizionali hanno il materiale riflettente, di solito una placcatura argentea, applicato sul retro di una superficie vetrata. Questa è composta di diversi strati, è pesante ed è difficile da formare. Inoltre contiene ferro e dunque la radiazione viene in parte già riflessa o assorbita prima di raggiungere la superficie riflettente. Sebbene la superficie riflettente in

argento lucidato abbia un coefficiente di riflessione del 98%, questi specchi così costruiti abbiano pessime prestazioni per applicazioni di concentrazione solare. Per migliorare la situazione si utilizzano vetri iron – free di piccolo spessore, e si possono raggiungere in questo modo coefficienti di riflessione finali del 95%. Concentratori più recenti utilizzano film plastici alluminati (“aluminized plastic films”), con un rivestimento di alluminio depositato per evaporazione sul retro della superficie di plastica trasparente. L’esposizione a raggi ultravioletti a lungo danneggia la plastica, ma è possibile ritardare questa degradazione aggiungendo particolari materiali stabilizzanti. Si ottengono elementi riflettenti che hanno basso costo, alta riflettanza (96%) e alta capacità speculare. Uno svantaggio è l’impossibilità di utilizzare acqua per la loro pulizia, si deve ricorrere a rivestimenti esterni particolari, ancora in fase di studio

1.3.6 Errori ottici concentratore

La validità dell’ottica del concentratore è misurata secondo alcuni parametri:

- errore di curvatura (“slope error”): definito per concentratori a singolo specchio, misura dell’angolo tra l’inclinazione ideale e quella reale: essendo che questo errore varia lungo la superficie, esso è valutato statisticamente come una deviazione standard dalla media ed espresso in millesimi di radiante. Concentratori considerati di ottima ottica possono avere un errore di curvatura di 2,5 milliradiani, che corrispondono a 0,15 gradi;
- errore di puntamento (“facets alignment error”): l’energia solare effettivamente intercettata da ogni singola superficie di specchio è proporzionale al coseno dell’angolo tra la direzione del Sole e la normale allo specchio; quando sono utilizzate più unità speculari, ciascuna di esse potrà presentare un errore di puntamento. Globalmente vengono prodotti gli stessi effetti derivati dall’errore di curvatura e le valutazioni vengono condotte analogamente al caso precedentemente descritto;
- errore di riflessione non speculare (“non specular reflectance”): il fascio riflesso può subire una dispersione e non essere deviato secondo il solo angolo corretto, quello uguale opposto all’angolo di incidenza della radiazione diretta: la dispersione è una funzione delle irregolarità su piccola scala della superficie e fondamentalmente produce un aumento delle dimensioni dell’immagine al fuoco;
- errore di allineamento: riguarda sia il meccanismo d’inseguimento, sia il non perfetto posizionamento del ricevitore;

Intervengono poi altri fattori quali:

- grado di utilizzazione della superficie disponibile ad accogliere materiale riflettente;
- conservazione delle proprietà ottiche del dispositivo e indeformabilità della struttura meccanica di sostegno;

Questi errori producono uno scadimento del fattore d'intercettazione φ , il quale può essere valutato eseguendo una mappa termica della zona focale con termocoppie poste sul retro dell'assorbitore, con strumenti fotosensibili oppure con analisi termografiche. Noto il valore di φ e la distribuzione del flusso sul piano focale (che assume una curva di distribuzione circa normale), sarà comunque difficile dare un peso preciso a ogni voce di errore. Il produttore conosce sempre tuttavia quale aspetto può essere preponderante e per l'affinamento del concentratore si procede per piccoli aggiustamenti e misurazioni. Occorre poi tenere conto che il Sole non è una sorgente puntuale, i raggi che incidono sulla superficie riflettente del concentratore non sono paralleli e di conseguenza il fascio riflesso diffonde in un cono con un'apertura approssimativamente di 9.31 milliradiani (0,533 gradi). Ciò rende impossibile, anche solo teoricamente, una concentrazione "puntuale".

1.3.7 I sistemi d'inseguimento e movimentazione

I concentratori devono essere orientati in modo dinamico, l'orientazione del concentratore e del ricevitore, rispetto alla direzione di propagazione della radiazione collimata, è importante e si richiede pertanto un certo inseguimento del Sole. Sono stati progettati i sistemi più vari per orientare il dispositivo a concentrazione e in modo che la radiazione collimata incidente sia inviata sul ricevitore. Il tipo di moto richiesto per compiere l'inseguimento dipende dal tipo di sistema ottico, e un particolare tipo di movimento complessivo può essere ottenuto mediante diverse combinazioni di leggi di moto per i componenti. Escludendo i sistemi a orientazione manuale, in cui un operatore compie manualmente gli aggiustamenti necessari, i sistemi meccanici possono essere "a inseguimento" provvisti cioè di sensori che rilevano lo spostamento tra posizione attuale e posizione ideale, o programmati in cui il sistema si puntamento percorre un percorso programmato elettronicamente o meccanicamente. I sistemi a inseguimento solitamente prevedono l'installazione di quattro termocoppie ai quattro lati di apertura del ricevitore e di guidare in modo fine il concentratore per differenze di temperature registrate dalle sonde. Nei sistemi programmati la posizione del Sole è inseguita via calcolo in base al tempo locale e alle coordinate geografiche. Per quanto riguarda la movimentazione, esistono due differenti modalità:

- Azimutale (detta anche “altazimutale” o “azimuth-elevation tracking”)
- Polare (“polar tracking”)

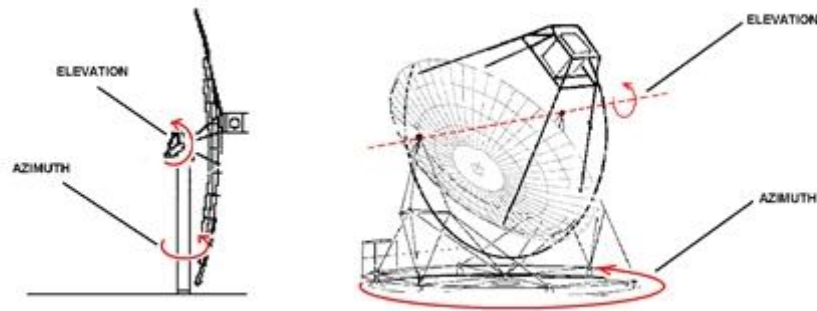


Figura 1.6. Azimuth-Elevation Tracking per struttura a pilone centrale e a piattaforma circolare.

Il primo sistema prevede che il concentratore possa ruotare intorno ad un asse parallelo al terreno (azimuth) e in un altro piano perpendicolare (elevation). Questo permette una rotazione su/giù e sx/dx. I gradi di rotazione su entrambi gli assi variano durante il giorno, ma possono essere impostati.

Nel sistema di movimentazione polare, “polar tracking”, il concentratore ruota intorno ad un asse parallelo all’asse di rotazione della Terra. Ruota con una velocità angolare costante di 15° per ora, che equivale alla velocità di rotazione della Terra. L’altro asse di rotazione, l’asse di declinazione, è perpendicolare all’asse polare. La velocità angolare di rotazione intorno all’asse di declinazione è molto più lenta, $0,016$ gradi per ora. La rotazione intorno all’asse di declinazione avviene una volta al giorno per compensare la declinazione solare stagionale. I concentratori a stretchedmembrane utilizzano questo tipo di inseguimento.

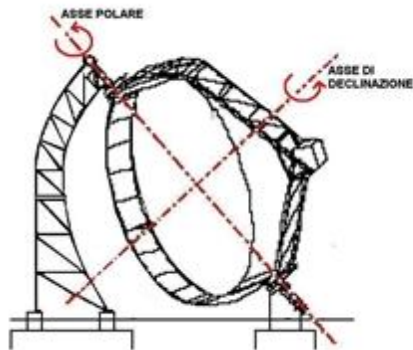


Figura 1.7. Polar tracking.

1.3.8 Bilancio di energia di un ricevitore

Dopo aver descritto le caratteristiche dei concentratori solari, è possibile svolgere uno studio sulle loro potenzialità ricavando il bilancio energetico sul ricevitore (si considera per quest'analisi un ricevitore a illuminazione diretta). Occorre partire dall'equazione fondamentale di bilancio energetico, che descrive tutti i sistemi a concentrazione integrandola con i termini che riguardano lo scambio termico nel ricevitore:

$$Q_{utile} = [I_{b,n} \cdot A_{a,p} \cdot E \cdot \cos(\theta_i) \cdot \rho \cdot \varphi \cdot \tau \cdot \alpha] - [A_{ass} \cdot h_{a,c} \cdot (T_{ass} - T_{amb})] - [A_{ass} \cdot \sigma \cdot F \cdot \varepsilon \cdot (T_{ass}^4 - T_{amb}^4)]$$

Dove:

α coefficiente di assorbimento del ricevitore: l'assorbitore è solitamente verniciato con vernice ad alto potere assorbente, come la vernice ceramica Piromark. Ciò permette di risparmiare i tempi della naturale ossidazione dell'assorbitore, che implica l'annerimento progressivo della superficie e l'aumento del coefficiente di assorbimento. La verniciatura con la vernice ceramica permette di evitare la lunga fase di ossidazione e portare il sistema più rapidamente alle condizioni di esercizio di progetto. Si ottengono coefficienti di assorbimento all'incirca di 0.9;

T_{ass} Temperatura operativa dell'assorbitore

F Fattore di correzione della potenza dispersa per irraggiamento: non tutta la potenza irradiata dall'assorbitore è effettivamente persa, occorre limitare le dimensioni dell'apertura per aumentare l'effetto di corpo nero;

τ Coefficiente di trasmissione di tutto ciò che interposto tra concentratore e assorbitore: per limitare le perdite per convezione l'apertura può essere chiusa con una copertura trasparente al quarzo, che ha buona trasmittanza (circa 0.9);

σ Costante di Stefan-Boltzmann;

ε Coefficiente di emissione dell'assorbitore: è importante l'utilizzo di un rivestimento selettivo in modo da ridurre il valore di tale coefficiente;

$h_{a,c}$ Coefficiente convettivo dell'aria: il suo valore dipende dall'inclinazione del ricevitore e dall'estensione dell'apertura. La fig. 1.8. mostra come le correnti convettive siano fortemente dipendenti dall'angolo d'inclinazione del ricevitore; quando esso assume il valore di 90° la potenza persa per convezione, è molto prossima al valore zero, per effetto di una formazione di una zona di stagnazione di aria calda che occupa tutta la cavità del ricevitore.

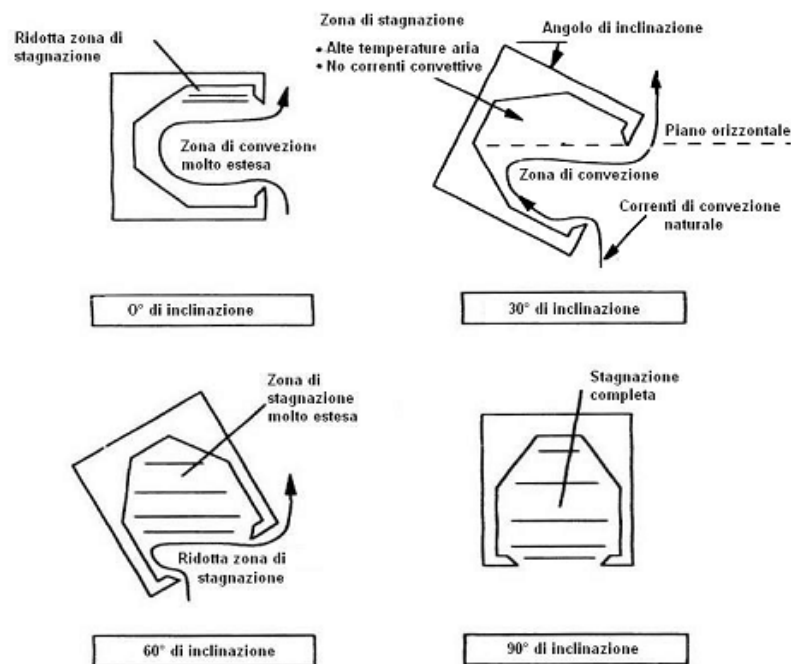


Figura 1.8. Variazione dello scambio termico convettivo al variare dell'inclinazione del ricevitore.

1.3.9 Considerazione finali

Le sperimentazioni hanno dimostrato che in fase di progettazione è importante non sottovalutare gli aspetti legati all'assemblaggio del concentratore, che a oggi richiede personale altamente qualificato, attrezzature complesse e di

precisione sul posto. Per quanto riguarda la tecnica di riflessione, quella delle piastrelle di vetro è sicuramente la meno problematica: l'utilizzo di specchi piani permette notevoli risparmi economici, essendo che per gli specchi concavi, in particolari quando diventano necessari raggi di curvatura molto elevati, è necessario provvedere alla realizzazione di stampi su misura e a processi di argentatura da compiersi a mano. Per i sistemi di puntamento la soluzione a sensori garantisce una precisione maggiore rispetto a quella a inseguimento programmato, ma nello stesso tempo una difficile taratura e logiche più complesse.

2 Modellizzazione del concentratore solare Solex

In questo capitolo è descritto e analizzato il concentratore solare Solex. Più precisamente saranno analizzate le fasi costruttive e le modalità di calcolo che permettono di ricavare il rendimento e le prestazioni dell'impianto. La realizzazione del concentratore solare richiede tempi brevi e, grazie all'esperienza acquisita dal costruttore, anche costi di assemblaggio e installazione relativamente bassi; in seguito verranno contabilizzate le spese relative a ogni fase del processo e alle materie prime. Una volta impostato il modello di calcolo concernente il sistema concentratore-ricevitore è stato ricavato il modello termico equivalente grazie al quale è possibile prevedere il comportamento del sistema e di conseguenza il rendimento. In seguito, sulla base del modello realizzato è stato caratterizzato l'impianto in modo da poter prevedere il suo comportamento in una qualunque condizione operativa. A questo punto è stato necessario verificare la bontà del modello impostato che fondamentalmente è lo scopo principale della tesi. Per raggiungere quest'obiettivo è necessario confrontare i risultati ottenuti col modello con i dati acquisiti sul campo, per cui è stato necessario installare degli strumenti di misura su un concentratore operativo, oltre al sistema di acquisizione dati. Le grandezze da tenere sotto controllo sono: temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita da ricevitore, la portata d'acqua (che deve essere regolata per mantenere la temperatura dell'acqua uscita costante), temperatura dell'aria ambiente e il valore della radiazione solare. Se, una volta acquisiti un numero sufficiente di dati, e confrontati con quelli calcolati, sarà possibile affermare di avere un modello abbastanza accurato, diventa possibile prevedere il rendimento del concentratore in qualunque condizione; facendo riferimento ai dati climatici medi, è possibile prevedere il rendimento e la produttività annuale del sistema in una qualunque area del mondo.

2.1 Il concentratore Solex

IL concentratore SolexA10 è il frutto di molti anni di studi sperimentali da parte della Project s.r.l. di Pordenone; nasce per un'applicazione di tipo "caldaia solare" ed è caratterizzato da una superficie captante netta di circa $12 [m^2]$, un fattore di concentrazione pari a 75 soli, un sistema di inseguimento solare.

Possiamo descrivere il concentratore come composto di due parti fondamentali:

Basamento e colonna portante: a base di appoggio e la colonna portante compongono la struttura fondamentale del concentratore. Sulla base è montato il motore che permette la rotazione (azimuth), mentre internamente alla colonna è montato il motore che permette l'inclinazione del paraboloide (elevation);

Struttura di sostegno specchi: sulla colonna è montata la struttura di sostegno degli specchi. Questa ha una forma leggermente concava, anche se la concavità reale che permette la concentrazione sul fuoco è data dall'inclinazione dei singoli specchi. Infatti, ogni specchio è montato su di un supporto snodabile che ne permette il puntamento. La struttura ospita anche il puntatore solare e i tubi di sostegno della caldaia.



Figura 2.1. Il concentratore Solex A10 montato a terra per riscaldamento di una piscina scoperta.

La funzione del SolexA10 è di riscaldare acqua per ottenere acqua calda sanitaria o rifornire impianti domestici di riscaldamento a pannelli a pavimento, che richiedono basse temperature del fluido di lavoro. La radiazione solare concentrata tramite eliostati piani a superficie speculare è captata dal ricevitore termico, che converte la radiazione solare in energia termica. L'acqua entra ed esce all'interno di due dei quattro supporti tubolari coibentati, per la precisione quelli superiori, passando nella spirale di rame che compone la caldaia scorrendovi a una velocità regolabile in modo da ottenere la temperatura desiderata. Per questo motivo, il sistema solare attraverso un boiler di accumulo può essere allacciato in parallelo ai sistemi tradizionali di riscaldamento, senza speciali congegni di regolazione e controllo. Il sistema impiantistico garantisce la regolazione in caldaia, grazie alla presenza di un termostato differenziale con sonde di temperatura e cavi al silicone, lettura termometrica digitale, sonda di sicurezza

per il disorientamento, oltre a diversi componenti meccanici per permettere il movimento ed il funzionamento dell'intera struttura, ed ovviamente la pompa di circolazione del fluido. Il basamento che sostiene la struttura a reticolo spaziale in alluminio, necessaria per il fissaggio degli eliostati, ruota su cuscinetti a sfera, rendendo la manutenzione molto semplice. Un vantaggio della parabola Project è che avendo poca massa d'acqua esposta e un collettore centrale piccolo (40 x 40 [cm]), presenta all'alba una ridotta inerzia termica e difatti comincia a produrre acqua calda già con i primi raggi solari, senza richiedere preriscaldamento del sistema. Al tramonto, quando il sole scompare, la parte esposta del collettore che si raffredda è minima e le perdite sono limitate. Una proprietà importante di questa parabola, determinata dalla capacità di seguire il sole, è quella di essere posizionata sempre in modo ottimale e di conseguenza sfruttare al massimo l'energia incidente, mentre i sistemi piani o a parabola fissa all'alba e al tramonto (che coincidono con le ore di maggior richiesta) presentano punti morti. Un elemento basilare è quindi il puntatore solare, la cui efficacia nel seguire il movimento del sole durante la giornata è di primaria importanza per l'intero funzionamento dell'apparato. Una buona efficacia si raggiunge attraverso la messa a punto di due elementi, il puntatore vero e proprio e l'elettronica di governo dei movimenti della parabola. Singolarmente questi elementi non sono molto complessi da realizzare ma è fondamentale che la loro integrazione sia perfetta. Il vantaggio competitivo dato dall'ottima riuscita del puntatore della Solex porta l'azienda a essere molto attenta nei confronti delle informazioni riportate al riguardo, quindi non è permesso descrivere nel dettaglio il procedimento di lavorazione e assemblaggio del puntatore. Tra i componenti da lavorare riportati di seguito quindi non ci saranno le forniture necessarie alla produzione del puntatore, ma questo sarà dato come fornitura finita nell'elenco successivo. Un'altra criticità del concentratore è la durabilità nel tempo, connessa alla sua esposizione alle condizioni atmosferiche. Per questo tutte le parti strutturali sono zincate a caldo e verniciate a polvere, mentre l'elettronica di controllo prevede una rilevazione del vento tramite un anemometro tarato, in modo da riportare la parabola in posizione di riposo in caso di necessità. Tale posizione di riposo prevede che il paraboloide sia rivolto verso il basso per offrire la minima superficie al vento e riparare gli specchi dalle precipitazioni. L'installazione del Solex A10 è indicata per qualunque utenza, considerando la potenza generata sufficiente per un nucleo familiare. Pertanto utenze industriali o multifamiliari potrebbero installare più parabole in serie per fare fronte al proprio fabbisogno. Un'altra applicazione vincente della parabola è per riscaldamento di piscine.

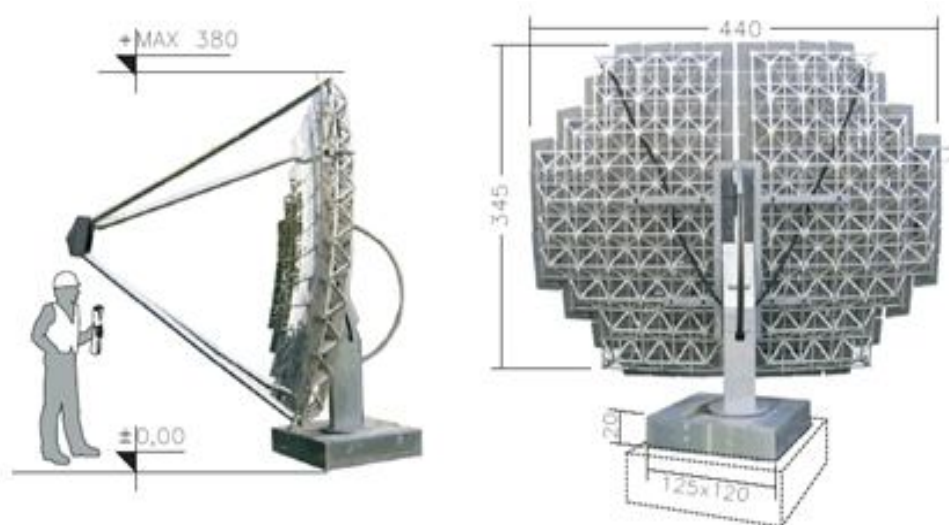


Figura 2.2. Schema del concentratore Solex A10.

Area eliostato	13,58	m ²
Area riflettente	12,5	m ²
Rendimento termico max	0,5	
Potenza al ricevitore di picco	7.4	kW
Potenza termica di picco	6,5	kW
Dimensione caldaia	41 X 41	cm
Circuito alimentato ad acqua più glicole (5%)		
Caldaia	Lunghezza spirale 6,5 m Diametro interno 18 mm diametro interno 20 mm	
Tubazioni supporto caldaia isolati con lana minerale e rivestiti in acciaio		
movimentazione	Altazimutale automatica su due assi con sensore automatico di posizione	
peso	520	kg
struttura eliostati	tensostruttura in alluminio	
Riflettori	specchi in vetro con riflettanza del 74%	
Rapporto di concentrazione	78	sol
Temperatura limite	130	°C
Dimensione eliostati	31 x 31	cm
Numero eliostati	130	
Inseguimento del sole puntuale su due assi automatico		
sistema di sicurezza per sovratemperatura con disorientamento a ovest		
sistema protezione al vento con orizzontalizzazione della parabola		
ritorno a capo al tramonto		
basamenti ruotanti su cuscinetti a sfera		
struttura portante con zincatura a caldo e verniciatura a forno		
costo manutenzione annuo	0.2% c.inv	
Produzione media annua (PN)	7000	kWh termici

Tabella 2.1. Scheda tecnica fornita dal costruttore del concentratore Solex A10.

2.2 Modello termodinamico del sistema

E' stata messa a punto una procedura per valutare l'efficienza dei vari componenti della caldaia solare Solex A10.

Sarà chiamato con il termine "caldaia solare" il sistema completo, comprendente concentratore e ricevitore:

- per concentratore si considera la superficie parabolica riflettente;
- per assorbitore si considera la superficie del ricevitore colpita dal fascio riflesso.

Di seguito è stata svolta un'analisi generale del sistema partendo dall'equazione di bilancio precedentemente introdotta nel capitolo 1:

$$Q_{out} = [I_{b,n} \cdot A_{a,p} \cdot E \cdot \cos(\theta_i) \cdot \rho \cdot \varphi \cdot \tau \cdot \alpha \cdot FU] - [A_{ass} \cdot h_{a,c} \cdot (T_{s,m} - T_{amb})] - [A_{ass} \cdot \sigma \cdot F \cdot \varepsilon \cdot (T_{s,m}^4 - T_{amb}^4)]$$

Dove è stato aggiunto il fattore di utilizzo del fuoco (FU tiene conto del fatto che non tutta la radiazione riflessa dagli specchi colpisce il ricevitore) il cui valore sarà determinato in seguito con lo sviluppo del modello.

Il rendimento totale $[\eta_{tot}]$ della caldaia solare SolexA10 è valutato sull'energia solare diretta, come rapporto tra l'energia ceduta al fluido termovettore e l'energia solare, nella sola componente diretta, che è intercettata dalla superficie riflettente della parabola. Il rendimento totale è stimabile, con buona approssimazione, con semplici misurazioni sul campo ed è pari al prodotto del rendimento del concentratore e il rendimento del ricevitore.

$$\eta_{tot} = \eta_{conc} \eta_{ric} = \frac{Q_{out}}{I_{b,n} \cdot A_p \cdot \cos(\theta_i)} = \frac{m \cdot c_{p,m} \cdot \Delta T_{in-out}}{I_{b,n} \cdot A_p \cdot \cos(\theta_i)} = \frac{m \cdot c_{p,m} \cdot \Delta T_{in-out}}{I_{b,n} \cdot A_p}$$

Dove il η_{tot} è definito attraverso:

- | | |
|---------------------|---|
| m | portata misurata; |
| $c_{p,m}$ | calore specifico medio del fluido valutato da tabella; |
| ΔT_{in-out} | differenza di temperatura tra uscita e ingresso del fluido; |

$I_{b,n}$	radiazione diretta misurata col pireliometro;
A_p	superficie riflettente.

L'angolo d'incidenza (θ_i) è stato posto pari a zero: tale situazione dipende dalla bontà del sistema d'inseguimento e il possibile errore ricadrà sul valore del fattore d'intercettazione quindi sull'energia utile.

Il rendimento del concentratore sarà dato dal rapporto tra potenza incidente sul ricevitore quadrato 450x450 mm (Q_{ric}) e la potenza incidente sull'area di raccolta (A_p), questa data dalla proiezione della superficie del paraboloide su un piano tangente allo stesso nel suo vertice. L'area A_p è nota da disegno.

$$\eta_{conc} = \frac{Q_{ric}}{I_{b,n} \cdot A_p \cdot \cos(\theta_i)} = \frac{I_{b,n} \cdot A_p \cdot \cos(\theta_i) \cdot E \cdot \rho \cdot \tau \cdot \phi}{I_{b,n} \cdot A_p \cdot \cos(\theta_i)} = E \cdot \rho \cdot \phi \cdot \tau$$

Da opportune semplificazioni si ricava che il rendimento del concentratore è dato dal prodotto del rendimento di riflessione (ρ) delle unità riflettenti, del coefficiente di riempimento degli specchi (E) che definisce la frazione utile alla riflessione, ovvero la superficie totale coperta dal paraboloide depurata dalla frazione eventualmente ombreggiata e dalle spaziature tra le unità riflettenti, della trasmittività di ciò che è interposto tra concentratore e ricevitore (τ) e del fattore d'intercettazione (ϕ), nel quale rientrano tutti gli errori ottici descritti nel paragrafo 1.3.6. Il fattore d'intercettazione misura la percentuale del fascio riflesso che effettivamente incide il ricevitore quadrato.

Il rendimento del concentratore può essere poi scorporato nel prodotto di un rendimento puramente ottico del dispositivo e della trasmittanza di ciò che è interposto tra concentratore e ricevitore. Nel caso specifico, non essendoci coperture al ricevitore, la trasmittanza corrisponde a quella dell'aria ed è stata imposta a un valore unitario:

$$\eta_{conc} = \eta_{ott} \cdot \tau$$

Il rendimento del ricevitore è definito come rapporto tra il calore trasmesso al fluido Q_{out} e l'energia solare (riflessa dal concentratore) effettivamente incidente il ricevitore quadrato $Q_{i,ric}$. Occorre tenere conto che l'assorbitore non ricopre tutta la zona del ricevitore e di conseguenza riceve una potenza $Q_{i,ass}$ inferiore a $Q_{i,ric}$.

$$\eta_{ric} = \frac{I_{b,n} \cdot A_{a,p} \cdot E \cdot \cos(\theta_i) \cdot \rho \cdot \varphi \cdot \tau \cdot \alpha \cdot FU - A_{ass,e} \cdot h_{a,c} \cdot (T_{s,m} - T_a)}{I_{b,n} \cdot A_p \cdot \cos(\theta_i) \cdot E \cdot \rho \cdot \tau \cdot \phi} - \frac{A_{ass,e} \cdot \sigma \cdot F \cdot \varepsilon \cdot (T_{s,m}^4 - T_a^4)}{I_{b,n} \cdot A_p \cdot \cos(\theta_i) \cdot E \cdot \rho \cdot \tau \cdot \phi}$$

Dove le due temperature che compaiono sono il valor medio della temperatura superficiale dell'assorbitore e la temperatura ambiente.

L'area $A_{ass,e}$ equivale all'area della serpentina effettivamente esposta alla radiazione solare e allo scambio termico con l'aria per convezione: l'efficiente coibentazione sul retro della serpentina, realizzata in lana di roccia, rende trascurabile il calore disperso dalle superficie posteriore della serpentina, almeno per l'applicazione attuale a bassa temperatura. E' stato dunque considerato adiabatico il retro dell'assorbitore.

Con la procedura appena descritta, si può dare una stima precisa del rendimento globale del sistema η_{tot} e delle stime meno precise dei rendimenti di concentratore e ricevitore, che concorrono alla formulazione del rendimento globale.

L'analisi qui presentata, non essendo per ora stata testata sul campo, manca di tutti quegli accorgimenti e correzioni che solo l'implementazione può suggerire. Si tratta dunque di una base di partenza per formulare una procedura più corretta.

2.2.1 Concentratore

2.2.1.1 Valutazione della riflessività degli specchi

Per quanto riguarda gli specchi utilizzati è stato necessario condurre un'analisi dettagliata per valutare con più precisione il fattore di riflessione, che il fornitore dichiara pari a 0,92.

E' stata svolta un'analisi presso il Laboratorio di Fotometria e Illuminotecnica dell'INOA (Istituto Nazionale di Ottica Applicata) di Firenze su un campione di specchi, per verificarne più precisamente il comportamento nel range spettrale tipico della radiazione solare. È stato utilizzato uno spettrofotometro per verificare il comportamento degli specchi; sono state svolte due differenti prove per misurare la riflettanza speculare e la riflettanza totale diffusa. Le misure effettuate in laboratorio sono relative alle riflettanze misurate su un campo spettrale da 200 a 2200 [nm] (con passo 5 [nm]), che comprende il campo spettrale dello spettro solare. Per uno specchio misurare la riflettanza speculare è significativo perché è indice di quanto questo specchio lavori bene come riflettore.

Segue il grafico che riporta l'andamento della riflettanza speculare e diffusa al variare della lunghezza d'onda, confrontati con l'andamento dello spettro solare.

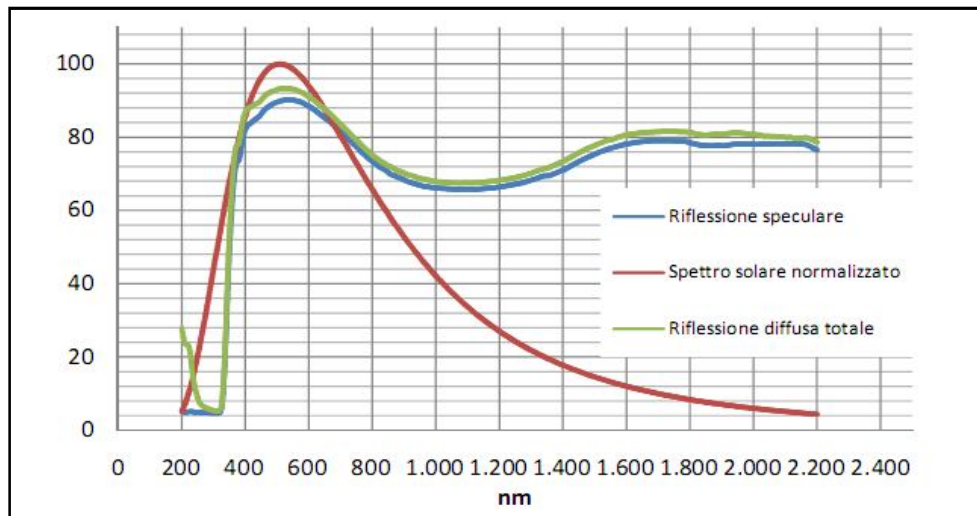


Figura 2.3. Grafico riflettanza degli specchi confrontato con lo spettro solare normalizzato.

E' stato valutato un valore medio di riflettanza speculare del 73,5% sul campo spettrale 200÷2200 [nm] e di riflettanza diffusa pari al 76,1%. Il massimo di riflessione speculare risulta a 540 [nm] con un valore del 90%, mentre per quanto riguarda la riflessione diffusa, il massimo si attesta ancora all'incirca sulla stessa lunghezza d'onda con un valore del 93%. Nel visibile la media risulta invece dell'82% per quanto riguarda la riflessione speculare. Si può notare dal grafico che per la riflessione speculare c'è una prima zona a lunghezze d'onda corte (circa sotto i 350 [nm]) dove risulta una riflessione speculare molto bassa. Questo fenomeno è legato alla dimensione della rugosità della superficie dello specchio: quando la rugosità è grande rispetto alla lunghezza d'onda ($h > 2\lambda$) le radiazioni incidenti tendono a riflettersi in tutte le direzioni originando un comportamento diffuso; quando invece la superficie è liscia rispetto alla lunghezza d'onda ($h < 0,1 \lambda$) la radiazione si riflette in modo speculare. Uno specchio tipicamente ha comunque un comportamento intermedio tra diffuso e speculare, riflettendo in tutte le direzioni, ma con maggiore intensità nella direzione corrispondente a quella di specularità. Tenendo presente che la radiazione termica è caratterizzata da lunghezza d'onda maggiori della radiazione visibile, le superfici che appaiono speculari nel visibile lo saranno anche per le radiazioni termiche.

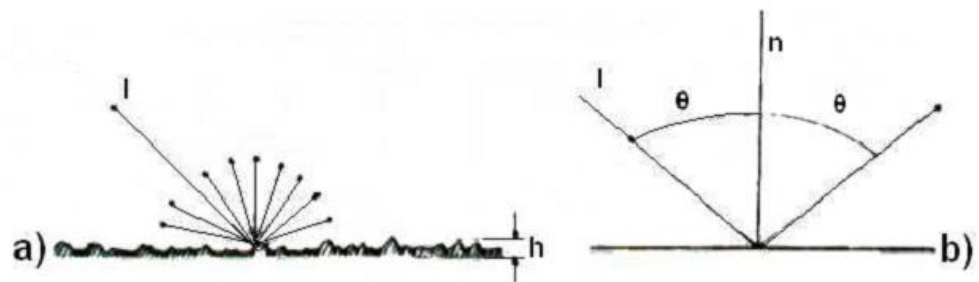


Figura 2.4. Riflessione diffusa (a) e speculare (b).

L'aspetto interessante da sottolineare è che lo specchio studiato ha delle caratteristiche che si adattano molto bene alla riflessione della radiazione solare, in quanto presenta i massimi valori di riflettanza sulle lunghezze d'onda dove anche lo spettro del Sole raggiunge i suoi massimi valori. Da analisi geometriche si è ricavato l'angolo con cui mediamente gli specchi vedono l'assorbitore (il valore ottenuto è di circa 8°).

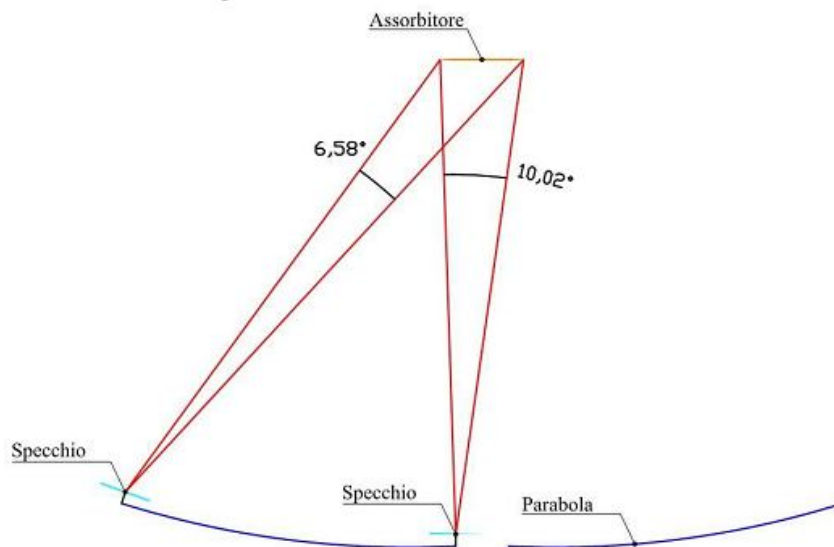


Figura 2.5. Angolo con cui gli specchi vedono l'assorbitore.

La radiazione diffusa in questo caso non tornerebbe a essere utile, ma risulta una quota davvero poco significativa essendo che la riflessione non speculare è già di per sé molto poca. E' dunque lecito utilizzare il valore di riflessione speculare nei calcoli. Gli specchi utilizzati sono caratterizzati anche da un fattore di "sporizia" che ne diminuisce l'efficienza; dalle misure effettuate sul campo, si sono caratterizzati secondo i seguenti 4 gradi: pulito, lievemente sporco, sporco, molto sporco (0, 5%, 10%, 20%).

2.2.1.2 Valutazione del comportamento emissivo dell'assorbitore

Nei dispositivi di conversione dell'energia solare è importante che l'assorbitore si comporti come una superficie selettiva. Con questo s'intende la combinazione di due proprietà: un elevato coefficiente di assorbimento sulle lunghezze d'onda proprie dello spettro solare (UV, visibile e vicino infrarosso) e un basso coefficiente di emissione sulle lunghezze d'onda dell'infrarosso (con le quali emette l'assorbitore). Il ricevitore in tal modo emanerà poco calore e una più elevata porzione della potenza che lo investe sarà ceduta al fluido termo vettore. La proprietà di selettività diventa tanto più importante quanto più il collettore disponga di un'elevata superficie esposta o si porti a temperature molto elevate.

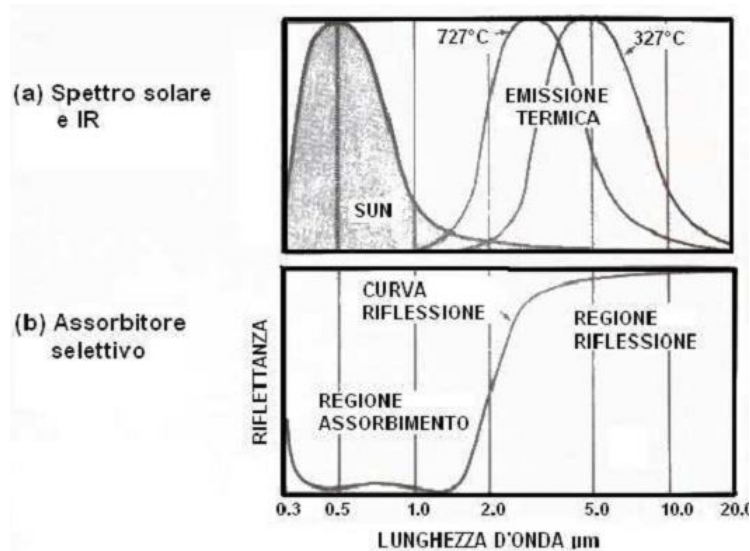


Figura 2.6. Selettività tipica di una superficie selettiva per collettori solari.

Esistono tre tipologie di assorbitore in fase di test presso la Project di Pordenone. Il primo assorbitore è quello non rivestito, dove quindi la superficie esposta è il rame; il secondo assorbitore è stato verniciato con una vernice tedesca (Solarlack) ad alto potere assorbente; il terzo ha un rivestimento selettivo con cermet nero. Nella prossima tabella sono presentate le caratteristiche emissive dei tre assorbitori, che risultano pressoché costanti nel campo di operatività dell'attuale assorbitore.

Tabella 2.2. Comportamento emissivo dell'assorbitore.

Assorbitore	Assorbimento Solare (α_{sun})	Emissione IR (ϵ_{IR})
Rame ossidato	0.6 ÷ 0.8	0.5 (300°C) ÷ 0.8 (730°C)
Solarlack	0.95	0.86
Cermet ENEA	0.95	0.05

2.2.1.3 Valutazione del sistema d'inseguimento

Lo scopo dell'inseguimento solare è quello di mantenere istante per istante l'asse ottico, linea immaginaria che congiunge fuoco e vertice del concentratore, in linea con il sole. Il concentratore Solex A10 ha una movimentazione di tipo altazimutale automatica su due assi. Il puntamento è di tipo ad inseguimento non programmato, provvisto cioè di sensori ad ombreggiamento che rilevano lo scostamento tra posizione attuale e posizione ideale. Il movimento verticale è possibile nei due versi, (su-giù); il movimento orizzontale è possibile in un verso solo, con ritorno automatico all'imbrunire. Il concentratore in oggetto ha una superficie speculare che cerca di approssimare quella di un paraboloide troncato. Al fine di formare un'immagine sul piano focale, la normale al piano di troncatura dello specchio e passante per il suo vertice, ovvero l'asse ottico, deve essere orientato esattamente verso il sole e sullo stesso asse, giace il suo punto focale. Una direzione dei raggi solari non parallela all'asse ottico fa sì che essi non si concentrino in un unico punto. Ipotizziamo ad esempio che la superficie totale del paraboloide riflettente sia approssimabile con quella di una sfera. In figura è indicato il percorso dei raggi paralleli all'asse ottico (linee rosse) ed il caso di un percorso obliquo (linee verdi). Le dimensioni di apertura sono volutamente accentuate. Nel caso di raggi paralleli all'asse ottico nasce la differenza tra fuoco teorico e fuoco reale (rispettivamente F e F'), dovuta alla naturale aberrazione sferica (i raggi distanti dall'asse sono focalizzati ad una distanza differente rispetto a quelli più centrali), che tende a zero al diminuire del raggio di apertura dello specchio. Con un'inclinazione diversa dei raggi solari essi non si focalizzeranno su un unico punto ma andranno a formare una figura (caustica) la cui sezione sul piano del disegno è un'epicicloide. Infatti con la disposizione dei raggi obliqui è come se ci si trovasse in presenza di uno specchio con asse ottico non più costituito dal raggio passante per O , ma dal raggio passante per il punto C e, pertanto l'apertura dello specchio da considerare aumenterebbe significativamente con esaltazione delle aberrazioni geometriche. Similmente si originerebbe una caustica anche ipotizzando che il concentratore descritto da un paraboloide.

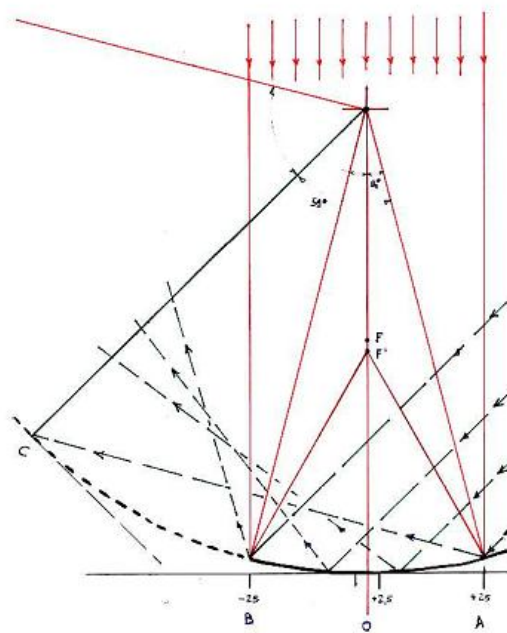


Figura 2.7. Effetto delle aberrazioni geometriche.

L'effetto globale delle aberrazioni geometriche, degli errori di puntamento degli specchi e degli errori d'inseguimento, può essere valutato attraverso un'analisi della zona focale del concentratore.

2.2.1.4 Valutazione del fattore d'intercettazione

Avendo a disposizione una mappa termica della zona del ricevitore diventerebbe possibile stimare il fattore d'intercettazione; parametro che come si è visto risulta di fondamentale importanza nella valutazione del rendimento ottico del ricevitore.

L'obiettivo di questo studio è ottenere:

- una mappa visiva dell'area illuminata del ricevitore: questo consentirà di stimare il fattore d'intercettazione e valutare conseguentemente la bontà del sistema di puntamento e inseguimento;
- una misura della potenza che investe la zona dell'assorbitore, con valori medi e puntuali;

Per raggiungere lo scopo prefisso si può operare in due maniere differenti:

- utilizzare di un array di fotodiodi;

- effettuare un'analisi termografica;

2.3 Note sull'analisi termografica

La luce che ci circonda può avere lunghezze d'onda assai variabili che si misurano solitamente in nanometri ($1 [nm] = 10^{-9} [m]$) o in micrometri ($1 [\mu m] = 10^{-6} [m]$). L'occhio umano percepisce solamente lo spettro che va da 400 a 700 $[nm]$ all'interno del quale stanno i colori, ma qualsiasi corpo con una temperatura superiore allo zero assoluto emette radiazioni. Il colore a minor lunghezza d'onda è il violetto, quello a lunghezza d'onda maggiore il rosso. Al di fuori di questo spettro la luce non è più visibile all'occhio umano: al di sotto dei 400 $[nm]$, cioè al di sotto del violetto siamo nel campo ultravioletto, mentre al di sopra dei 700 $[nm]$, cioè al di sopra del rosso, si entra nel campo dell'infrarosso. La radiazione solare ci giunge sotto forma di onde elettromagnetiche e il suo spettro, concentrato in una regione a corta lunghezza d'onda ($0,2 < \lambda < 3 [\mu m]$), ha un picco massimo intorno ai 0,5 $[\mu m]$ (500 $[nm]$).

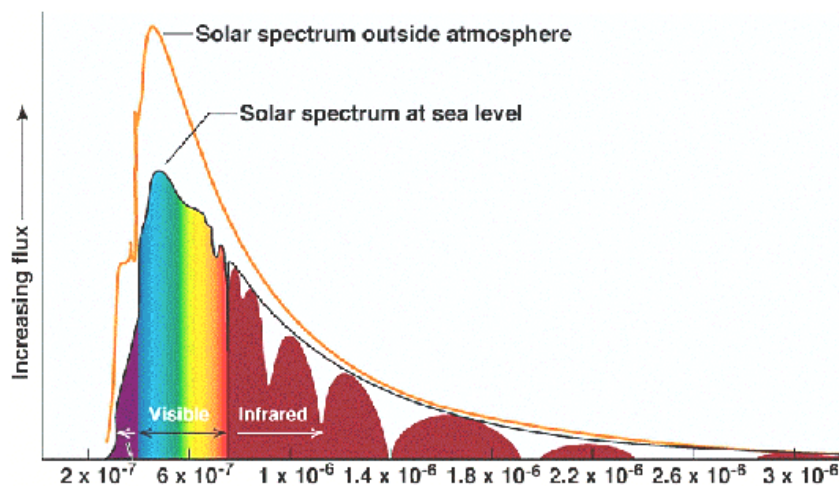


Figura 2.8. Spettro solare e regioni del visibile e infrarosso.

E' definito corpo nero ideale un oggetto che assorbe completamente tutta la radiazione che lo investe ed emette la massima quantità possibile di radiazione per la temperatura cui si porta. Per un corpo nero ideale il coefficiente di assorbimento è di emissività sono uguali a uno.

Le caratteristiche di emissione spettrale di un corpo nero sono descritte dalla legge di Planck che descrive il potere emissivo monocromatico di un corpo nero in funzione della temperatura assoluta T.

Integrando su tutto il campo di lunghezze d'onda la legge di Planck si ottiene il potere emissivo totale del corpo nero. L'espressione è nota come legge di Ste-

fan-Boltzman e dice che il corpo nero irradia in base alla quarta potenza della temperatura a cui si trova:

$$E = \sigma T^4 \quad ()$$

Dove:

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$$

Differenziano la legge di Planck rispetto a λ ed eguagliando a zero il risultato, si ottiene un'espressione che fornisce la lunghezza d'onda a cui corrisponde la massima emissione del corpo nero in funzione della sua temperatura (legge di Wien). Tale lunghezza d'onda risulta inversamente proporzionale alla temperatura:

$$\lambda_{max} = b/T \quad 1.$$

$$b = 2,88 \cdot 10^3 [\mu m K]$$

Non esiste però il corpo nero ideale. Il corpo grigio ha un coefficiente di assorbimento costante al variare della lunghezza d'onda e della temperatura (e lo stesso vale per il suo coefficiente di emissione). L'emissività di un corpo reale dipende invece dal materiale, dall'angolo di vista, dalla rugosità superficiale, dalla temperatura, dalla lunghezza d'onda ed è sempre di difficile valutazione. Il parametro che valuta il potere emissivo reale è il coefficiente di emissione ϵ , che va moltiplicato al potere emissivo del corpo nero per ricavare il potere emissivo del corpo reale. La termografia misura la radiazione emessa in campo infrarosso da un corpo (nella componente normale o "normal emittance"); da un'analisi termografica si risale alla temperatura del corpo se di questi è noto il coefficiente di emissione. La termocamera fornisce la mappa termica di un corpo, mediante l'interpretazione della radiazione percepita da un array bidimensionale, detto "detector", permettendo dunque una misura non a contatto della temperatura superficiale e fornendo una "fotografia" di un'area e non unicamente una misura puntuale (sarebbe questo il caso del pirometro). La misura è tanto più difficile quanto è bassa l'emissività del corpo. E' inoltre consigliabile durante la misura schermare la termocamera da altre emissioni ambientali.

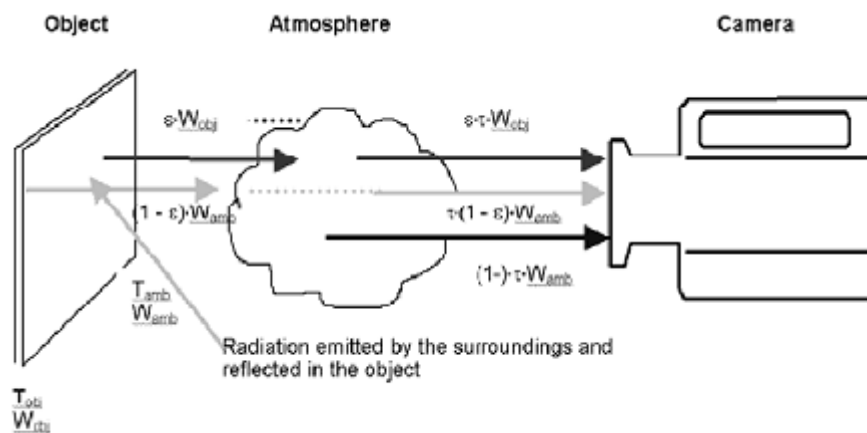


Figura 2.9. Schema di funzionamento di una termo camera.

Premesso che la maggior parte dei materiali non è trasparente all'infrarosso, $\tau = 0$, la relazione $\varepsilon + \rho = 1$ descrive la legge di conservazione dell'energia. Sulla termocamera arrivano tre componenti, ma una sola dipende dalla temperatura del corpo:

- radiazione emessa dal corpo: tale radiazione giunge al detector filtrata dall'atmosfera:
- $\varepsilon_{obj} \tau_{atm} W_{obj} = (1 - \varepsilon_{obj}) W_{obj}$;
- radiazione riflessa dal corpo: un corpo generico riflette una parte della radiazione incidente su di esso a sua volta filtrata dall'atmosfera:
- $\tau(1 - \varepsilon_{obj}) W_{amb}$;
- radiazione emessa dall'atmosfera stessa che irradia in campo IR e attenua:
- $(1 - \tau) W_{atm}$;

La radiazione percepita dal detector è uguale a:

$$W_{det} = \tau_{atm} [\varepsilon_{obj} W_{obj} + (1 - \varepsilon_{obj}) W_{amb}] + (1 - \tau_{atm}) W_{atm}$$

Con:

$$W_{obj} = \frac{1}{\varepsilon_{obj} \tau_{atm}} W_{det} - \frac{1 - \tau_{atm}}{\varepsilon_{obj} \tau_{atm}} W_{atm} - \frac{1 - \varepsilon_{obj}}{\varepsilon_{obj}} W_{amb}$$

Il detector è l'elemento sensibile alla radiazione IR, costituito da una matrice bi-dimensionale di sensori (CCD). I detector fotonici costruiti su materiale semiconduttore sfruttano l'effetto fotoelettrico e generano un segnale di carica elettrica. I detector invece termici sfruttano caratteristiche fisiche del corpo legate alla temperatura, in particolare alterazioni delle caratteristiche elettriche dell'elemento sensibile. Gli strumenti di quest'ultima categoria sono insensibili alla lunghezza d'onda, ma hanno tempi di risposta più lunghi. Su materiali che presentano superfici riflettenti per l'infrarosso, occorre utilizzare alcuni accorgimenti per evitare di commettere degli errori. Infatti su superfici di questo genere può capitare di notare dei punti a più alta temperatura che in realtà non sono altro che riflessioni dell'ambiente circostante. La stessa immagine riflessa dell'operatore può creare confusione. Esistono alcuni pratici accorgimenti:

- se possibile, utilizzare della vernice spray nera, come detto in precedenza e risolvere il problema;
- schermare con dei semplici pannelli di cartone gli oggetti che creano riflessione;
- effettuare le misure non perpendicolarmente al soggetto, ma con degli angoli che permettano di escludere i riflessi.

Per la scelta della termocamera occorre conoscere il comportamento emissivo del materiale osservato. Le termocamere standard lavorano come range spettrale tra 8-14 micrometri (dunque nel campo IR). Esistono poi termocamere per applicazioni particolari (valutazione temperatura del metallo fuso o vetro caldo in lavorazione ecc.), molto più costose, che lavorano su range spettrali più bassi. I materiali non metallici mostrano un minor campo di variazione poiché questi materiali non presentano usualmente valori di bassa emissività. Infatti, l'emissività totale di materiali non metallici varia generalmente tra 0,7 e 0,9, contrariamente al più ampio campo di variazione caratteristico dei metalli. E' dunque sempre molto difficile ottenere misure corrette per superfici metalliche. In base ai dati di emissività monocromatica e direzionale si possono distinguere due diversi comportamenti:

- i metalli puliti hanno emissività che decresce all'aumentare della lunghezza d'onda; ciò comporta che la loro emissività totale (integrale su tutte le lunghezze d'onda) aumenti con la temperatura, in seguito alle legge dello spostamento di Wien;
- l'emissività dei materiali non metallici normalmente aumenta con la temperatura, per cui la loro emissività totale sarà generalmente de-

crescente con l'aumentare della temperatura.

Ogni corpo quindi emette su tutte le lunghezze d'onda, ma esiste una lunghezza d'onda, dove l'emissione è massima. Considerando il sistema in esame, è assunzione ragionevole, considerare le caratteristiche emissive e riflesse del rame ossidato, il quale nel campo spettrale tra 8 e 14 micrometri ha una emissività compresa tra 0,4 e 0,8, quindi emette bene anche sulle lunghezze d'onde dei pirometri standard (se avesse avuto un'emissione molto bassa tra 8-14 micron, la misurazione sarebbe stata più complicata). Nell'ipotesi di rivestire il bersaglio (ricevitore) con una vernice nera opaca, della quale sia noto il comportamento emissivo in un range abbastanza ampio di temperature, si avrebbe la possibilità di effettuare un'analisi termografica più precisa.

2.3.1 Preparazione del bersaglio

E' necessario fare attenzione a come svolgere l'analisi termografica sul ricevitore. Se fosse investito dalla radiazione solare senza che questo sia percorso da una portata d'acqua, si porterebbe a una temperatura molto elevata, che è stata stimata all'incirca di 500[°C]. Un'attenzione particolare va posta alla stabilità del metallo a tali temperature, infatti pur avendo il rame, un punto di fusione molto elevato (1083[°C]), è generalmente instabile a temperature ben più basse di tale limite (in aria a 400[°C]) a causa di una forte mobilità ionica. Ne risulta una tendenza ad agglomerarsi e ciò ne fa variare fortemente il comportamento emissivo. In via alternativa non sarebbe neanche possibile mantenere una circolazione d'acqua nella serpentina durante la misura, perché si avrebbero coefficienti di scambio termico non identici sulla sua superficie per effetto del riscaldamento progressivo dell'acqua nell'attraversamento della serpentina e per effetti legati alla geometria dell'assorbitore. Inoltre il ricevitore non ricopre tutta la zona esposta al flusso e dunque non sarebbe possibile riscontrare effetti di sbordo, che sono poi gli effetti principali che vogliamo valutare. Occorre dunque studiare un altro tipo di bersaglio da installare sul fuoco del concentratore per eseguire l'analisi termografica.

A questo proposito si può far riferimento all'apparecchiatura messa a punto alla PSA (Piattaforma Solare di Almeria), costituita da una piastra in rame raffreddata ad acqua, ricoperta da uno strato di allumina depositato con la tecnica al plasma. Con tale deposizione si ottiene una superficie con comportamento perfettamente diffusivo ("Lambertian Target"), priva cioè di riflessioni speculari o migliori una volta illuminata. La piastra può muoversi lungo l'asse del fuoco e permette di ottenere sezioni di flusso radiante con concentrazioni elevatissime senza fondere. Una fotocamera CCD, puntata verso la sezione del fuoco e posta nel fondo del paraboloide, permette di eseguire la misura del flusso di potenza emesso. Per utilizzare una termocamera standard (che lavori nel range spettrale 8:14 micrometri) occorre verniciare il bersaglio con una vernice nera opaca, che

ritrasmette la radiazione ricevuta su una frequenza spostata su lunghezze d'onda infrarosse. Il rame, come altri metalli quali l'oro e l'argento, ha infatti un'altissima riflettanza nell'infrarosso (bassa emissività) e per di più presenta i problemi d'instabilità chimica già descritti. Altri metalli, come l'alluminio hanno una riflettanza più bassa nell'infrarosso, non presentano problemi di agglomerazione, ma hanno punti di fusione più bassi (per l'alluminio 660,4 °C) e per tale ragione non è possibile utilizzarli. Per avere una superficie ad elevata emissività ϵ (e di conseguenza bassa riflettanza ρ) è sufficiente verniciare il bersaglio con una vernice nera opaca. L'utilizzo di una vernice che abbia un comportamento emissivo stabile con la temperatura risolve tutti i problemi legati a una corretta taratura della termocamera. In una fase iniziale si può pensare di utilizzare come bersaglio una lastra di metallo (es. rame), oppure una lastra di ceramica, verniciata con una vernice nera opaca resistente alle alte temperature (es. vernice per terminali di scarico dei motori), delle quali siano però note con esattezza le proprietà emissive. Come geometria avrà dimensioni leggermente più grandi dell'assorbitore a spirale per valutare la frazione che sborda. Disegnando sulla lastra il perimetro esterno dell'assorbitore, si potrà valutare da una successiva analisi sulle immagini fornite dalla termocamera, il valore del coefficiente d'intercettazione Φ e verificare anche un'eventuale variazione durante l'arco della giornata (potrebbe significare un imperfetto funzionamento del sistema d'inseguimento). Nel caso si riproponesse la procedura di misura per un concentratore con rapporto di concentrazione, più elevato diventerebbe necessario tenere in conto alcuni ulteriori aspetti: possibilità di temperature di fusione della vernice o dello stesso bersaglio; potenza troppo elevata mandata alla termocamera (necessità di trattare in modo diverso la superficie per ridurre il coefficiente di emissività e garantire nella riflessione un comportamento speculare);

2.4 Ricevitore

Il modello è stato sviluppato al fine di eseguire un "basic design" del concentratore Solex A10; esso è utilizzabile sia in fase di progetto sia in fase di verifica. Questo consente una valutazione preliminare dei costi e dei benefici delle diverse scelte progettuali. Il modello è stato tarato sulla base dell'esistente. Questo ha permesso di validare i set di equazioni che lo reggono e di costruire una solida base per futuri studi di fattibilità tecnica che potranno riguardare upgrade e ottimizzazioni. La scelta dello strumento di calcolo, il comune programma Microsoft Excel con l'aggiunta di componenti aggiuntivi e macro VB, consente un'agile valutazione dei più importanti indici di prestazione del concentratore, nonché della potenza utile sviluppabile e delle efficienze dei vari componenti. Il modello è euristico: consente di ottenere con buona approssimazione risultati da verificare in modo rigoroso nelle successive fasi di progetto. Di seguito saranno presentate assunzioni, calcoli e risultati del modello, con riferimento alla configurazione attuale del concentratore SoleX A10. E' possibile intervenire su alcu-

ni parametri geometrici e di funzionamento.

2.4.1 Modellizzazione del concentratore

La superficie del concentratore SolexA10 è descritta da un solido di rivoluzione di sagoma parabolica con piano di troncatura normale all'asse di simmetria. I parametri geometrici in ingresso sono i seguenti:

A_p	area di raccolta del concentratore;
E	fattore di ombreggiamento e spaziatura;
A_{peff}	area effettiva di raccolta del concentratore;
f	fuoco naturale del concentratore, distanza tra il vertice del paraboloide e il suo punto focale;
l_s	lato degli specchi che compongono la superficie riflettente;
k_s	curvatura degli specchi;
r_s	raggio di curvatura degli specchi;
p_s	profondità degli specchi;
f_s	fuoco naturale degli specchi;
l_{sc}	lato immagine proiettata dallo specchio centrale;
$A_{sc\ ill}$	area illuminata da uno specchio centrale;
s_b	fattore di sbordo;
$A_{teorica\ ill}$	area totale illuminata teorica;
e_p	fattore che quantifica l'errore di puntamento;
l_{ric}	lato reale dell'immagine sul fuoco;
$A_{reale\ ill}$	area totale illuminata reale;

Il modello consente di modificare alcuni di questi parametri, sui quali sarebbe possibile intervenire anche nella realtà con piccoli accorgimenti sulla macchina; altri parametri sono invece da ritenersi immutabili perché comporterebbero interventi più radicali. Si discute di seguito tale aspetto per ogni parametro elencato. L'area di raccolta del concentratore (A_p) coincide con la proiezione della superficie del paraboloide su un piano tangente allo stesso nel punto di vertice. È un parametro lasciato, fisso in quanto non sono in discussione le dimensioni del concentratore. Il suo valore è noto dai dati forniti dal costruttore. Il coefficiente di ombreggiamento e spaziatura (E) valuta la percentuale dell'area A_p effettivamente coperta da unità riflettenti: la spaziatura tra gli specchi e l'ombra del ricevitore su alcuni specchi centrali riducono l'area utile alla raccolta dei raggi solari e alla riflessione. Il fuoco del concentratore (f) è anch'esso un parametro fisso perché dipende dalla curvatura della struttura di sostegno degli specchi.

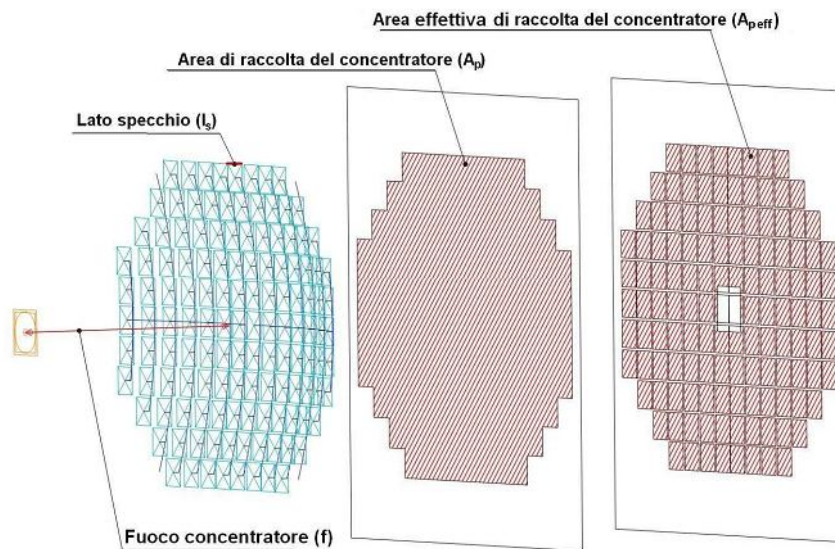


Figura 2.10. Caratteristiche geometriche del modello del concentratore.

Tabella 2.3. Caratteristiche geometriche del modello del concentratore.

A_c	13,57	m^2	area di raccolta del concentratore
E	0,845	-	coefficiente di ombreggiamento e spaziatura
$A_{c\text{ eff}}$	11,49	m^2	area effettiva di raccolta del concentratore
f	2,85	m	fuoco del concentratore

2.4.2 Modellizzazione degli specchi

Assumendo gli specchi piani, attraverso un modello geometrico del concentratore è stata valutata la forma dell'immagine proiettata dai 130 specchi che verrebbe a formarsi sul fuoco, nell'ipotesi di un puntamento perfetto da parte dell'installatore. L'estensione di questa immagine è maggiore di quella proiettata dallo specchio centrale per effetti, di sbordo degli specchi più periferici: tale effetto è valutato dal fattore di sbordo (s_b). L'immagine teorica non si riesce ovviamente ad ottenere nella realtà, e la dimensione dell'immagine reale sul fuoco ($A_{\text{reale ill}}$) è stata ottenuta correggendo quella teorica secondo un fattore che quantifica l'errore di puntamento dello specchio da parte dell'installatore (e_p). Tale fattore è stato ottenuto per la configurazione attuale della macchina con specchi piani, correggendolo fino ad ottenere la dimensione reale dell'immagine sul fuoco, che il costruttore ha misurato da precedenti studi e che risulta approssimata da un quadrato con lato l_{ric} .

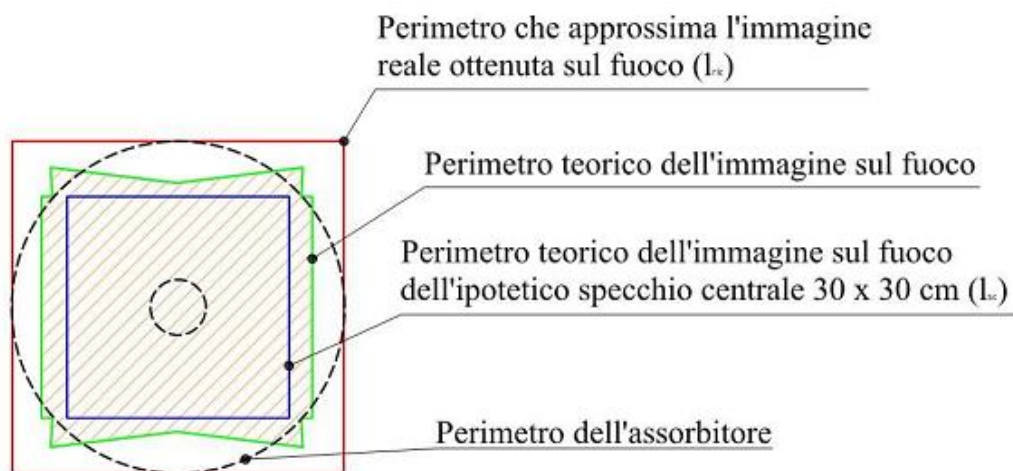


Figura 2.11. Confronto tra immagine teorica proiettata sul fuoco e immagine reale rilevata per il caso di specchi piani.

Il fattore di sbordo rappresenta il rapporto tra l'area teorica dell'immagine sul fuoco e l'area dell'immagine sul fuoco proiettata da uno specchio centrato sul vertice del paraboloide:

$$s_b = \frac{A_{teorica\ ill}}{A_{sc\ ill}}$$

Il fattore che quantifica l'errore di puntamento rappresenta invece il rapporto tra l'area reale illuminata e l'area teorica illuminata:

$$e_p = \frac{A_{reale\ ill}}{A_{teorica\ ill}}$$

2.4.3 Modellizzazione del ricevitore

Si ribadisce la terminologia utilizzata: con il termine ricevitore indicheremo l'oggetto posto sul fuoco del concentratore, il cui elemento preposto ad assorbire la radiazione inviata dagli specchi è l'assorbitore. Il ricevitore preso in esame è del tipo a cavità aperta (aperta in quanto l'area di raccolta del ricevitore, corrisponde al diametro massimo dell'assorbitore). L'assorbitore è composto da un tubo in rame alettato esternamente avvolto a formare una spirale conica. La superficie effettivamente esposta al fascio luminoso inviato dal concentratore è solo una porzione della superficie laterale della spirale. Tale porzione illuminata risulta dipendere dal passo della spirale e di conseguenza dall'apertura del cono.

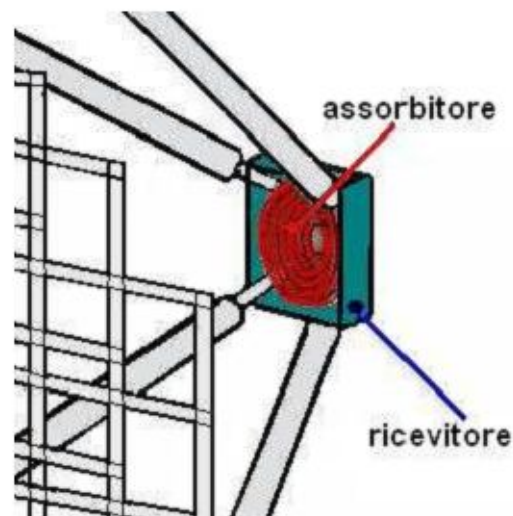


Figura 2.12. Assorbitore e ricevitore.

La spirale è stata approssimata con una serie di cerchi concentrici: tale approssimazione facilita la definizione della geometria dell'assorbitore e senza comportare l'introduzione di errori che potrebbero danneggiare qualitativamente i risultati. I parametri fondamentali per valutare la geometria del ricevitore sono:

d_a	diametro dell'assorbitore;
R_{max}	distanza del centro della spira più esterna all'asse della spirale;
R_{min}	distanza del centro della spira più interna all'asse della spirale;
$d_{est,t}$	diametro esterno del tubo, compresa l'alettatura, funzione del fattore di concentrazione;
$d_{int,t}$	diametro interno del tubo;
s_t	spessore del tubo;
$S_{int,t}$	sezione interna del tubo;
d	distanza orizzontale tra i centri di due spire consecutive (passo orizzontale della spirale);
d'	distanza verticale tra i centri di due spire consecutive (passo verticale della spirale);
N_s	numero di spire;
L_{sp}	lunghezza della linea media della spirale conica;
A_{int}	area laterale totale interna della spirale;
A_{lest}	area laterale totale esterna della spirale, valutata sul diametro esterno non alettato;
H_{ric}	profondità del ricevitore valutata all'estremo superiore del primo tubo a quello inferiore dell'ultimo tubo;
C_{rg}	fattore di concentrazione geometrico;

Il diametro dell'assorbitore (d_a) corrisponde al lato del ricevitore quadrato (l_{ric}). Il raggio massimo (R_{max}) è strettamente legato all'estensione della zona illuminata, mentre il raggio minimo (R_{min}) è dato da una funzione del diametro del tubo e identifica la minima curvatura possibile che si riesce a fare assumere al tubo.

Il diametro esterno del tubo ($d_{est,t}$), comprendente anche l'alettatura, è anch'esso dato come funzione dell'estensione della zona illuminata, lo spessore del tubo (s_t) è stato fissato ad un valore costante e valutato in come percentuale del diametro esterno ($d_{int,t}$); noto il diametro interno si ricava anche la sezione interna del tubo ($S_{int,t}$), dove scorre il fluido da riscaldare. Il passo orizzontale della spirale (d) è dato come percentuale del diametro esterno del tubo e tale percentuale può essere variata; il passo orizzontale decide l'apertura del cono della spirale, l'altezza della cavità del ricevitore (H_{ric}) e il numero delle spire (N_s), essendo che il passo verticale (d') è dipende solamente dal passo orizzontale e dal diametro del tubo. La lunghezza della spirale (L_{sp}) e la sua area laterale interna (A_{lint}) ed esterna (A_{lest}) sono ancora ricavate da considerazioni geometriche.

Il fattore di concentrazione geometrico è stato valutato come rapporto tra l'area di apertura del concentratore e l'area illuminata sul fuoco:

$$Cr_g = \frac{A_p}{l_{ric}^2}$$

Tabella 2.4. Parametri geometrici del ricevitore e dell'assorbitore.

R_{max}	0,21	m	raggio massimo spirale (linea media)
R_{min}	0,030	m	raggio minimo spirale (linea media)
$d_{est,t}$	0,025	m	diametro esterno tubo compresa alettatura
$d_{int,t}$	0,018	m	diametro interno del tubo
s_t	0,001	m	spessore del tubo
$S_{int,t}$	2,54E-04	m ²	sezione interna tubo
d	0,025	m	passo orizzontale della spirale
d'	0,008	m	passo verticale della spirale
N_s	8,0	-	numero di spire
L_{sp}	6,2	m	lunghezza linea media della spirale conica
A_{L-int}	0,350	m ²	area laterale totale interna della spirale
A_{L-est}	0,389	m ²	area laterale totale esterna della spirale
H_{ric}	0,21	m	profondità del ricevitore
Cr_g	67	-	fattore concentrazione geometrico

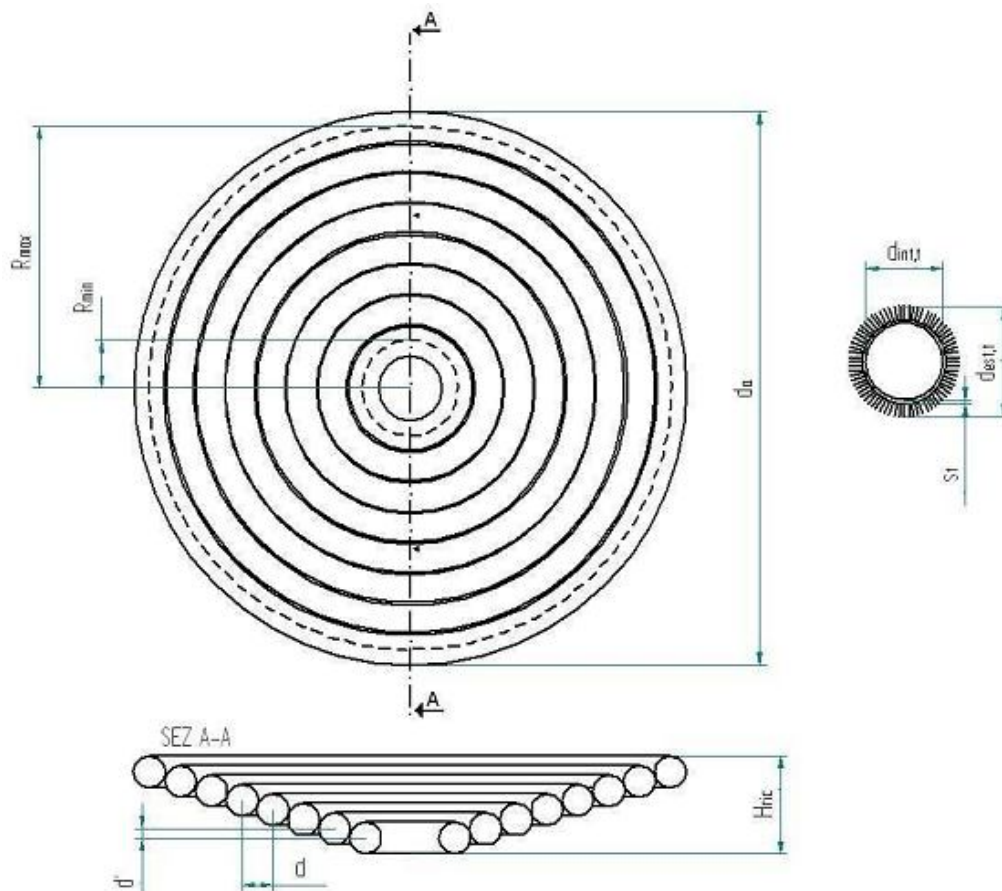


Figura 2.13. Geometria semplificata dell'assorbitore.

2.4.4 Parametri ambientali

Il modello prevede la scelta di alcuni parametri ambientali: temperatura dell'aria (T_a), intensità della radiazione diretta (I_{bn}), trasmittività di tutto ciò che è interposto tra concentratore e ricevitore (τ). Il valore della trasmittività, non essendoci coperture vetrate sulla bocca del ricevitore, corrisponde alla trasmittività dell'aria sullo spettro solare, ed è stata impostata a valore unitario dato il corto percorso che deve fare la radiazione tra specchio e assorbitore. La velocità dell'aria influisce sulla determinazione del coefficiente convettivo dell'aria nella cavità, ma il suo effetto è risultato molto modesto e pertanto non è stato considerato.

2.4.5 Valutazione della potenza netta assorbita

Per la valutazione della potenza assorbita dall'assorbitore, si sono dovute fare alcune assunzioni:

- riflessione del terreno e radiazione proveniente da altri oggetti vicini trascurabili;
- componente diffusa trascurabile: parte della radiazione diffusa raggiunge l'assorbitore (direttamente o riflessa dagli specchi) ma il suo contributo risulta molto piccolo rapportato a quello fornito dalla radiazione diretta;
- la radiazione riflessa dagli specchi mantiene le stesse caratteristiche spettrali della radiazione solare.

Rispettando queste ipotesi è stata determinata la potenza che effettivamente viene trasferita all'assorbitore. Considerando il valore della radiazione diretta incidente sulla superficie riflettente e sottraendo le perdite in precedenza descritte, è stato possibile ricavare la potenza utile. Di seguito sono riportati i passaggi intermedi in modo da chiarire il procedimento. Inizialmente si ricava la potenza incidente sugli specchi moltiplicando, la radiazione solare (riportato come potenza per unità di superficie) per l'estensione della superficie frontale del concentratore:

$$Q_{sun} = I_{b,n} \cdot A_p$$

di tale potenza incidente parte è persa per effetto dell'ombreggiamento del ricevitore e della spaziatura degli specchi. Tali effetti sono stati valutati geometricamente in un parametro (E) e si ottiene in questo modo la potenza effettiva raccolta dal concentratore:

$$Q_{ap} = Q_{sun} \cdot E$$

La potenza riflessa dal concentratore dipende dal valore del coefficiente di riflessione medio degli specchi (ρ):

$$Q_{rifl} = Q_{ap} \cdot \rho$$

Il costruttore ha valutato da precedenti studi che il fascio riflesso risulta sempre racchiuso nella superficie quadrata del ricevitore. Il fattore d'intercettazione (ϕ), che quantifica la porzione di luce proveniente dal concentratore che va ad incidere l'area quadrata del ricevitore, sarà pertanto unitario. Si ottiene la potenza effettivamente incidente il ricevitore quadrato:

$$Q_{i,ric} = Q_{rifl} \cdot \phi$$

L'assorbitore però non ricopre tutta l'area del ricevitore e ci saranno zone illu-

minate, dove non sono presenti i tubi dell'assorbitore. Il costruttore, per aumentare la radiazione riflessa che raggiunge direttamente l'assorbitore, pone 4 ulteriori superfici riflettenti nei quattro angoli del ricevitore non occupati dall'assorbitore. In questo modo aumenta il fattore di utilizzo del fuoco FU (valutato geometricamente) che tiene conto della percentuale di radiazione riflessa, dagli specchi che effettivamente raggiunge l'assorbitore. Si ottiene la potenza effettivamente incidente l'assorbitore:

$$Q_{i,ass} = Q_{i,ric} \cdot FU$$

Una parte di tale potenza viene riflessa dalla superficie dell'assorbitore, che non avrà un coefficiente di assorbimento unitario sullo spettro solare ($\alpha_{sun} \neq 1$). Il coefficiente α del rivestimento selettivo non dipende dalla temperatura superficiale del tubo. Si ottiene la potenza assorbita dall'assorbitore moltiplicando, la potenza incidente su di esso per il coefficiente di assorbimento solare:

$$Q_{in} = Q_{i,ass} \cdot \alpha_{sun}$$

2.4.6 Analisi del modello termico dell'assorbitore

2.4.6.1 Assunzioni

Fluido di lavoro assimilabile ad acqua: la bassa percentuale massica del glicole etilenico nella miscela (circa 20%) è stata trascurata ed è stata assunta l'acqua come fluido di lavoro. Il glicole etilenico, nelle condizioni operative della caldaia, presenta una densità abbastanza simile a quella dell'acqua, un calore specifico e un conducibilità termica che risultano circa essere la metà, ma differisce molto in termini di viscosità e dunque anche come numero di Prandtl.

Distribuzione del flusso termico radiativo incidente sulla superficie dell'assorbitore omogenea: tale ipotesi può essere ritenuta valida essendo che gli specchi piani utilizzati danno immagini sul fuoco che si sovrappongono quasi perfettamente. Il puntamento manuale degli specchi assicura che ciascuna immagine proiettata sia ben centrata sul ricevitore e dunque solo nelle zone più periferiche dell'assorbitore è possibile che si vada a creare una disuniformità accentuata del fascio incidente, dovuta al fatto che gli specchi più esterni creano un effetto di "sbordo". Nelle zone più centrali del ricevitore la potenza incidente non potrà variare in modo significativo essendo che tutti gli specchi coprono tali zone. L'assunzione fatta potrebbe essere verificata tramite l'analisi termografica del ricevitore impostata nel capitolo 2.2.1.4, che fornirebbe la distribuzione della potenza radiativa emessa dal bersaglio posto sul fuoco, tramite la quale è possibile risalire anche alla potenza assorbita. Non c'è stato tempo necessario per effettuare questa misura e pertanto si è ipotizzata una distribuzione della potenza

incidente sull'assorbitore costante su tutta la sua superficie.

Temperatura del condotto dell'assorbitore uniforme in ogni sezione (perpendicolare al moto del fluido): il rame ha una conducibilità termica molto elevata e ciò fa ritenere che anche la superficie posteriore del tubo si scaldi fino alla temperatura a cui si porta la superficie frontale esposta alla radiazione.

Temperatura uniforme superficiale interna ed esterna del condotto uguale: essendo lo spessore di tubo molto sottile e avendo il rame, una conducibilità termica molto elevata, è ragionevole operare tale semplificazione.

Conduzione verso il retro coibentato e verso i sostegni del ricevitore trascurabile: l'assorbitore è coibentato sul retro con uno strato isolante in lana di roccia e segue un coperchio esterno in lamiera. La faccia esterna del coperchio è anch'essa esposta alla radiazione solare e di conseguenza si scalderà riducendo il ΔT utile alla conduzione. Il retro del condotto a spirale è stato quindi considerato adiabatico.

Effetti dovuti alla presenza dell'alettature trascurabili: l'alettatura del tubo influisce su tutti i meccanismi di scambio termico, sull'assorbimento dello spettro solare, sulla convezione con l'aria nella cavità e sull'irraggiamento dell'assorbitore. E' difficile stabilire quali effetti esattamente abbia sul comportamento emissivo della spirale e pertanto si è deciso di condurre il calcolo senza conteggiare gli effetti dell'alettatura, che viene però considerata nel modello geometrico per descrivere le reali dimensioni dell'assorbitore.

Riassorbimento della radiazione emessa dall'assorbitore trascurabile a basse temperature: la potenza emessa per irraggiamento da ogni tubo dell'assorbitore in parte verrà riassorbita dagli altri tubi. E' un contributo che risulta significativo solo qualora il ricevitore andasse ad operare ad alte temperature (oltre i 200°C). Il contributo di quest'effetto non è stato conteggiato, visto anche il rapporto molto contenuto tra profondità e apertura del ricevitore.

Fatte queste assunzioni sono stati individuati i principali fenomeni di scambio termico che interessano l'assorbitore:

- scambio termico del flusso tramite un meccanismo di convezione forzata all'interno del tubo a spirale;
- trasmissione di calore per irraggiamento verso l'ambiente circostante;
- scambio termico per convezione naturale con l'aria nella cavità del ricevitore.

2.4.6.2 Impostazione del problema

Parte della potenza utile entrante all'assorbitore (Q_{in}) sarà trasmessa al fluido (assimilato ad acqua pura, benché nel caso reale sia una miscela di acqua con glicole etilenico anticongelante) e provocherà un aumento di temperatura, parte sarà trasmessa per convezione naturale e irraggiamento all'aria. Per quantificare la distribuzione appena descritta, è necessario determinare il regime di moto del fluido all'interno del condotto di rame, necessario anche per ricavare la differenza di temperatura tra la superficie del condotto e il fluido al suo interno. Una parte fondamentale del modello risulta dunque essere la valutazione del regime di moto del fluido e del numero di Nusselt all'interno dell'assorbitore. Un regime di moto laminare comporta una maggiore differenza tra la temperatura della superficie e la temperatura del fluido, quindi un aumento delle perdite per convezione naturale e irraggiamento (crescenti all'aumentare della differenza di temperatura tra superficie e aria ambiente). Se il moto fosse invece turbolento, la differenza di temperatura tra fluido e superficie diminuirebbe a causa di un coefficiente di scambio convettivo più elevato; in questo caso si avrebbe una diminuzione delle perdite termiche per i motivi sopra citati e un aumento delle perdite di pompaggio. Il problema è stato affrontato impostando il caso di flusso termico superficiale imposto incidente sulla superficie del condotto e sono state utilizzate le correlazioni studiate per questo tipo di situazione. Le assunzioni fatte permettono di ritenere l'assorbitore illuminato in modo omogeneo e che in ogni sezione di tubo la temperatura frontale e posteriore della superficie sia identica.

2.4.6.3 Descrizione della procedura di calcolo

I dati di partenza sono la temperatura del fluido in ingresso e uscita dalla spirale ($T_{f,in}$ e $T_{f,out}$), la potenza assorbita dall'assorbitore (Q_{in}), la temperatura dell'aria (T_a) e il coefficiente di scambio convettivo nella cavità del ricevitore ($h_{a,c}$) calcolato con le relative correlazioni. L'incognita fondamentale del problema è la portata massica di fluido (m), per la quale si imposta un valore di primo tentativo come valore di partenza, per poi calcolare iterativamente il valore reale. Il calcolo dello scambio termico della spirale è stato condotto suddividendola nelle N spire che la compongono per poi studiare lo scambio termico per ciascuna spira. Ad ogni avvolgimento sono note tutte le dimensioni geometriche utili al calcolo:

d_i	diametro medio dell'avvolgimento i -esimo;
r_i	raggio medio avvolgimento i -esimo;
L_i	lunghezza linea media dell'avvolgimento i -esimo;
V_i	volume avvolgimento i -esimo;
A_{lest-i}	area laterale esterna totale dell'avvolgimento i -esimo;

$A_{\text{lint}-i}$	area laterale interna totale dell'avvolgimento i-esimo; e di conseguenza la potenza termica incidente su ogni spira;
$Q_{\text{in}-i}$	potenza assorbita dall'avvolgimento i-esimo;
$Q_{\text{out}-i}$	potenza utile ceduta al fluido dall'avvolgimento i-esimo;
$q_{\text{out}-i}$	flusso termico superficiale all'avvolgimento i-esimo (depurato delle perdite per convezione e irraggiamento).

Il parametro $Q_{\text{in}-i}$ è stato valutato moltiplicando la potenza assorbita per il rapporto tra l'area laterale esterna totale dell'avvolgimento i-esimo e l'area laterale esterna totale della spirale:

$$Q_{\text{in}-i} = Q_{\text{in}} \cdot \%A_{\text{Lest}}$$

$Q_{\text{out}i}$ rappresenta la potenza ceduta dall'avvolgimento i-esimo per convezione al fluido e q_{out} ne è la densità riferita alla superficie laterale, o flusso termico superficiale. Quindi i due parametri ($Q_{\text{out}-i}$ e $q_{\text{out}-i}$) si riferiscono già alla potenza utile ceduta per convezione al fluido. Sono stati valutati con un procedimento iterativo che verrà illustrato in seguito. Il parametro $q_{\text{out}-i}$ è stato valutato dividendo potenza utile ceduta al fluido dall'avvolgimento i-esimo per l'area laterale interna totale dell'avvolgimento:

$$q_{\text{out}-i} = \frac{Q_{\text{out}-i}}{A_{\text{Lint}-i}}$$

L'ipotesi fatta, di flusso termico superficiale costante su tutta la superficie laterale di ogni avvolgimento, permette di considerare costante la differenza tra la temperatura media del fluido e la temperatura della superficie interna del tubo per tutta la lunghezza di ciascun avvolgimento; dal bilancio per un qualunque tratto risulta:

$$T_{f\text{out}-i} = T_{f\text{in}-i} + \frac{q_{\text{out}-i} \cdot A_{\text{Lint}-i}}{m \cdot cp_{\text{in}-i}}$$

Dove:

$T_{f,\text{out}-i}$	temperatura del fluido all'uscita dell'avvolgimento i-esimo;
$T_{f,\text{in}-i}$	temperatura del fluido all'ingresso dell'avvolgimento i-esimo;
m	portata di fluido;
$cp_{\text{in}-i}$	calore specifico a pressione costante valutato alla temperatura d'ingresso dell'avvolgimento i-esimo ($T_{f,\text{in}i}$);

Conoscendo la temperatura in ingresso nel primo avvolgimento della spirale e in

uscita dall'ultima (essendo state considerate come dati imposti a priori) è possibile ricavare le temperature superficiali in ogni tratto, tenendo presente che la temperatura in uscita dalla spira $i-1$ deve essere uguagliata alla temperatura in ingresso alla spira i . In questo modo si calcolano le temperature d'ingresso e uscita per ciascuna spira ed è quindi possibile valutare tutte le grandezze termofisiche necessarie nei calcoli alla temperatura media $T_{f,mi}$ del fluido all'interno di ciascun avvolgimento. La pressione alla quale vengono valutati i parametri è quella d'ingresso alla spirale (p_{fin}), valutata come pressione di saturazione alla temperatura di uscita dalla spirale maggiorata di un 1 bar per essere sicuri di restare in fase liquida in tutto l'avvolgimento, anche in presenza di perdite di carico. Per la valutazione della temperatura a cui si porta la superficie del tubo, dato che ogni avvolgimento è trattato come investito da un flusso termico superficiale costante, è corretto scrivere:

$$T_{s,in-i} = T_{f,in-i} + \frac{q_{out-i}}{h_{f-i}}$$

e, poiché in ogni avvolgimento la temperatura del fluido e la temperatura della superficie del tubo aumenteranno linearmente nella direzione del flusso, anche:

$$T_{s,out-i} = T_{f,out-i} + (T_{s,in-i} - T_{f,in-i})$$

La temperatura media superficiale per ogni avvolgimento i -esimo si ricava come:

$$T_{s,m-i} = \frac{T_{s,in-i} - T_{s,out-i}}{2}$$

Scrivendo il bilancio su una singola sezione del condotto si ricava l'uguaglianza tra la variazione di flusso entalpico tra ingresso e uscita del tratto considerato e il flusso termico scambiato tra superficie e fluido nello stesso tratto:

$$Q_{out-i} = A_{Lint-i} h_{f-i} (T_{s,m-i} - T_{f,m-i}) = m c p_{f-i} (T_{f,out-i} - T_{f,in-i})$$

Dove:

h_{f-i}	coefficiente convettivo medio del fluido all'interno dell'avvolgimento i -esimo;
$T_{s,m-i}$	temperatura media della superficie del tubo all'avvolgimento i -esimo;
$T_{f,m-i}$	temperatura media fluido tra ingresso e uscita dell'avvolgimento i -esimo;

Fino a questo momento è stato considerato noto il coefficiente di scambio convettivo medio del fluido in ogni avvolgimento dell'assorbitore. Per calcolare il valore effettivo di quest'ultimo occorre prima procedere alla valutazione del regime di moto all'interno della spira; successivamente calcolare (utilizzando le apposite correlazioni) il numero di Nusselt medio dal quale è poi possibile ricavare il coefficiente di scambio convettivo.

$$h_{f-i} = \frac{Nu_i \cdot k_{f-i}}{d_{int-i}}$$

Valutazione del numero di Nusselt

La valutazione del regime di moto all'interno dell'assorbitore è fondamentale per comprendere la capacità di scambio termico del fluido che scorre all'interno della tubazione. Il coefficiente di scambio termico del fluido all'interno del tubo a spirale, descritto dal coefficiente convettivo medio del fluido (h_f), risulterà di entità maggiore rispetto al caso di tubo dritto, a causa della formazione di moti secondari dovuti alle forze centrifughe a cui è soggetto il fluido, che acquista una componente di moto anche in direzione ortogonale al moto principale. Tale componente è un contributo aggiuntivo allo scambio termico. In base alla scelta dei parametri su cui è possibile intervenire, il moto all'interno del tubo potrà essere laminare oppure turbolento. Per la valutazione del coefficiente di scambio termico è fondamentale procedere al calcolo del numero di Nusselt, numero adimensionale che valuta l'importanza dei fenomeni convettivi rispetto a quelli conduttivi ($Nu=1$ significa che il meccanismo di trasmissione del calore attraverso lo strato di fluido è puramente conduttivo). Si riportano dunque i procedimenti utilizzati per il caso di flusso laminare e il caso di flusso turbolento per la valutazione del numero di Nusselt. Il parametro fondamentale nella valutazione del regime di moto è il numero di Reynolds, valutato per ogni spira come:

$$Re_i = \frac{\rho_{f-i} v_{f-i} d_{int,t}}{\mu_{f-i}}$$

Dove:

v_{f-i} velocità del fluido nell'avvolgimento i-esimo

Il numero di Reynolds rappresenta un rapporto tra le forze d'inerzie e le forze viscosive, il cui bilanciamento è indicativo per la tipologia di moto che viene ad instaurarsi. La velocità del fluido all'avvolgimento i-esimo è stata ottenuta dall'equazione:

$$v_{f-i} = \frac{m}{\rho_{f-i} S_t}$$

Il passaggio da regime di moto laminare a turbolento è stato fissato per un numero di Reynolds critico valutato attraverso la correlazione di Ito, valido per tubi che presentano una curvatura:

$$Re_{cri-i} = 2 \cdot 10^4 \left(\frac{d_{int,t}}{d_i} \right)^{0,32}$$

Sotto il valore del Reynolds critico, il numero di Nusselt viene valutato secondo la correlazione per moto laminare, oltre questo valore secondo la correlazione per moto turbolento.

Moto laminare

Per la valutazione del numero di Nusselt medio per ogni avvolgimento della spirale si utilizza la correlazione di Abul-Hamayel e Bell sviluppata per condotti curvi uniformemente riscaldati e percorsi da un fluido in regime laminare:

$$Nu_i = \left[4,36 + 2,84 \left(\frac{Gr_i}{Re_i^2} \right)^{3,94} \right] \cdot (1 + 0,0276 \cdot De_i^{0,75} Pr_i^{0,197}) \cdot \left[1 + 0,9348 \left(\frac{Gr_i}{De_i^2} \right)^{2,78} \exp \left(-1,33 \frac{Gr_i}{De_i^2} \right) \right] \cdot \left(\frac{\mu_{f-i}}{\mu_{w-i}} \right)^{0,14}$$

Il parametro De_i rappresenta il numero di Dean valutato secondo:

$$De_i = Re_i \sqrt{\frac{d_{int,t}}{d_i}}$$

che corregge il numero di Reynolds tenendo conto di un contributo dato dai moti secondari. Il numero di Dean può essere inteso come un rapporto tra l'ordine di grandezza delle forze centrifughe e l'ordine di grandezza delle forze viscosi.

I coefficienti μ_{fi} e μ_{wi} rappresentano le viscosità dinamiche valutate rispettivamente alla temperatura media del fluido tra ingresso e uscita dell'avvolgimento i -esimo e alla temperatura media della superficie del tubo all'avvolgimento i -esimo.

Il numero di Grashof, che misura gli effetti delle forze di galleggiamento rispetto agli effetti viscosi del fluido, viene valutato dalla relazione:

$$Gr_d = \frac{g\beta_{f-i}q_{out-i}d_{int,t}^4}{k_{f-i}v_{f-i}^2}$$

dove la differenza di temperatura che compare nel numero di Grashof nella scrittura tradizionale è sostituita da un termine che dipende dal flusso termico uniforme

Il numero di Grashof compare nella correlazione perché nel caso laminare, qualora il numero di Reynolds risulti particolarmente basso, si potrebbe avere un regime di convezione mista, naturale/forzata. Il rapporto che compare nella correlazione, Gr/Re^2 , è indice della convezione mista e confronta l'ordine di grandezza degli effetti delle forze di galleggiamento con l'ordine di grandezza delle forze d'inerzia. Qualora il rapporto fosse intorno all'unità, si avrebbe un regime dove entrambi i meccanismi di convezione sarebbero presenti. Nel caso in esame il rapporto risulta sempre essere molto minore di uno e quindi è la convezione forzata l'unico meccanismo di scambio che interessa il fluido.

Il fattore di attrito f_i è valutato con la seguente relazione:

$$f_i = \frac{64}{Re_i}$$

La caduta di pressione nel flusso all'attraversamento di ciascun avvolgimento è espressa dalla relazione:

$$\Delta P_i = f_i \left(\frac{L_i}{d_{int,t}} \right) \left(\frac{\rho v_{f-i}^2}{2} \right)$$

Moto turbolento

Il numero di Nusselt turbolento viene valutato con la correlazione Chilton-Colburn con l'aggiunta di un fattore correttivo che tiene conto della curvatura del condotto. La correlazione scelta è quella di Schmidt:

$$Nu_i = 0,023 Re_i^\chi Pr_i^{1/3} \left(1 + 14,8 \left(1 + \frac{d_{int,t}}{d_i} \right) \right) \left(\frac{d_{int,t}}{d_i} \right)^{1/3}$$

$$\chi = 0,8 - 0,22 \left(\frac{d_{int,t}}{d_i} \right)^{0,1}$$

valida per numeri di Prandtl compresi tra 0,7 e 160 e numeri di Reynolds compresi tra il Re critico e $2,2 \cdot 10^4$

Nel caso il numero di Reynolds risultasse superiore a $2,2 \cdot 10^4$ si procede utilizzando nuovamente la correlazione di Schmidt, nella versione per flusso completamente turbolento:

$$Nu_i = 0,023 Re_i^{0,8} Pr_i^{1/3} \left(1 + 3,6 \left(1 + \frac{d_{int,t}}{d_i} \right) \right) \left(\frac{d_{int,t}}{d_i} \right)^{0,8}$$

Il criterio di validità per il numero di Prandtl rimane identico a quello della correlazione precedente. Il fattore di attrito per la valutazione delle perdite di carico è valutato secondo la correlazione di Petukhov, valida per tubi lisci con $3000 < Re < 5000000$ e $0,5 < Pr < 2000$:

$$f_i = (0,790 \log(Re_i) - 1,64)^{-2}$$

La caduta di pressione nel flusso all'attraversamento di ciascun avvolgimento è valutata ancora con la relazione introdotta nel caso di regime laminare.

Risultati dello scambio termico

Dai risultati ottenuti si è concluso di trascurare le perdite di carico Δp_i di ciascun avvolgimento dato che i valori risultano molto bassi (considerandole non ci sarebbe nessun effetto sui risultati). La situazione del regime di moto non è molto favorevole, tutte le spire risultano in regime di transizione e il regime è comunque lontano dalla piena turbolenza. Il valore del coefficiente convettivo del fluido $h_{f,i}$ non risulta particolarmente alto, soprattutto a causa di un diametro del tubo forse troppo grande.

Valutazione delle perdite per convezione e irraggiamento

Per ogni spira si è valutata la potenza dissipata per convezione e irraggiamento. Per quanto riguarda le perdite per convezione risulta che la potenza scambiata con l'aria nella cavità è data da:

$$Q_{conv-i} = \frac{A_{Lest-i}}{2} h_{a,c} (T_{s,m-i} - T_a)$$

dove compare metà dell'area laterale esterna dell'avvolgimento i -esimo essendo che solo metà di tale superficie è esposta all'aria. Il valore del coefficiente di scambio per convezione naturale è stato valutato in un precedente studio dove è stato considerato il fatto che l'assorbitore si trova all'interno di una cavità (di fatto è una lamiera metallica che ha il principale scopo di sostenere e proteggere l'assorbitore) e che quest'ultima varia la propria inclinazione rispetto al terreno, durante l'arco della giornata (il sistema di puntamento insegue la massima radiazione diretta). Nel modello sviluppato per caratterizzare l'impianto si è assunto un coefficiente di scambio termico per convezione naturale costante per semplificare i conti. Questa assunzione è dovuta alla ridotta entità delle perdite per convezione naturale e alle piccole variazioni che subisce il coefficiente di scambio durante la giornata. Per quanto riguarda invece le perdite per irraggiamento, si è assunto che tutta la potenza irraggiata dalla pira esca dalla cavità. L'assunzione è ragionevole essendo che la spirale ha un angolo di conicità mol-

to elevato. Si è dunque proceduto valutando i fattori di vista tra la superficie di un avvolgimento medio della spirale e il concentratore, il terreno e la volta celeste. La semplificazione introdotta considerando una spira media non produce errori rilevabili. Ulteriori assunzioni sono state considerare una temperatura del terreno pari alla temperatura ambiente (T_a) e una temperatura della volta celeste di 240 [K]. In figura è mostrata la schematizzazione del problema, dove è indicata con **1** la superficie della spira, con **2** la superficie del concentratore, con **3** il terreno e con **4** la volta celeste.

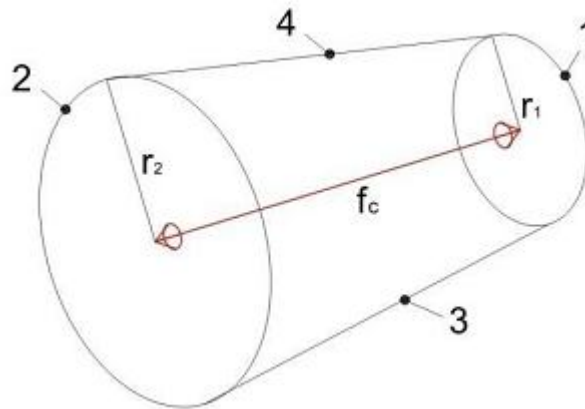


Figura 2.14. Schema logico delle superfici

I fattori di vista sono stati calcolati nel seguente modo:

$$R_1 = r_1/f_c$$

$$R_2 = r_2/f_c$$

$$X = 1 + (1 + R_2^2)/R_1^2$$

$$F_{1-2} = \frac{1}{2} \left[X - \sqrt{X^2 - 4(R_2/R_1)^2} \right]$$

$$F_{1-3} = F_{1-4} = \frac{1 - F_{1-2}}{2}$$

Dove:

r_1 raggio dell'avvolgimento medio;
 r_2 raggio del cerchio avente pari superficie del concentratore;
 f_c fuoco del concentratore;

Si è assunto che la quota di radiazione emessa dall'assorbitore che non investe il concentratore vada per metà al terreno e per metà al cielo. Utilizzando la classica analogia elettrica per la trattazione dei problemi legati ai fattori di vista, si riporta il circuito equivalente relativo al sistema. Il terreno e la volta celeste sono stati considerati a emissività unitaria, mentre il concentratore come corpo grigio ($\alpha = \varepsilon$) ed essendo la riflessività degli specchi molto elevata è stato possibile assumere, senza introdurre errori rilevanti, $\varepsilon_{\text{conc}} = 0$; le considerazioni appena esposte portano a trascurare completamente il ramo del concentratore.

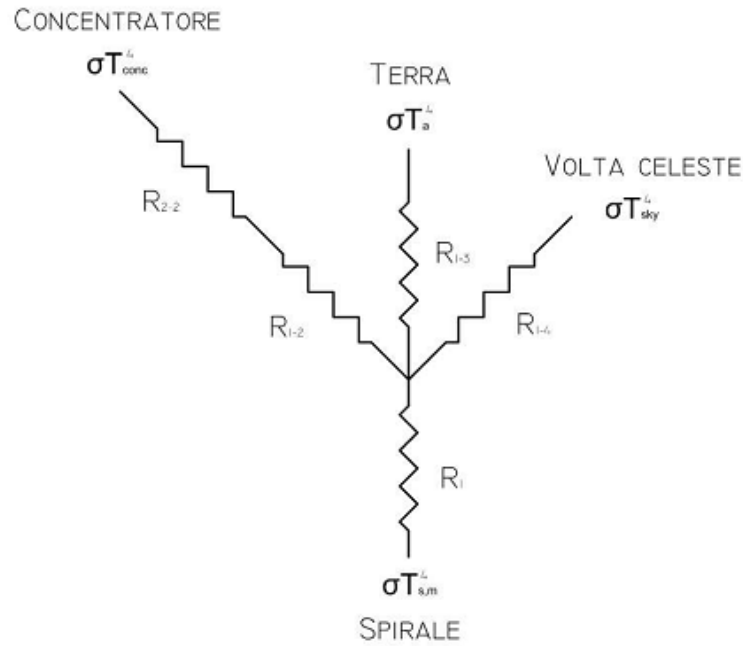


Figura 2.15. Analogia elettrica del sistema

A seguito delle considerazioni riportate si calcola la potenza persa da ogni spira per irraggiamento:

$$Q_{\text{irr}-i} = \sigma \left[\frac{(T_{s,m-i}^4 - T_{\text{conc}}^4)}{R_1 + R_{1-2} + R_{2-2}} + \frac{(T_{s,m-i}^4 - T_a^4)}{R_1 + R_{1-3}} + \frac{(T_{s,m-i}^4 - T_{\text{sky}}^4)}{R_1 + R_{1-4}} \right]$$

Con:

$$R_1 = \frac{1 - \varepsilon(T_{s,m-i})}{\frac{A_{\text{Lest}-i}}{2} \varepsilon(T_{s,m-i})}$$

$$R_{1-2} = \frac{1}{\frac{A_{\text{Lest}-i} F_{1-2}}{2}}$$

$$R_{1-3} = \frac{1}{\frac{A_{\text{Lest}-i} F_{1-3}}{2}}$$

$$R_{1-4} = \frac{1}{\frac{A_{\text{Lest}-i} F_{1-4}}{2}}$$

$$R_{2-2} = \frac{1-\varepsilon_{conc}}{\varepsilon_{conc}A_{conc}}$$

Le potenze perse per convezione e irraggiamento sono di modestissima entità in questa configurazione del ricevitore, a causa di una modesta superficie di scambio e un bassa temperatura a cui si porta la parete dell'assorbitore. Il termine convettivo risente anche molto ribassato per via dell'effetto di cavità che porta ad un coefficiente di scambio termico convettivo dell'aria nella cavità molto contenuto.

Valutazione della portata e della potenza utile

Si è proceduto impostando una portata e delle temperature di primo tentativo che verranno poi ricavate iterativamente avendo come vincoli i bilanci energetici e la temperatura del fluido in uscita dall'assorbitore. In questo modo si imposta il problema di scambio termico in funzione della portata circolante di fluido. Si ricavano quindi le temperature del fluido all'ingresso e all'uscita di ogni spira e le temperature caratteristiche della parete dell'avvolgimento. E' possibile a questo punto risalire alle potenze perse per irraggiamento e convezione di primo tentativo.

Le iterazioni procedono finché non vengono rispettate tutte le condizioni imposte. Come verifica si confrontano i valori della potenza utile in uscita ricavata da tre differenti bilanci:

$$Q_{out-i} = Q_{in-i} - Q_{conv-i} - Q_{irr-i}$$

$$Q_{out-i} = A_{Lint-i} h_{f-i} (T_{s,m-i} - T_{f,m-i})$$

$$Q_{out-i} = m c p_{f-i} (T_{f,out-i} - T_{f,in-i})$$

Considerando una configurazione operativa tipica del sistema:

$$I_{b,n} = 850 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$T_a = 15 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{f,in} = 40 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{f,out} = 70 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

si riporta il bilancio relativo a tutte le potenze in gioco pesate sulla potenza solare incidente sull'area del concentratore.

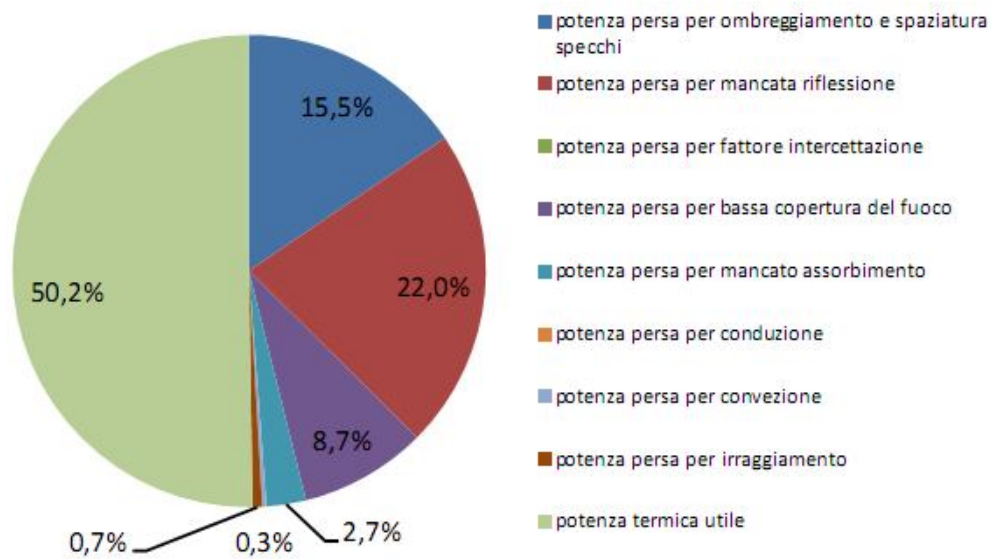


Figura 2.16. Bilancio di potenza nella configurazione base

Le potenze perse per convezione e irraggiamento risultano modestissime. Ciò è dovuto essenzialmente al basso ΔT tra la parete esterna del tubo e l'aria, alla limitata area di scambio e all'effetto di cavità che riduce sensibilmente il coefficiente convettivo dell'aria. Qualsiasi intervento mirato a combattere queste voci di perdita (copertura vetrata del ricevitore, rivestimento selettivo migliore con più basso coefficiente di emissione) è dunque da ritenersi superfluo, fintanto che il concentratore avrà come utilizzo quello di riscaldamento di acqua per uso sanitario. Le perdite maggiori risultano legate all'ottica, alle spaziature tra gli specchi, all'ombra del ricevitore, all'imperfetta riflessione ed una bassa copertura della zona illuminata da parte dell'assorbitore. Sono stati valutati i seguenti rendimenti:

η_{tot} rendimento totale;
 η_{conc} rendimento del concentratore;
 η_{ric} rendimento del ricevitore;

Il rendimento totale è stato valutato come rapporto tra la potenza utile ceduta al fluido e la potenza solare diretta incidente l'area di raccolta del concentratore:

$$\eta_{tot} = \eta_{conc} \cdot \eta_{ric} = \frac{Q_{utile}}{I_{b,n} A_{ap}} = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta T_{in-out}}{I_{b,n} A_{ap}}$$

Il rendimento del concentratore è stato valutato come rapporto tra la potenza che incide il ricevitore quadrato e la potenza solare diretta incidente l'area di raccolta del concentratore:

$$\eta_{conc} = \frac{Q_{i,ric}}{I_{b,n}A_{ap}} = \frac{I_{b,n}A_{ap}E\rho\tau\phi}{I_{b,n}A_{ap}} = E\rho\tau\phi$$

Il rendimento del ricevitore è stato valutato come la potenza utile ceduta al fluido e la potenza che incide il ricevitore quadrato:

$$\eta_{ric} = \frac{Q_{utile}}{Q_{ric}} = \frac{Q_{out}}{Q_{i,ric}}$$

È stato poi scorporato in un rendimento ottico (che contempla il fatto che non tutta la zona illuminata del ricevitore è coperta dall'assorbitore) e in un rendimento termico (rapporto tra la potenza utile uscente e quella incidente l'assorbitore).

$$\eta_{ric,ott} = \frac{Q_{i,ass}}{Q_{i,ric}}$$

$$\eta_{ric,th} = \frac{Q_{utile}}{Q_{i,ass}}$$

Si riportano i valori ottenuti.

Tabella 2.5. Rendimenti ottenuti

η_{tot}	0,50	rendimento totale
η_{conc}	0,63	rendimento concentratore
η_{ric}	0,80	rendimento ricevitore
$\eta_{ric,ott}$	0,82	rendimento ottico ricevitore
$\eta_{ric,th}$	0,98	rendimento termico ricevitore

2.5 Evoluzioni possibili

Attualmente il concentratore solare Solex è ben congeniato e poco migliorabile per dal punto di vista della movimentazione, del sistema di puntamento e meccanico. Una possibile via verso l'incremento di rendimento è quella di portare miglie delle caratteristiche di riflessione e concentrazione del sistema. La perdita energetica più rilevante (e anche più facilmente riducibile) è quella dovuta alla scarsa riflessività degli specchi la cui sostituzione porterebbe un netto beneficio al rendimento del sistema a fronte di un aumento contenuto dei costi. Un'altra perdita considerevole è legata alla copertura del fuoco (dovuta al fatto che l'area frontale dell'assorbitore è una circonferenza mentre la radiazione incidente proiettata degli specchi è quadrata). Anche questa può essere ridotta modificando leggermente il ricevitore. Analizzando le restanti voci di perdita si individuano senza troppe difficoltà accorgimenti in grado di ridurre l'entità; purtroppo non si trova nessuna soluzione che non stravolga la struttura attuale

della macchina o aumenti sensibilmente il costo. Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti nella configurazione attuale, dove vengono montati specchi aventi una riflessività $\rho = 74\%$, e in una possibile evoluzione in cui sono installati specchi con una riflessività $\rho = 92\%$ ed un ricevitore ottimizzato.

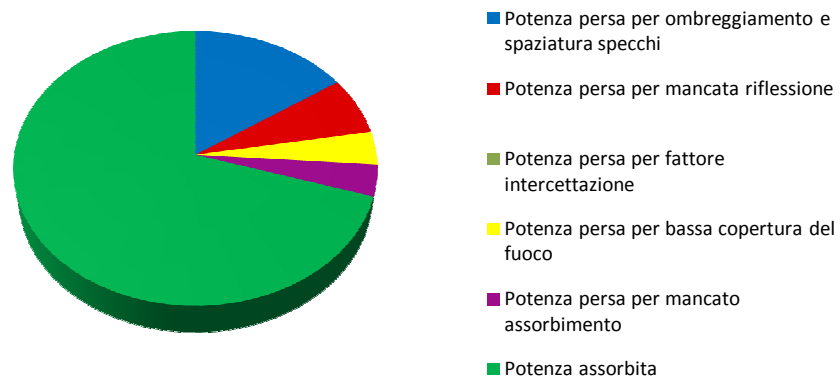


Figura 2.17. Bilancio energetico concentratore Solex attuale.

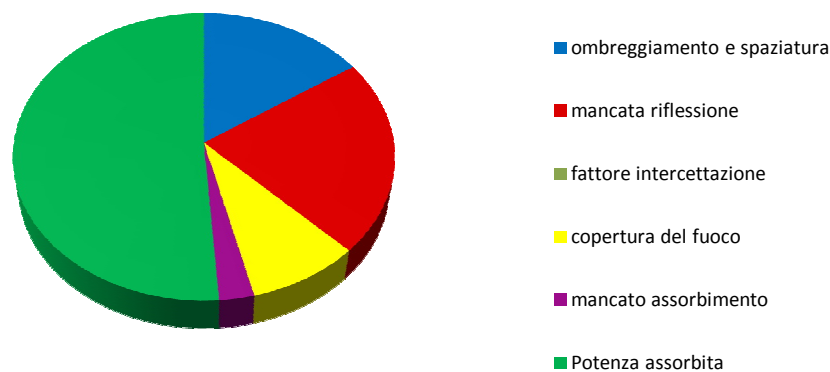


Figura 2.18. Bilancio energetico concentratore Solex evoluzione.

Osservando la Figura 2.17 e 2.18 si capisce quanto sia interessante considerare la configurazione alternativa proposta; mentre le perdite per mancata riflessione e scarsa copertura del fuoco vengono ridotte, aumenta la potenza assorbita e, anche se di poco, le perdite per mancato assorbimento. L'aumento delle perdite per mancato assorbimento è una conseguenza inevitabile dato che aumenta il flusso termico incidente. La potenza assorbita e di conseguenza la potenza termica prodotta aumentano considerevolmente.

3 Caratterizzazione

Per caratterizzazione si intende la descrizione di un sistema, specificandone le caratteristiche; per un impianto solare ciò si traduce nel descrivere e specificare il comportamento della macchina prevedendo il suo punto di funzionamento in base della zona climatica in cui è installato. L'unica condizione è quella di avere a disposizione i valori medi orari (relativi ad ogni ora dell'anno) di radiazione diretta e temperatura ambiente della zona considerata e di impostare i parametri di funzionamento.

Il modello precedentemente descritto nel capitolo 4 e usato per modellizzare il concentratore è stato ricreato in un foglio elettronico Excel denominato "ModelloSolex". Inserendo i valori d'irraggiamento diretto, temperatura ambiente, temperatura di mandata e ritorno del fluido di lavoro si ricava la portata circolante nell'assorbitore (di conseguenza la potenza termica trasferita al fluido di lavoro) ed il rendimento globale della macchina.

Volendo però descrivere anche il comportamento della macchina in un certo intervallo di tempo è stato realizzato uno strumento di calcolo avanzato denominato "ProduttivitàSolex", in grado di ricavare il rendimento della macchina in ogni ora dell'anno e in una qualunque zona climatica a condizione di disporre dei valori medi orari (relativi ad ogni ora dell'anno) di radiazione diretta e temperatura ambiente della zona considerata e di impostare la differenza di temperatura tra mandata e ritorno del fluido.

3.1 Ipotesi e semplificazioni introdotte

Durante la creazione dello strumento di calcolo sono state introdotte delle ipotesi semplificative, alcune strettamente necessarie, altre per ridurre il carico computazionale. Non vengono menzionate le ipotesi semplificative del foglio elettronico "ModelloSolex" (base del "ProduttivitàSolex") perché già ampiamente commentate nel capitolo 2.

Considerando il comportamento del concentratore in un arco di tempo relativo ad un anno invece che istantanee sono state fatte le seguenti assunzioni:

- coefficiente di scambio termico per convezione naturale uguale a costante (pari alla media annuale); giustificato date le modeste variazioni di tale coefficiente nell'arco dell'anno e i bassi valori delle perdite per convezione naturale (grazie all'effetto prodotto dalla cavità del ricevitore);
- effetto del vento trascurato, in quanto il ricevitore ha una conformazione tale da racchiudere e proteggere l'assorbitore dal vento. L'effetto di que-

sta configurazione è quella di ridurre fino quasi ad annullare le perdite per convezione esterna causate dal vento;

- perdite termiche relative al circuito idraulico trascurate, in quanto i condotti sono ben isolati e perché il fluido di lavoro si trova a temperature relativamente basse per tutto il ciclo di funzionamento;
- perdite idrauliche considerate all'interno dell'analisi economica come costo annuale relativo al consumo della pompa. E' stato assunto un valore medio annuo fornito dal costruttore.
- Fluido di lavoro approssimato ad acqua pura, pur essendo presente nel ciclo reale una percentuale di glicole etilenico (5%) necessaria per abbassare la temperatura di congelamento dell'acqua. Il glicole etilenico puro, nelle condizioni operative in cui si trova la caldaia, presenta una viscosità molto differente da quella dell'acqua, un calore specifico e una conduttività termica pari a circa la metà e una densità simile. Nonostante ciò, la semplificazione introdotta non introduce errori rilevanti data la bassa percentuale presente.

3.2 Strumento di calcolo

Lo scopo perseguito caratterizzando un sistema è di prevederne il comportamento in diverse condizioni operative e quindi nel caso di un concentratore solare, valutare le sue prestazioni se installato in diverse zone climatiche e calcolare la produttività in un certo intervallo temporale.

Il foglio elettronico è stato strutturato in modo da poter inserire set di dati ambientali (anch'essi riportati in fogli elettronici) relativi ad una qualunque zona climatica. I dati ambientali devono essere interpretati in base alla fonte di provenienza, infatti è necessario fare attenzione alle unità di misura ed eventualmente provvedere a convertire i valori di radiazione solare e temperatura ambiente per renderli compatibili con il procedimento impostato.

Una volta inseriti i dati, si procede impostando le temperature operative del sistema. La parte di calcolo e compilazione è stata separata in più sezioni in modo da poter scegliere il tipo di analisi più consono alle esigenze. Il foglio elettronico "ProduttivitàSolex" possiede tre possibilità di calcolo implementate rispettivamente in tre diverse macro (realizzate in linguaggio Basic):

1. la prima realizza una tabella, dove vengono riportate le prestazioni medie orarie nell'ipotesi in cui il concentratore operi con temperatura di mandata e ritorno fissate;

2. la seconda è sostanzialmente uguale alla prima con l'aggiunta della possibilità di far operare il concentratore tra temperature di mandata e ritorno diverse a seconda che i dati siano riferiti ai mesi estivi o invernali; variante pensata per l'ipotesi di accoppiare un frigorifero ad assorbimento al concentratore, in modo da poter fornire ad un utenza riscaldamento invernale e condizionamento estivo.
3. la terza realizza inizialmente una tabella mediando i valori orari di ogni mese in modo da ottenere i valori medi orari relativi al giorno medio di ogni mese, dopodiché ricava le prestazioni in funzione dei dati appena mediati per temperature operative fissate. Realizzata per effettuare una rapida analisi preliminare, in quanto i tempi impiegati dalle altre due possibilità sono lunghi dovuti al fatto che il procedimento di calcolo è iterativo.

L'ultima possibilità di calcolo descritta, relativa ai valori medi mensili, è comunque attendibile data la bassa sensibilità del sistema alle variazioni ambientali. Ciò è giustificato dalla Figura 3.1. in cui vengono riportati gli andamenti relativi ai rendimenti medi orari dei trentuno giorni di gennaio e maggio, e quelli relativi ai giorni medi dei medesimi mesi.

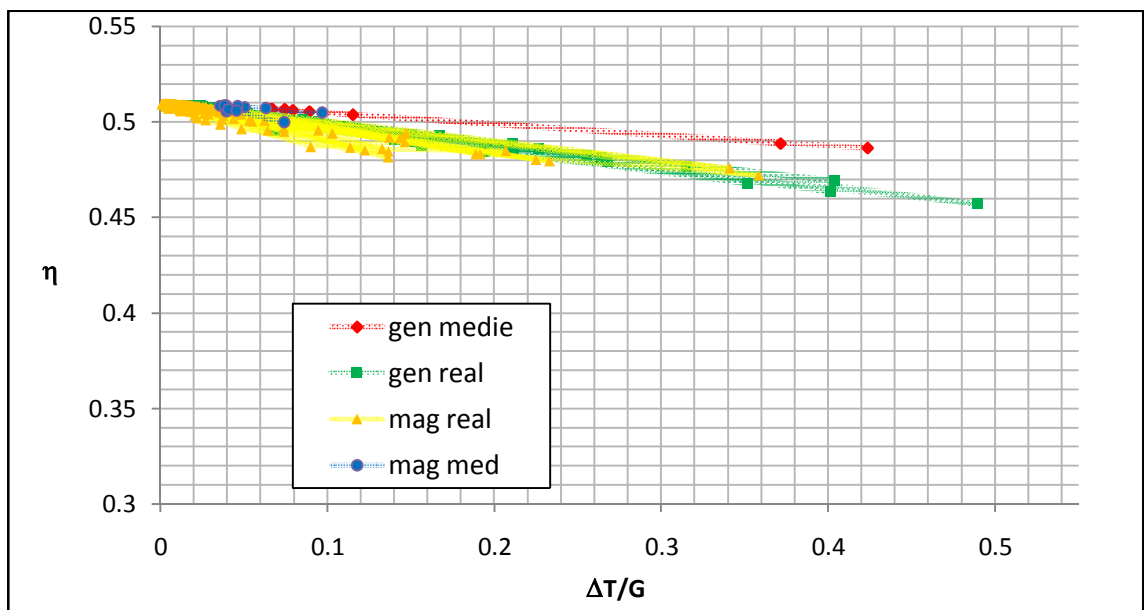


Figura 3.1. Confronto tra i risultati ottenuti utilizzando i dati medi orari giornalieri e quelli medi orari del giorno medio relativi a due mesi diversi, uno estivo e uno invernale.

Sono stati scelti due mesi appartenenti a stagioni diverse per avere un ulteriore riscontro; come si vede non ci sono grosse differenze tra i risultati ottenuti. La

motivazione è dovuta al fatto che il concentratore solare è poco influenzato dalle condizioni climatiche e dalla variazione dell'inclinazione dei raggi solari durante l'arco della giornata (il sistema ad inseguimento provvede a regolare costantemente la posizione della macchina), quindi il rendimento oscilla tra valori molto vicini nell'arco di un anno. Dalle considerazioni appena fatte e dai risultati riportati nel grafico è possibile affermare che non si introducono errori rilevanti utilizzando lo strumento di calcolo creato con dati orari relativi al giorno medio del mese invece che con dati medi orari.

3.3 Curva caratteristica del concentratore solare Solex

Il sistema viene caratterizzato attraverso il tracciamento di una curva in cui il rendimento del concentratore è in funzione di una temperatura specifica:

$$\frac{\Delta T}{G}$$

Con:

$$\Delta T = T_{mf} - T_{amb}$$

$$T_{mf} = \frac{T_{out} - T_{in}}{2}$$

Dove:

T_{in} temperatura mandata caldaia (fluido freddo)

T_{out} temperatura ritorno caldaia (fluido caldo)

T_{amb} temperatura dell'aria ambiente;

G intensità della radiazione diretta

La costruzione della curva caratteristica del sistema, avendo come variabili le condizioni ambientali e temperature operative, mette a disposizione un termine di confronto rispetto ad altri sistemi operanti nelle stesse condizioni. È importante considerare che le curve caratteristiche relative ai diversi impianti debbono essere interpretate nel modo corretto, dato che i sistemi solari operano solo in alcune ore nell'arco di una giornata e che i raggi solari che giungono sulla superficie terrestre variano continuamente angolo di incidenza. Da queste considerazioni risulta ovvio che il sistema migliore è quello che riesce a produrre la maggior quantità di energia termica nell'arco di un anno e quindi a garantire il più alto risparmio in termini economici. Per confrontare più sistemi dal punto di

vista prestazionale e di convenienza economica è necessario effettuare un'analisi approfondita dando il giusto peso ai vari fattori, in quanto, il fatto che un sistema possa raggiungere rendimenti più alti non implica che questo sia quello più produttivo e che quindi permetta il maggior risparmio. Ovviamente non vanno dimenticati i costi riguardanti l'investimento, manutenzione e apparecchiature ausiliarie.

3.4 Risultati della caratterizzazione

Lo scopo della caratterizzazione è di fornire un grafico in grado di descrivere le prestazioni della macchina in diverse condizioni operative. In particolare il grafico riporta l'andamento del rendimento termico del concentratore al variare del parametro $\Delta T/G$. La scelta di caratterizzare la macchina con questa tipologia di curva è dovuta alla facilità con cui diventa possibile confrontare le prestazioni di diversi sistemi nelle medesime condizioni ambientali ed operative. Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti per il concentratore Solex attualmente prodotto e per la sua possibile evoluzione con specchi ad elevata riflessività.

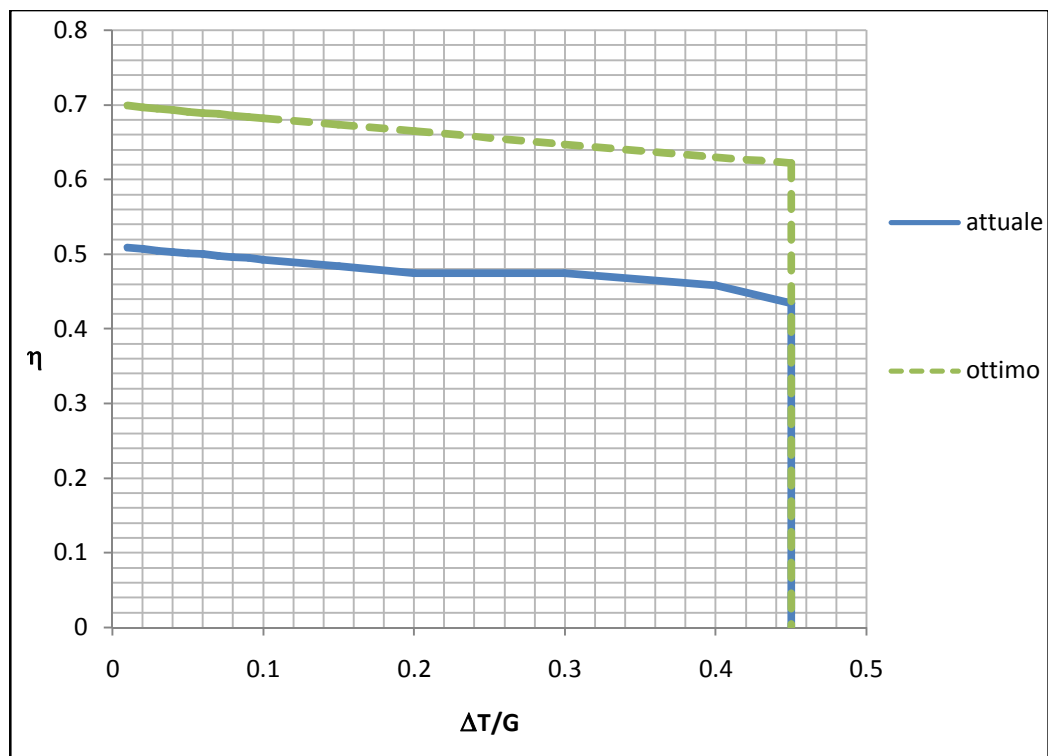


Figura 3.2. Caratterizzazione del concentratore Solex nella configurazione attuale e nell'ipotesi di utilizzare specchi con elevata riflessività. Le temperature di mandata e ritorno considerate sono rispettivamente di 60 e 30 °C

All'aumentare del valore di $\Delta T/G$ (quindi al diminuire della radiazione solare) il rendimento della macchina decresce poco alla volta fino ad arrivare ad un limite ricavato in corrispondenza di un valore di radiazione solare pari a $50 \text{ W/m}^2\text{K}$. In presenza di una radiazione inferiore al limite riportato, la macchina smette di funzionare (il concentratore continua ad inseguire la direzione di massima radiazione ma la pompa non fa circolare il fluido se non nel caso in cui aumenti troppo la temperatura dell'assorbitore, per cui effettivamente non produce energia termica sotto il valore limite descritto).

Una ulteriore analisi grafica è stata effettuata riportando graficamente le prestazioni del concentratore in funzione del solo ΔT (temperatura media operativa ed ambiente) ottenendo una famiglia di curve con pendenza decrescente all'aumentare della radiazione solare diretta incidente. Le temperature operative considerate variano in un intervallo da $30 \text{ }^\circ\text{C}$ a $90 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre sono state considerate due diverse temperature ambiente pari a $0 \text{ }^\circ\text{C}$ e $15 \text{ }^\circ\text{C}$ in modo da caratterizzare un campo operativo più ampio. Il risultato viene riportato di seguito.

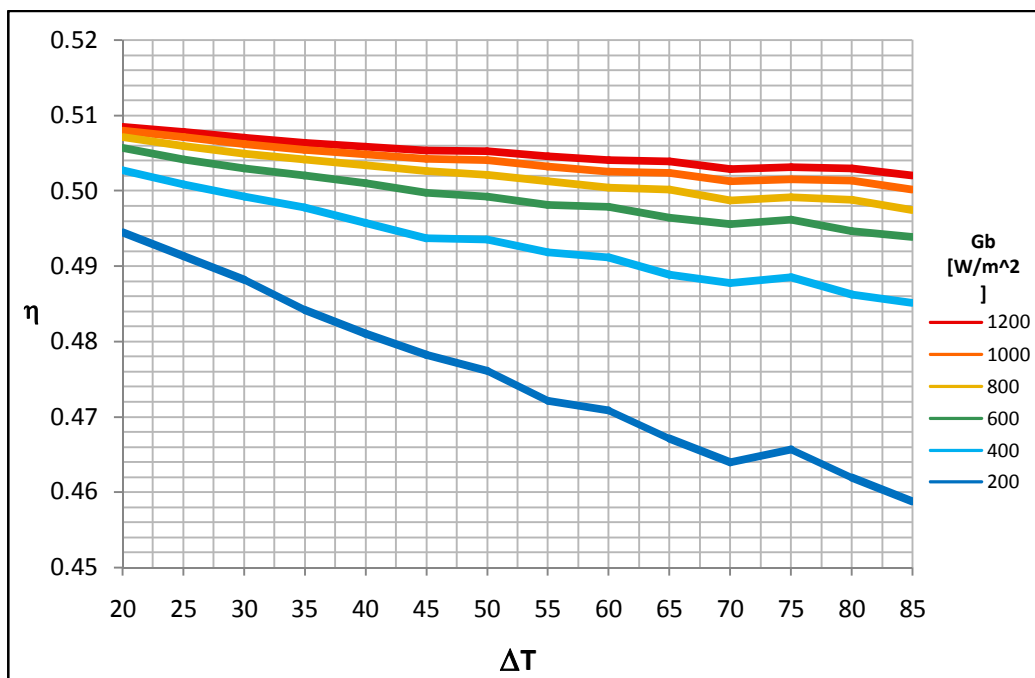


Figura 3.3. Caratterizzazione del concentratore Solex per diversi valori di radiazione solare

Osservando il grafico risalta la diminuzione di rendimento per bassi valori di radiazione solare. Tale diminuzione è però relativamente contenuta dato che il rendimento si abbassa in maniera sensibile per elevati ΔT e comunque si parla di pochi punti percentuali.

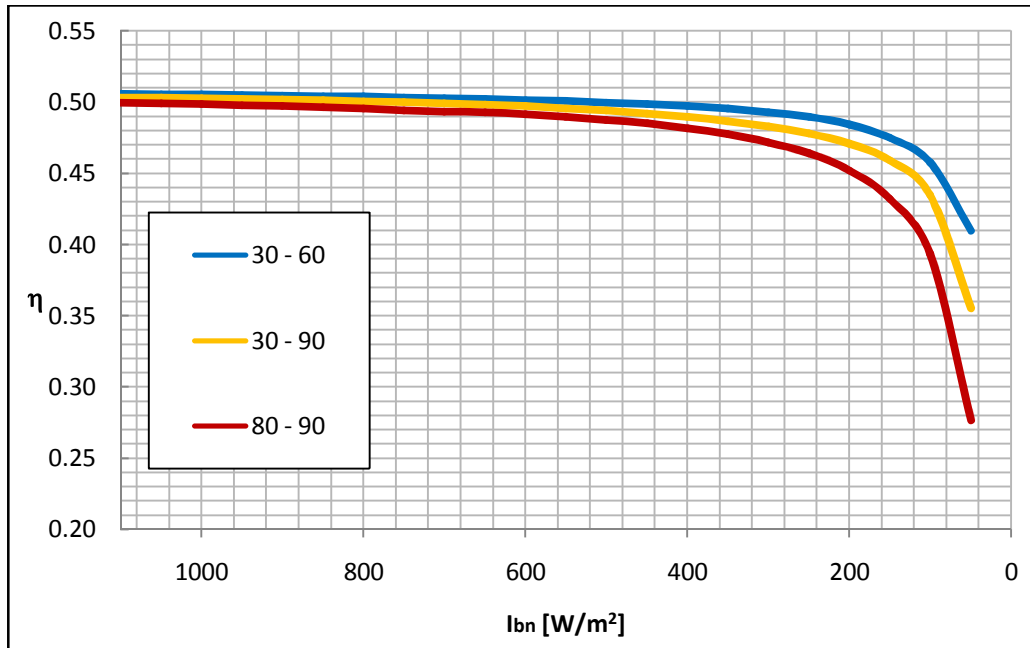


Figura 3.4. Andamento del rendimento del concentratore Solex in funzione della radiazione solare diretta per diverse temperature operative.

Ragionando a pari radiazione diretta incidente le prestazioni subiscono basse variazioni in funzione sia delle condizioni ambientali sia di quelle operative, anche se per raggiungere temperature prossime ai 90°C si registra una lieve diminuzione del rendimento.

4 Validazione del modello numerico

4.1 Obiettivi

L'obiettivo principale dalla campagna di misurazione è quello di poter validare, attraverso determinate operazioni, il modello di scambio termico di riferimento. Le operazioni eseguite sono state le seguenti:

- valutazione dei parametri ambientali
- misurazione delle grandezze caratteristiche del concentratore
- monitoraggio e registrazione
- elaborazione dei dati

I risultati ottenuti permetteranno successivamente di ritenere validi e significativi i confronti effettuati tra il concentratore solare Solex e le altre tecnologie considerate.

4.2 Schema impianto idraulico

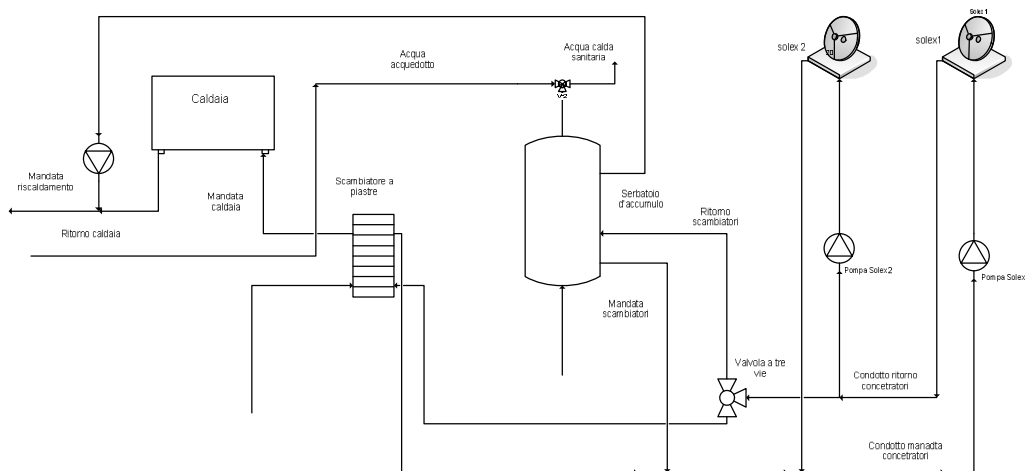


Figura 4.1. Schema impiantistico Standard.

La Figura 4.1 mostra la configurazione d'impianto in cui opera il concentratore solare Solex. L'impianto è costituito dai seguenti componenti:

- 2 concentratori solari parabolici Solex;
- 1 serbatoio d'accumulo di 500 litri;

- 1 scambiatore a piastre;
- 1 caldaia a condensazione;
- 5 circolatori:
 - 2 circolatori DUB Pumps 60/130 A: utilizzati per movimentare il fluido di lavoro all'interno dei circuiti dei due concentratori;
 - 1 circolatore Grundfos circolatore UP solar 25-60 180 per la movimentazione del ricircolo del serbatoio;
 - 1 circolatore Dub Pumps 60/130 per la circolazione di acqua calda sanitaria;
 - 1 circolatore Grundfos circolatore UP solar 25-60 180 a velocità variabile elettronicamente per l'invio di acqua ai pannelli radianti;

Regolazione circuito solare

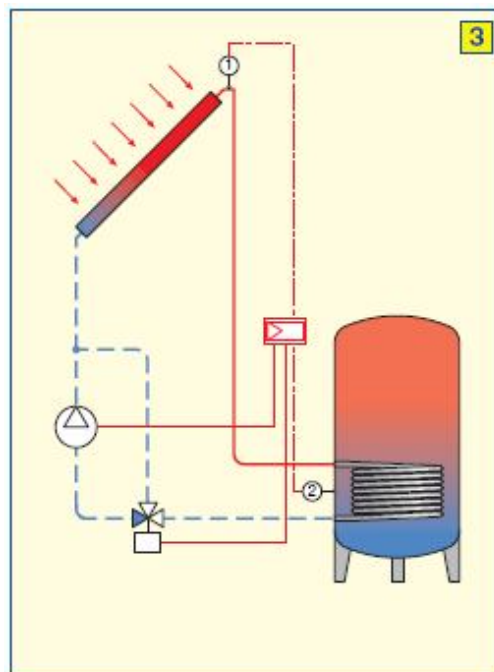


Figura 4.2 Schema di regolazione circuito solare

La regolazione del circuito solare si basa essenzialmente sull'uso di termoregolatori differenziali costituiti da:

- un regolatore che consente di impostare la differenza di temperatura voluta;

- due sonde atte a rilevare la temperatura del concentratore e del serbatoio d'accumulo.

Se tra il concentratore e il serbatoio, le sonde registrano differenze di temperature superiori al ΔT di taratura del regolatore, la pompa del circuito solare viene attivata. La taratura del termoregolatore è impostata su valori di ΔT nell'intorno degli $8[^\circ C]$, questo per tenere conto:

- delle perdite di calore che si verificano lungo i condotti del circuito pari a $0,2 [^\circ C/m]$;
- dell'obbligo di avere una certa differenza di temperatura all'attacco dello scambiatore;
- del fatto che l'impianto deve essere messo in funzione solo quando l'energia utile è superiore a quella consumata dalla pompa di circolazione.

Regolazione acqua calda sanitaria

Per quanto riguarda l'acqua calda sanitaria la regolazione avviene con il riscaldamento integrativo del serbatoio d'accumulo; se la temperatura dell'acqua scende al di sotto del suo valore di utilizzo, un termostato (tarato in base a tale temperatura) attiva la pompa del riscaldamento integrativo (ricircolo) effettuato nella parte alta del serbatoio per sfruttare al meglio la stratificazione dell'acqua. In Figura 4.3 è mostrato il suo schema di regolazione.

Va considerato che il riscaldamento integrativo attuato direttamente nel serbatoio d'accumulo fa crescere la temperatura di tutta l'acqua contenuta nel serbatoio stesso: fatto che può limitare la quantità di calore scambiabile fra i pannelli e l'accumulo. In Figura 4.3 è mostrato il suo schema:

Tale descrizione è stata fatta per contestualizzare il posizionamento e l'utilizzo, del concentratore solare su cui andremo a fare le misure, all'interno del circuito generale.

Nello specifico il circuito su cui è inserito il concentratore è costituito da condotti in rame diametro di 20 mm fino ad arrivare alla base della parabola per poi continuare con tubi in gomma flessibili di diametro 18mm che portano il fluido dalla base fino alla sommità del concentratore. L'ultima porzione di condotto che collega la caldaia ai tubi in gomma è in rame con diametro 20mm. Sul condotto di mandata è calettato un circolatore a tre velocità che permette la movimentazione del fluido di lavoro.



Figura 4.3. Schema regolazione acqua calda sanitaria.

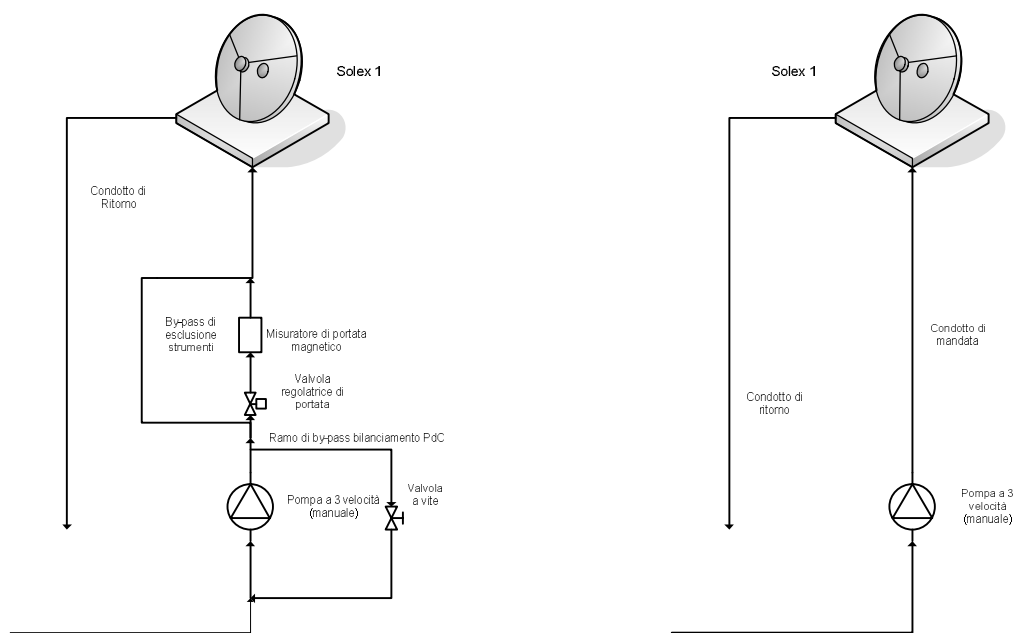


Figura 4.4. Schema impiantistico misurazioni.

Per effettuare la campagna di misure, il circuito relativo ad un concentratore è stato modificato per permettere l'alloggiamento del misuratore di portata e della valvola di regolazione. La configurazione finale del circuito è quella mostrata in Figura 4.4 in cui sono stati installati due rami di by-pass per permettere il funzionamento dell'impianto in modalità di regolazione ad intermittenza e nel caso di guasto della valvola regolatrice.

4.3 Strumenti di misura

Per valutare le prestazioni del sistema la procedura si avvale di un set di strumenti che possiamo classificare in tre principali categorie:

- strumenti utili alla valutazioni dei parametri ambientali,
- strumenti di misura dei parametri caratteristici della caldaia
- strumenti di acquisizione ed elaborazione dati.

In Figura 4.5 è mostrata una disposizione di massima degli strumenti impiegati in questa campagna di misura.

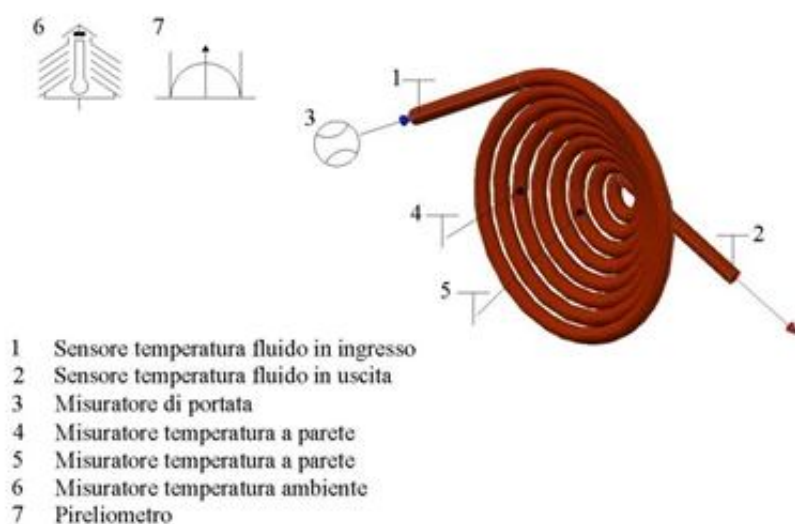


Figura 4.5. Schema del posizionamento degli strumenti.

La scelta degli strumenti di misura è stata fatta seguendo le linee guida della norma UNI EN 12975 ed il loro range di misura valutato rispetto ad un funzionamento dell'impianto in condizioni nominali.

Particolarmente difficile e complicata è stata la scelta sia della valvola regolatrice di portata che del misuratore di portata ed il loro accoppiamento reso più complicato poiché essendo calettati sullo stesso condotto devono avere condizioni operative simili e compatibili con le proprietà del fluido di lavoro ed operare (nel caso della valvola: regolare) in un range di portate ammissibili per il funzionamento del concentratore.

Le scelte che sono state effettuate sono il miglior compromesso fra l'aspetto economico (aspetto preponderante l'aspetto qualitativo - prestazionale degli strumenti):

- per il misuratore di portata dopo una attenta valutazione si è scelto quello con le più basse perdite di carico essendo la pompa di cui è fornito il circuito un circolatore e avente una prevalenza di solo 5 metri di colonna d'acqua.
- la valvola è stata scelta in funzione del suo turn down ratio (capacità di regolazione) e della pressione esistente nel circuito durante il funzionamento, di circa 3,8 - 3,2 [bar] a seconda della stagione.
- per i piranometri la discriminante della scelta è stata la variabile economica unita ad una buona accuratezza delle misure, ma la loro scelta è stata sensibilmente più semplice rispetto ai due strumenti precedenti.
- la scelta della termoresistenza rispetto ad una termocoppia è dovuta alla maggiore precisione garantita da questo tipo di sonde, tenendo anche conto che la norma UNI EN 12975 richiede sulle misure delle temperature del fluido nel collettore solare, una incertezza di $\pm 0,1$ K.

4.3.1 Strumenti per valutazione parametri ambientali

I parametri da misurare sono la radiazione solare globale e diretta e la temperatura ambientale.

Radiazione solare

Lo strumento utilizzato per effettuare la misurazione della radiazione solare diretta, ovvero quella che giunge a terra sotto un determinato angolo e senza subire riflessioni è il pireliometro. Tale strumento risulta essere molto costoso per via della sua capacità di inseguire il Sole, ed essendo il concentratore Solex A10 già dotato di un efficiente sistema di inseguimento, il pireliometro sarà sostituito da un piranometro opportunamente schermato e collocato sulla struttura a traliccio del concentratore;

- Piranometro LP PYRA 03 della Delta Ohm: misura l'irradiamento diretto e diffuso prodotto dal sole su una superficie piana [W/m^2].



Figura 4.6. Piranometro LP PRA 03.

E' provvisto di una cupola di diametro esterno di 32 mm e spessore 4 mm al fine di garantire un adeguato isolamento termico della termopila dal vento e per ridurre le sensibilità all'irradiazione termica, facendo anche una funzione di protezione dalla polvere che depositandosi potrebbe modificare la sensibilità spettrale. Strumento di Seconda classe (secondo la norma ISO 9060)

Tabella 4.1. Caratteristiche tecniche piranometro LP Pyra 03.

PYRANOMETRO LP PYRA 03		
Caratteristiche tecniche		
Sensibilità	13,22	$[\mu V/(W/m^2)]$
Impedenza	35,9	$[\Omega]$
Campo di misura	0 - 2000	$[W/m^2]$
campo di vista	2π	$[sr]$
Campo spettrale (trasmissione delle cupole)	305 ÷ 2800 (50%)	$[nm]$
	335 ÷ 2200 (95%)	$[nm]$
Temperatura di lavoro	- 40 ÷ 80	$[^{\circ}C]$
Peso	0,45	$[Kg]$
Caratteristiche tecniche secondo ISO 9001		
Tempo di risposta(95%)	<30	$[sec]$
Off-set dello zero:		
a) Risposta ad una radiazione termica di 2000W/m ²	< 25	$[W/m^2]$
b) Risposta ad un cambiamento della temperatura ambiente di 5[K/h]	< 6	$[W/m^2]$
Instabilità a lungo termine (1 anno)	< $ \pm 2,5 $	$[\%]$
Non linearità	< $ \pm 2 $	$[\%]$
Risposta secondo legge del coseno	< $ \pm 22 $	$[W/m^2]$
Selettività spettrale	< $ \pm 7 $	$[\%]$
Risposta on funzione della temperatura	< 8	$[\%]$
Risposta in funzione del Tilt	< $ \pm 4 $	$[\%]$

- Piranometro LP PYRA 12 della Delta Ohm: misura l'irradiazione su una superficie piana [W/m^2] e grazie all'utilizzo dell'anello di schermo misura solo l'irradiazione solare diffusa eliminando il contributo dell'irradiazione diretto.



Figura 4.7. Piranometro LP PYRA12.

Provvisto di due cupole concentriche con diametro esterno di 50 mm e 30 mm rispettivamente, questo al fine di garantire un adeguato isolamento termico della termopila dal vento, e per ridurre la sensibilità all'irradiazione termico.

Strumento di Prima classe (secondo la norma ISO 9060)

La logica di funzionamento dei due strumenti è il medesimo, basandosi infatti su un sensore a termopila; la superficie sensibile della termopila è coperta con vernice nera opaca che permette al piranometro di non essere selettivo alle varie lunghezze d'onda.

Il campo spettrale del piranometro è determinato dalla trasmissione della cupola in vetro di tipo K5. L'energia radiante è assorbita dalla superficie annerita della termopila, creando così una differenza di temperatura fra il centro della termopila (giunto caldo) ed il corpo del piranometro (giunto freddo). Tale differenza di temperatura è convertita in una differenza di potenziale grazie all'effetto Seebeck. La presenza delle cupole di vetro ha anche una funzione di protezione dalla polvere che depositandosi potrebbe modificare la sensibilità spettrale.

Tabella 4.2. caratteristiche tecniche Piranometro LP PYRA 02.

PYRANOMETRO LP PYRA 12 (LP PYRA 02)		
Caratteristiche tecniche		
Sensibilità	9,96	$[\mu V/(W/m^2)]$
Impedenza	37,2	$[\Omega]$
Campo di misura	0 - 2000	$[W/m^2]$
campo di vista	2π	$[sr]$
Campo spettrale (trasmissione delle cupole)	305 ÷ 2800 (50%)	$[nm]$
	335 ÷ 2200 (95%)	$[nm]$
Temperatura di lavoro	- 40 ÷ 80	$[^{\circ}C]$
Peso	0,9	$[Kg]$
Caratteristiche tecniche secondo ISO 9001		
Tempo di risposta(95%)	< 28	$[sec]$
Off-set dello zero:		
Risposta ad una radiazione termica di 2000W/m2	< 15	$[W/m^2]$
Risposta ad un cambiamento della temperatura ambiente di 5[K/h]	< ±4	$[W/m^2]$
Instabilità a lungo termine (1 anno)	< ±1,5	$[%]$
Non linearità	< ±1	$[%]$
Risposta secondo legge del coseno	< ±18	$[W/m^2]$
Selettività spettrale	< ±5	$[%]$
Risposta on funzione della temperatura	< 4	$[%]$
Risposta in funzione del Tilt	< ±2	$[%]$
Anello di schermo		
Peso	5,9	$[Kg]$
Diametro anello	570	$[mm]$
Altezza anello	54	$[mm]$
Diametro base	300	$[mm]$

La sensibilità S (o fattore di calibrazione) permette di determinare l'irradiamento (globale o diffuso a seconda del piranometro usato misurando un segnale in $[mV]$ ai capi della termopila. Misurata la differenza di potenziale ai capi della sonda l'irradiamento E_e si ottiene dalla seguente espressione:

$$E_e = DDP/S$$

Dove:

E_e Irradiamento solare

DDP Differenza di potenziale $[\mu m]$

S Fattore di calibrazione (diverso dallo strumento) $[\mu V/(W/m^2)]$

Il secondo piranometro, pur non essendo indispensabile per la valutazione delle prestazioni del concentratore, permetterà con successive analisi off-line sui dati

di operare un confronto con un classico pannello solare piano che operi nelle medesime condizioni di irraggiamento solare.

Temperatura ambiente

- termoresistenza ZTR 64/1P della Ascon: sonda Pt 100 alettata stagna in ASI 304, utilizzata per misurare la temperatura dell'aria esterna. Lo strumento va posizionato alla medesima quota dell'assorbitore e all'ombra come suggerito dalla norma UNI EN 12975. La norma prevede una precisione di $\pm 1 [K]$.
Campo di temperatura: $-50 \div 80 [^{\circ}C]$

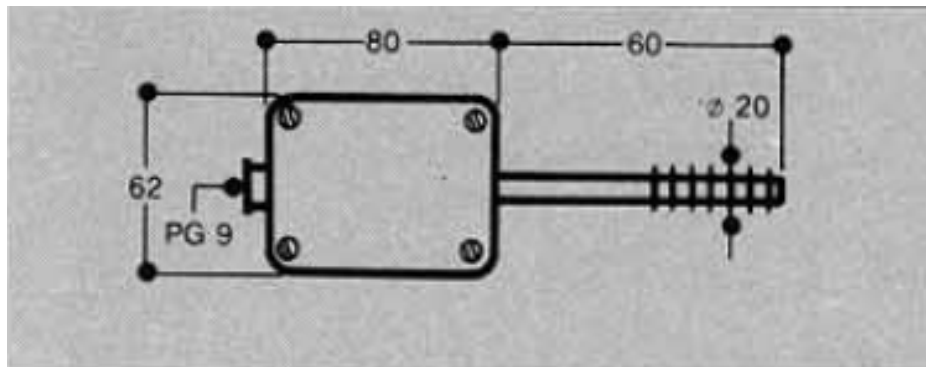


Figura 4.8. Termoresistenza ZTR 64/1P della Ascon.

4.3.2 Strumenti per valutazione parametri caldaia

I parametri da misurare sono la portata di fluido in caldaia, le temperature utili alla valutazione delle condizioni di esercizio quali la temperatura fluido ingresso e uscita caldaia. Per quanto riguardano le temperature superficiali del tubo sono state posizionate due termoresistenze, una sul tubo di ingresso e una sul tubo d'uscita della caldaia mentre sono stati omessi i due sensori sui tubi intermedi della caldaia a causa di particolari difficoltà di posizionamento.

- termoresistenza ZTR 15/1P della Ascon: sonda Pt 100 ad immersione, utilizzata per valutare la temperatura del fluido. Sensore provvisto di cavo tripolare sezione $3 \times 0,35$, isolato in vetrotex – silicone con calza in rame stagnato; fissaggio con raccordo filettato, precisione 1/3 DIN.
Campo di temperatura: $0 \div 350 [^{\circ}C]$

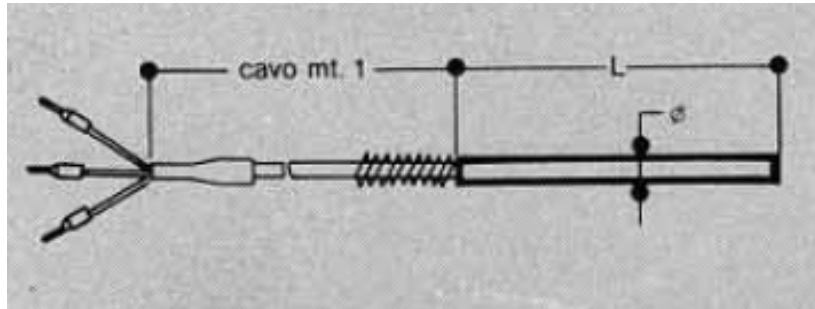
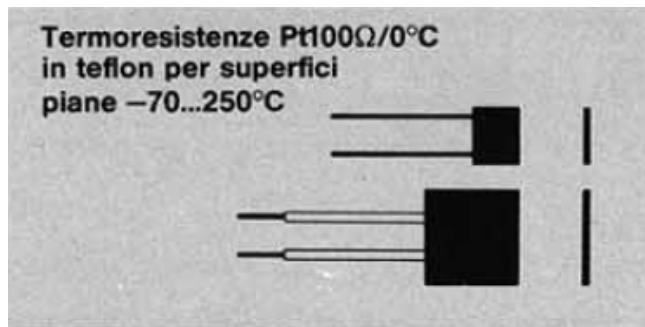


Figura 4.9. Termoresistenza ZTR 15/1P della Ascon.

- Termoresistenza ZTR 09/1P della Ascon: sonda PT100 a francobollo in teflon di precisione 1 DIN. Sensore a contatto utilizzato per effettuare la misurazione della temperatura sulla superficie esterna del tubo di rame della spirale.
Campo di temperatura: $-70 \div 250$ [°C]



4.10. Termoresistenza ZTR 09/1P della Ascon.

- Misuratore di portata magnetico MIK - 5NA20AL443 della Kobold: permette una misura diretta della portata fluente nel concentratore.

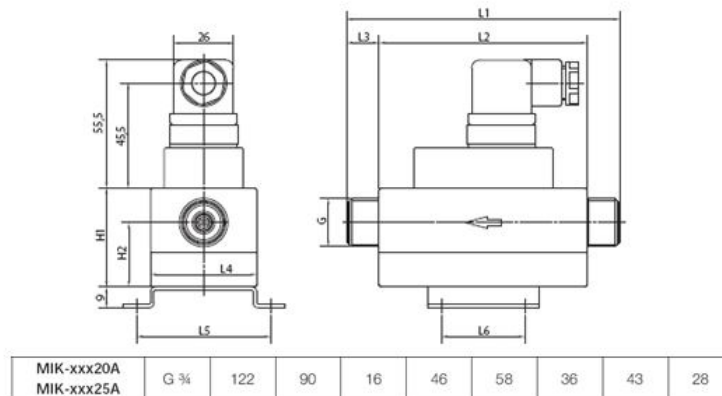


Figura 4.11. Misuratore di portata MIK - 5NA20AL443.

Il dispositivo funziona in base al principio di misurazione ad induzione magnetica. In accordo alla Legge di Faraday sull'induzione magnetica, una tensione viene indotta in un conduttore attraverso un campo magnetico. Il fluido di processo, conduttivo elettricamente, agisce da conduttore in movimento. La tensione indotta sul fluido è proporzionale alla velocità del flusso ed è perciò un valore per la portata volumetrica. La tensione introdotta è rilevata da due elettrodi che sono in contatto con l'agente di misura e quindi inviata ad un amplificatore di misurazione. Il campo di portata sarà calcolato in base alla sezione della tubazione. La misurazione non dipende dalla tipologia di liquido di processo, né dalle sue proprietà termofisiche. Il dispositivo è equipaggiato di un sistema elettronico compatto che contiene una uscita in commutazione e analogica.

Tabella 4.3. Caratteristiche tecniche misuratore di portata MIK - 5NA20AL443.

MIK - 5NA20AL443		
Caratteristiche tecniche		
fluidi	Liquidi con conduttività min di 30[$\mu S/cm$]	
	Acidi e soluzioni caustiche	
	Acqua potabile, di raffreddamento, di scarico	
	Acqua freatica	
	Soluzioni aggressive o salate	
Non idoneo per olio(mancanza conducibilità)		
Attacco	G 3/4 AG	
Diametro interno	10	[mm]
Campo di misura	0.5-10	[l/min]
Velocità flusso f. s. (fine scala)	3,5	[m/s]
Precisione	2,0	%
Ripetibilità	1,0	%
Principio	induzione magnetica	
Conducibilità elettrica	min 30	[$\mu S/cm$]
Temperatura Fluido		
Temperatura ambiente	[°C]	
Pressione Max	10	[bar]
Max perdite di carico	250	[mbar] a f.s
Parti a contatto		
Sensore tubo di misura	PPS con rinforzo in fibra di vetro	
Elettrodi	acciaio inox 1.4404	
Guarnizioni	NBR	
Tempo di risposta t90	circa 3 s (portata in aumento) circa 1 s (portata in diminuzione)	
Protezione	IP 65	
Elettronica		
Uscita	4-20 a 3 fili	[mA]
Max carico	500	[Ω]
Alimentazione	24	[V]
Consumo energetico	80	[mA]
Connessione elettrica	Maschio DIN 43650	

Tutti i misuratori che valutano le condizioni sulla spirale devono essere ovviamente provvisti di una prolunga sufficiente (almeno 7 m) per la trasmissione del segnale a terra.

- Termocamera: strumento sensibile alla radiazione infrarossa capace di ottenere immagini o riprese termografiche, impiegato per ricostruire la mappa termica della zona focale del concentratore.
Per tale strumento, il cui acquisto è particolarmente oneroso, è conveniente il noleggio, o eventualmente la richiesta di un'analisi termografica da parte di una squadra specializzata.. La scelta è ricaduta sul modello SAT – S280: termocamera di tipo standard, con possibilità di regolazione del valore di emissività dell'oggetto misurato e seguenti caratteristiche:
 - sensibilità 0,08°C,
 - range spettrale 8÷14 μm
 - sensore FPA 320x240 pixel

La termocamera riceverà sul suo detector la radiazione emessa in campo infrarosso dal bersaglio.

La possibilità di spot con valori di qualche centinaio di soli e di temperature locali oltre anche ai 500°C non crea problemi sulla misura dato che la termocamera può lavorare fino a temperature di 2000°C.

Per motivi di tempo ed economici le misure con la termocamera non saranno effettuate in questa fase di misurazione, perché ciò avrebbe previsto la sostituzione della caldaia solare con un pannello di metallo (bersaglio) verniciato per l'occorrenza con una vernice nera opaca (come descritto nel capitolo 2).

4.3.3 Strumento di regolazione

- Valvola 2836 della Bürkert :valvola proporzionale a 2 vie regolatrice di porta comandata elettromagneticamente attraverso un servomotore.

Tabella 4.4. Caratteristiche tecniche valvola proporzionale a 2 vie Mod 2836.

valvola proporzionale a 2 vie Mod 2836		
dati tecnici		
orifizio	8	[mm]
connessione condotto	G 3/4	
Kv (per H ₂ O) valutato ad 1 [bar] e 20 [°C]	1,5	[m ³ /h]
max Pressione operativa	5	[bar]
max temperatura operativa		[°C]
temperatura ambiente	max 55	[°C]
viscosità	max 21	[mm ² /s]
materiale corpo	acciaio inossidabile	
materiale guarnizione	FKM	
fluidi di lavoro	gas inerti liquidi vapore	
alimentazione	24	V
potenza richiesta	max 30	W
ciclo di lavoro	100% continuo	
dati tipici di controllo		
isteresi	<5%	
ripetibilità	<1% della f.s.	
sensibilità	<0,5% della f.s.	
rapporto di regolazione	1.25	
classe di protezione	IP 65	

- elettronica di controllo 8605:centralina di controllo elettronico serve per far funzionare la valvola proporzionale nell'intervallo dei 40-2000 mA. L'elettronica di controllo converte il segnale esterno in un segnale ad impulsi ad ampiezza variabile (PWM) con il quale si ottiene una apertura modulata della valvola; di conseguenza la portata di fluido di lavoro operante nel circuito potrà essere regolata a piacimento. Un controllo interno della corrente permette la correzione; con un fattore di utilizzazione, il segnale PWM; ciò assicura che per ogni valore del segnale di input, indipendentemente dalle condizioni termiche della bobina, è inequivocabilmente assegnato un determinato valore di corrente circolante nella bobina del servocomando.

Tabella 4.5. caratteristiche tecniche elettronica di controllo Mod 8605.

Elettronica di controllo Mod 8605		
Dati tecnici		
alimentazione	24	V
tolleranza di alimentazione	± 10 %	
residual ripple	± 5 %	
potenza richiesta	1	W
corrente in uscita (valvola)	2000	mA
Segnale in entrata	0 - 20	mA
impedenza entrata	<200	V
segnale uscita per controllo valvola	Segnale PWM- frequenza da 80 Hz a 6 kHz	
ramp function	Tempo variabile da 0 a 10 s	
classe di protezione	IP 65	
materiale	Poliammide/PC	

4.3.4 Strumenti per acquisizione dati

La raccolta dei dati viene effettuata mediante la strumentazione di una stazione di lettura e di analisi dei dati provenienti dai sensori gestibile anche a distanza attraverso un protocollo TCP.

- sistema di acquisizione modello D9 5150 000 della Ascon, con montaggio da guida DIN: è un acquisitore a due canali indipendenti, e comunicazione seriale RS485, protocollo di trasmissione dati MODBUS. Il modulo presenta due ingressi di misura isolati, un ingresso digitale per comandi esterni e quattro uscite digitali (allarmi); è un sistema di acquisizione dati flessibile, essendo i segnali in uscita dai sensori in nostro possesso di diversa natura. Il Modulo D9 permette la lettura di qualsiasi tipo di segnale con la possibilità di configurare l'acquisitore tramite il suo software di gestione.
- convertitore Modbus TCP slave/RTU master DY 5020.000: è un dispositivo elettronico montabile su guida DIN che consente di scambiare dati tra un bus seriale RS485 e un bus Ethernet 10/100 mediante protocolli Modbus RTU e Modbus TCP. Ha le seguenti caratteristiche:
 - Alimentazione 24 V
 - RS485 optoisolata
 - Temperatura di funzionamento 0-70°C

Il convertitore di protocollo Modbus TCP slave/RTU master può essere configurato facilmente mediante l'utility di configurazione, la quale consente di gestire progetti diversi e salvarli all'interno del proprio PC e scaricarli nel dispositivo. Può essere usato in due modalità operative:

- Routing, in cui viene inoltrato il comando modbus sulla linea seriale usando gli stessi indirizzi richiesti
- Natting, in cui vengono modificati gli indirizzi del dispositivo e del dato mediante una tabella di traduzione degli indirizzi.

Questo consente di collegare in rete l'acquisitore e quindi di monitorarlo a distanza.

- alimentatore 45 W modello DELTA2AL4524 della Ascon: trasformatore / raddrizzatore converte da 220V alternata in 24 V continua con cui si alimentano moduli:
- Modulo di regolazione modello D3 5155.000 della Ascon: permette la regolazione di una grandezza in funzione di un parametro in entrata.
- Software di supervisione software di supervisione e di acquisizione dati in italiano con sistema di autoconfigurazione per gli strumenti Ascon, modello LSAUTOLINKDIN/TCP della Ascon. Il software permette la visualizzazione istantanea delle grandezze controllate, la creazione di trend storici, pagine grafiche e l'esportazione dei dati verso i più diffusi database.

4.4 Metodologia di misura

Lo scopo della campagna di misurazione è quello di ottenere una caratterizzazione empirica del concentratore Solex da poter poi confrontare con la caratterizzazione ottenuta attraverso l'utilizzo del modello numerico da noi costruito.

Le misure sono state effettuate con l'intento di monitorare i parametri del concentratore (temperature, portate) e ambientali (radiazione e temperatura ambiente) al fine di poter risalire alla potenza termica prodotta nell'arco di un certo periodo temporale.

L'introduzione della valvola regolatrice è stata una scelta obbligata poiché il metodo di regolazione attuale del circuito solare è ad intermittenza: la pompa viene messa in funzione solo quando la differenza di temperatura fra il serbatoio e il fluido nel concentratore superano un certo ΔT ; ciò renderebbe difficile la valutazione della potenza termica prodotta a causa della continua variabilità dei parametri caratteristici monitorati (temperature e portate).

L'introduzione dell' elettrovalvola rende la regolazione continua avendo come parametri fissi la temperatura di ritorno e di mandata (caso particolare) del concentratore ed avendo come unico parametro variabile la portata. In tale modo impostando diversi valori di temperatura del fluido di mandata si potranno ottenere diverse curve caratteristiche del sistema in aggiunta alla curva caratteristica adimensionale.

Le misure, quindi, verranno effettuate mantenendo la temperatura del fluido di ritorno dal concentratore (temperatura fluido in uscita dalla caldaia) costante, attraverso la valvola di regolazione che varierà la portata circolante nel circuito in funzione dell'intensità della radiazione incidente sugli specchi

5 Confronto di produttività

Potendo prevedere le prestazioni del sistema in ogni ora dell'anno diventa possibile analizzare il concentratore Solex.

In questa parte del lavoro verranno presi in considerazione alcuni confronti, tecnico produttivo economici, riguardanti il concentratore Solex. Supponendo che il concentratore venga installato in una zona di cui siano noti i valori orari medi annui e imponendo le temperature operative del ciclo (le temperature verranno scelte in funzione dell'utenza che deve essere alimentata), è possibile calcolare l'energia prodotta nell'anno medio e quindi ricavare il risparmio in termini economici rispetto alla possibilità di produrre la stessa quantità energia attraverso la combustione di gas naturale in caldaia. In seguito viene svolta una ulteriore analisi che valuta le potenzialità del sistema a concentrazione rispetto alla tecnologia dei collettori solari piani ed evacuati.

5.1 Confronto fra il concentratore solex e la sua evoluzione

Si riporta il confronto fra le prestazioni del concentratore Solex in configurazione e quelle in configurazione evoluta, ricavate per diversi valori di temperature operative e a parità di condizioni ambientali. Osservando la Figura 5.1 si riscontra l'effetto diretto che porta l'utilizzo di specchi ad elevata riflessività, infatti l'andamento delle curve della macchina evoluta sono pressoché identiche a quelle della macchina attuale traslate in direzione verticale.

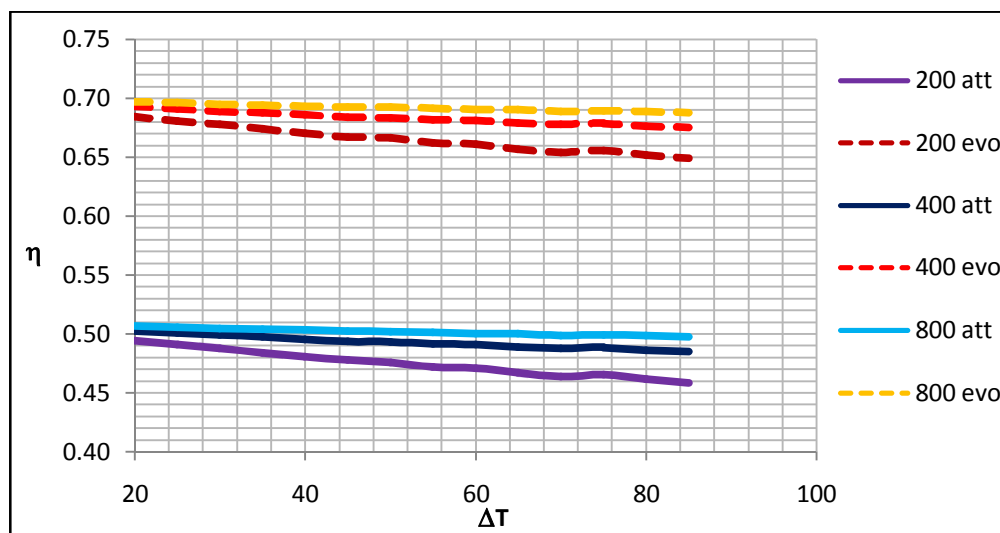


Figura 5.2. Confronto a parità di condizioni ambientali e operative tra il concentratore nello stato attuale e nella sua possibile evoluzione

Queste considerazioni sono state riprese, anche se note da studi precedenti, per permettere una più semplice comprensione delle analisi seguenti. In conclusione si riporta in Figura 5.3 un confronto relativo alla produttività media annuale tra il sistema attuale e quello evoluto.

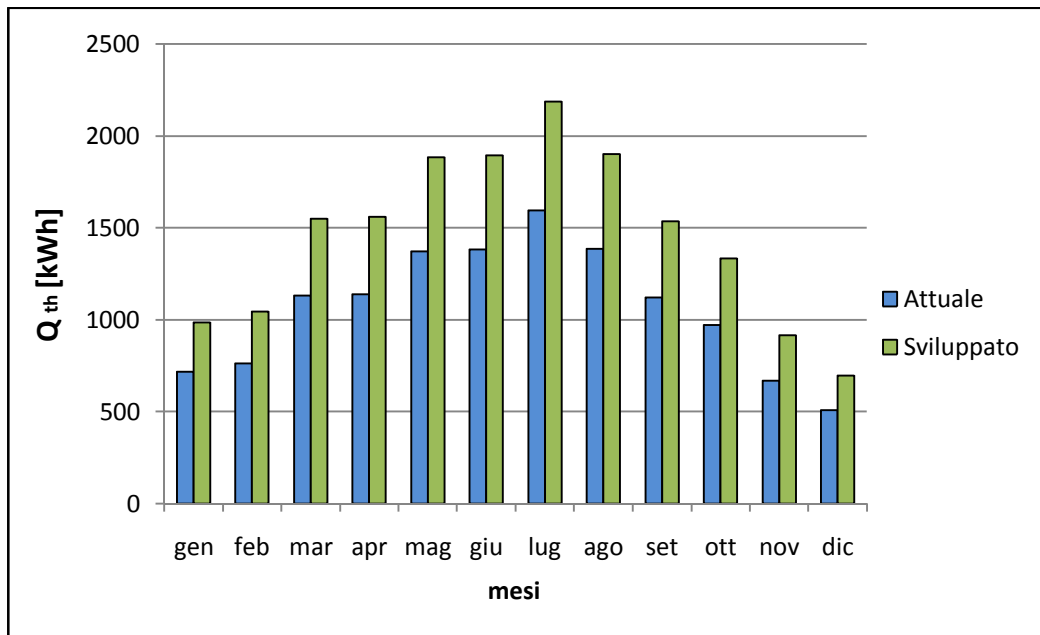


Figura 5.4. Confronto della produttività annuale del concentratore Solex nella configurazione attuale e in quella evoluta. Il confronto è stato svolto riferendosi ai dati ambientali di Pordenone.

5.2 Confronto tra diverse zone climatiche

Confronto svolto in funzione della località di installazione (e quindi di funzionamento) del concentratore. Sono stati utilizzati i dati di Pordenone per l'Italia settentrionale e quelli di Palermo l'Italia meridionale. I dati riferiti ad entrambe le località sono stati ottenuti dal software TRNSYS, il quale è in grado di calcolare statisticamente le condizioni climatiche di una qualunque zona; in funzione della fascia climatica in cui si trova è in grado di calcolare l'intensità di radiazione diretta, diffusa e globale su un piano orizzontale, mentre per quanto riguarda le previsioni atmosferiche utilizza un algoritmo statistico insieme ad un database interno. In entrambi i casi non sono state fatte considerazioni riguardanti l'utenza che deve essere alimentata dalla macchina, in modo da confrontare le prestazioni solamente in funzione delle condizioni ambientali. I parametri di funzionamento scelti per effettuare questo confronto sono:

- temperatura di mandata del fluido di lavoro impostata a 60 [°C];

- temperatura di ritorno del fluido di lavoro imposta a 30 [°C].

Lo scopo di quest'analisi è quello di evidenziare la dipendenza delle prestazioni del concentratore dalla posizione in cui viene installato; ciò spiega il perché sono state mantenute fissate le temperature operative per l'intera durata dell'anno solare. I parametri variabili sono quindi la radiazione solare totale (oltre che nell'intensità anche nella composizione) e la temperatura ambiente. In Figura 5.5 vengono riportati i risultati ottenuti.

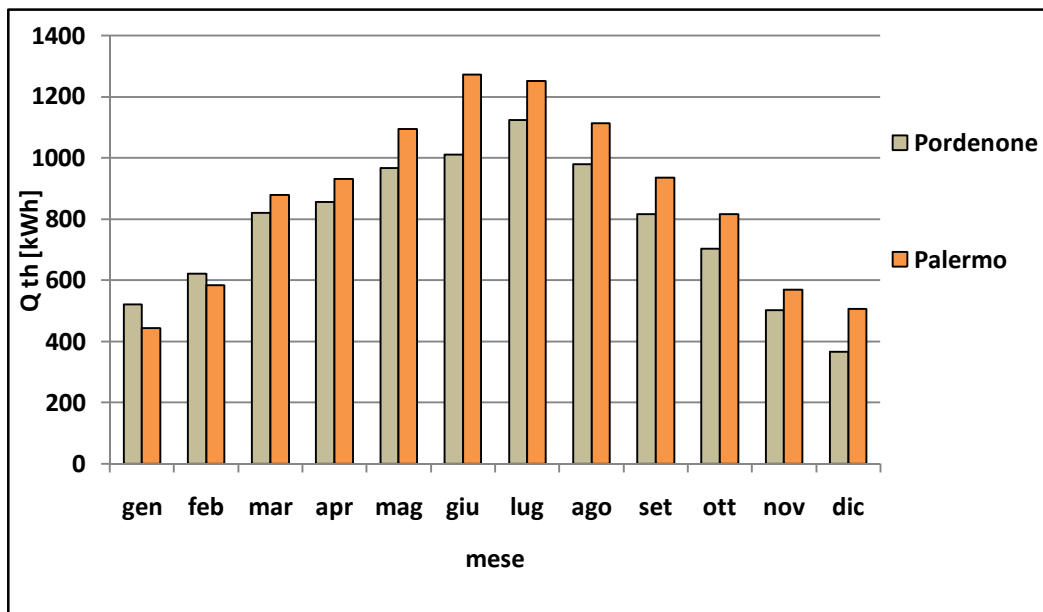


Figura 5.6. Confronto tra le prestazioni ottenibili installando il concentratore al nord ed al sud Italia.

I risultati sono abbastanza scontati date le ben note differenze climatiche tra nord e sud Italia. In Figura 5.5 sono riportate le previsioni relative ai singoli mesi, mentre in Figura 5.7 è riportata la previsione annuale. Quantificando il confronto, è possibile concludere che in un anno medio un concentratore Solex installato a Palermo è in grado di produrre circa il 10 % di energia termica in più rispetto ad uno installato a Pordenone.

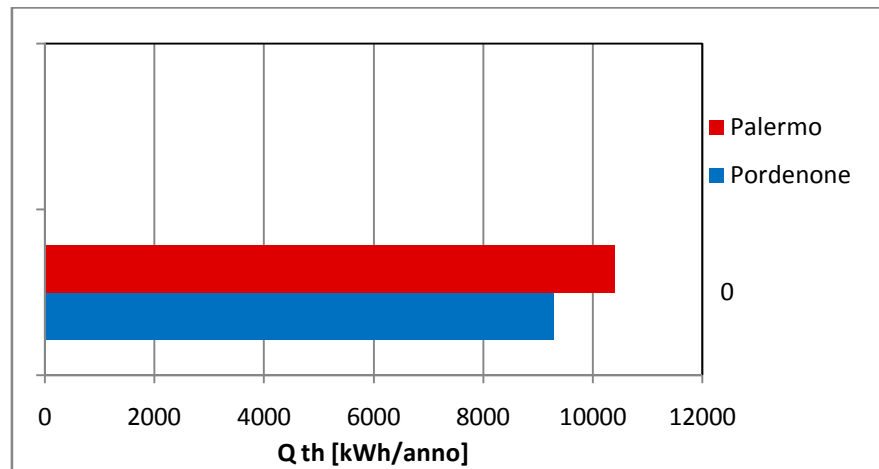


Figura 5.8. Confronto tra le prestazioni ottenibili installando il concentratore Solex al nord ed al sud Italia nell'arco dell'anno medio.

5.3 Confronto economico rispetto ad altre tecnologie solari

Per eseguire il confronto viene utilizzato un modello di calcolo in grado di prevedere le prestazioni dei pannelli solari piani (sostanzialmente simile a quello creato per il concentratore). L'analisi comparativa verrà eseguita in diverso modo a seconda di ciò che si vuole verificare:

- per confrontare le prestazioni è sufficiente ipotizzare che entrambi i sistemi si trovino nelle medesime condizioni, e cioè che siano installati nella stessa posizione geografica, che si trovino nelle stesse condizioni ambientali e che operino tra le stesse temperature. In sostanza è sufficiente confrontare le curve che caratterizzano il funzionamento dei due sistemi.
- il confronto in termini economici deve essere effettuato aggiungendo altri vincoli in quanto diventa necessario considerare più fattori.

Per capire quale sistema permette un maggiore risparmio energetico è necessario conoscerne il comportamento in ogni istante dell'anno in modo da ricavare quanta energia è in grado di convertire nell'arco di un anno perché il fatto che un sistema possa raggiungere alti rendimenti non implica che questo sia quello più produttivo e che quindi permetta il maggior risparmio. Dato che un'analisi di questo tipo diventa molto pesante, sono stati considerati i valori storici medi orari dei 365 giorni costituenti l'anno solare (relativi alla zona climatica scelta) per ottenere la potenza convertibile mediamente in ogni ora dell'anno (conseguenza del calcolo iterativo del rendimento medio relativo ad ogni ora). Dalla somma dei valori medi orari si ottiene la previsione della potenza producibile in ogni mese e di conseguenza quella annuale. Conoscendo la previsione annuale della

potenza producibile da entrambi i sistemi e conoscendo anche il costo che comporterebbe produrre la medesima potenza da altra fonte (gas naturale bruciato in una caldaia dato che è l'alternativa più semplice ed economica) si quantifica il risparmio ottenibile con un sistema e con l'altro. In questo modo si ottiene l'energia risparmiabile annualmente in media; nei seguenti capitoli sono state svolte ulteriori analisi considerando il costo dei due impianti e la vita utile per avere un confronto più completo. In questo primo confronto vengono considerati pannelli piani, pannelli evacuati e il concentratore Solex (e la sua evoluzione precedentemente descritta). E' stato svolto un confronto specifico in riferimento ad 1 m² di superficie di ogni sistema solare. Nel seguito verrà svolta un'analisi economica più specifica.

5.3.1 Descrizione sistemi solari alternativi

Per completezza si descrivono brevemente le due tecnologie solari che verranno considerate per effettuare il confronto:

- Collettori solari piani: costituiti da un assorbitore, un vetro protettivo ed una cornice contenitiva che permette di isolare l'assorbitore (parte a più alta temperatura).

L'assorbitore può essere costituito da rame (o peggio a volte in alluminio) verniciato di nero: questo diminuisce di molto il rendimento, in quanto la semplice vernice nera non riesce a 'convertire' tutte le gamme di frequenza in calore poiché parte della radiazione viene riflessa. Il miglior materiale con cui l'assorbitore può essere costruito è una sottile lastra di rame rivestita da materiale selettivo; il tutto deve essere saldato nella maniera ottimale ai vari tubicini di rame che trasportano il liquido da scaldare.

Il vetro che deve essere robusto, ma allo stesso tempo trasparente il più possibile alle varie gamme di frequenze, in modo da non essere 'opaco' a frequenze di luce particolarmente utili.

L'isolamento della parte inferiore e laterale dell'assorbitore: queste parti spesso nei periodi freddi possono far scendere notevolmente il rendimento dell'impianto, perché se non ben isolate potrebbero raffreddare l'assorbitore, e quindi l'acqua in esso contenuto. Tutti i tipi di pannelli solari piani hanno rendimenti simili e molto alti durante i mesi più caldi, mentre nei mesi freddi le prestazioni calano a seconda della qualità.

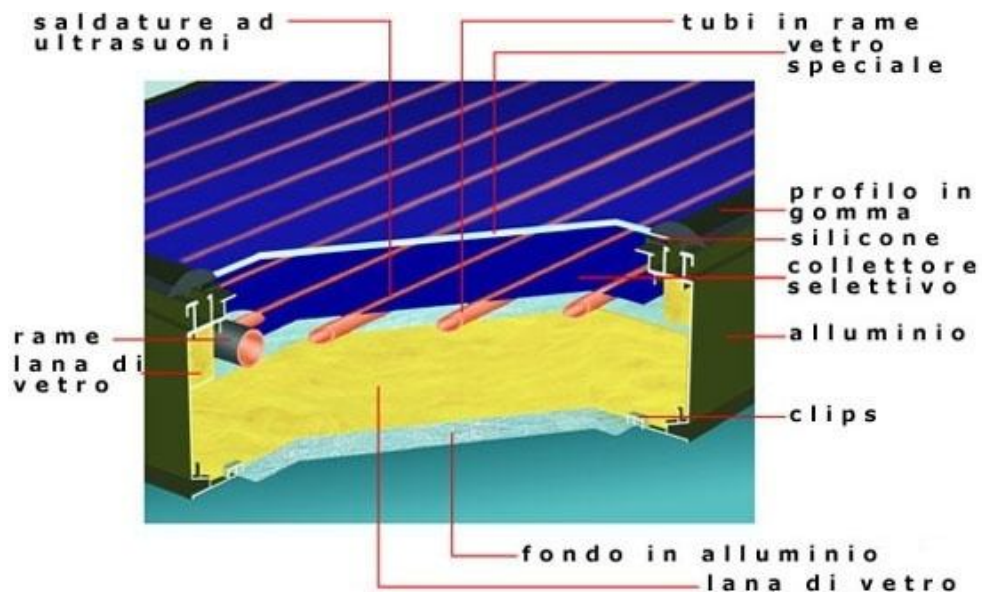


Figura 5.9. Sezione di un pannello solare piano

- Collettori solari evacuati costituiti da un assorbitore, un vetro protettivo ed una cornice contenitiva che permette di isolare e mantenere sottovuoto l'assorbitore (parte a più alta temperatura).

La condizione di depressione serve a ridurre ogni forma di dispersione di calore verso l'ambiente dovuta a convezione e conduzione. In fase di assemblaggio viene aspirata tutta l'aria presente tra assorbitore e vetro in modo da creare il vuoto (ottimo isolante termico). Questo sistema, anche se alza i costi di produzione, fornisce un aumento del rendimento del pannello e permette di riscaldare l'acqua a temperature più elevate dei comuni pannelli solari piani. La preferenza per una tipologia o l'altra di pannello è dettata al tipo di utenza che deve essere alimentata.

La circolazione del liquido avviene con l'aiuto di pompe o circolatori che vengono azionate quando il fluido vettore all'interno dei pannelli si trova ad una temperatura più elevata rispetto a quella dell'acqua contenuta nei serbatoi di accumulo. Per regolare la circolazione vengono utilizzati sensori elettrici che confrontano la temperatura del fluido vettore nel collettore con quella nel serbatoio di accumulo. Normalmente, il circuito idraulico collegato al pannello è chiuso e separato rispetto a quello che circola nell'impianto di riscaldamento ed il calore viene scambiato posizionando una serpentina nel serbatoio d'accumulo o con uno scambiatore a piastre (a dipendenza del tipo di impianto).

5.3.2 Confronto prestazionale rispetto ad altre tecnologie solari

Curve caratteristiche

Vengono riportate considerazioni relative ad un caso generico in quanto non sono stati considerati carichi termici da alimentare. Questo confronto è utile al fine di poter visualizzare le curve caratteristiche delle diverse tecnologie solari ottenendo graficamente una prima valutazione sulle loro prestazioni.

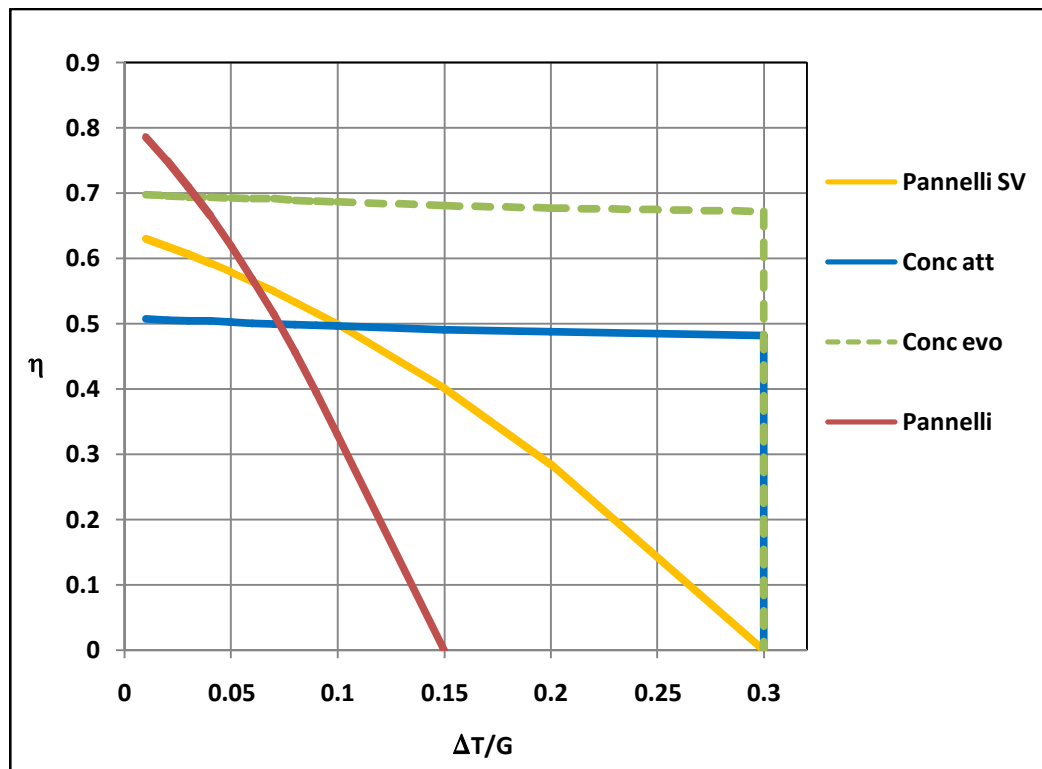


Figura 5.10. Confronto tra le curve caratteristiche di pannelli piani, pannelli evacuati, concentratore Solex e una sua evoluzione

Le curve riportate in Figura 5.11 sono state ottenute considerando in tutti i casi una radiazione solare di $800 [W/m^2]$ (nel caso dei pannelli piani ed evacuati radiazione totale mentre per il concentratore radiazione diretta) e diversi valori di temperature operative di mandata e di ritorno del fluido di lavoro. Ai fini dell'analisi della produzione energetica questo confronto ha poco valore, ma è stato comunque riportato per chiarire le differenze tra i due sistemi.

Confronto prestazionale su base annua

Passando ad un confronto più significativo si riportano le prestazioni dei si-

stemi ricavate in ogni mese dell'anno, utilizzando i dati medi orari della radiazione globale incidente su un piano orizzontale per i pannelli e quelli medi orari di radiazione diretta (relativi alla zona climatica di Pordenone). Le temperature operative di mandata e di ritorno del fluido di lavoro utilizzate sono rispettivamente 60 e 30 °C. In Figura 5.12. si riportano i rendimenti relativi a un anno medio.

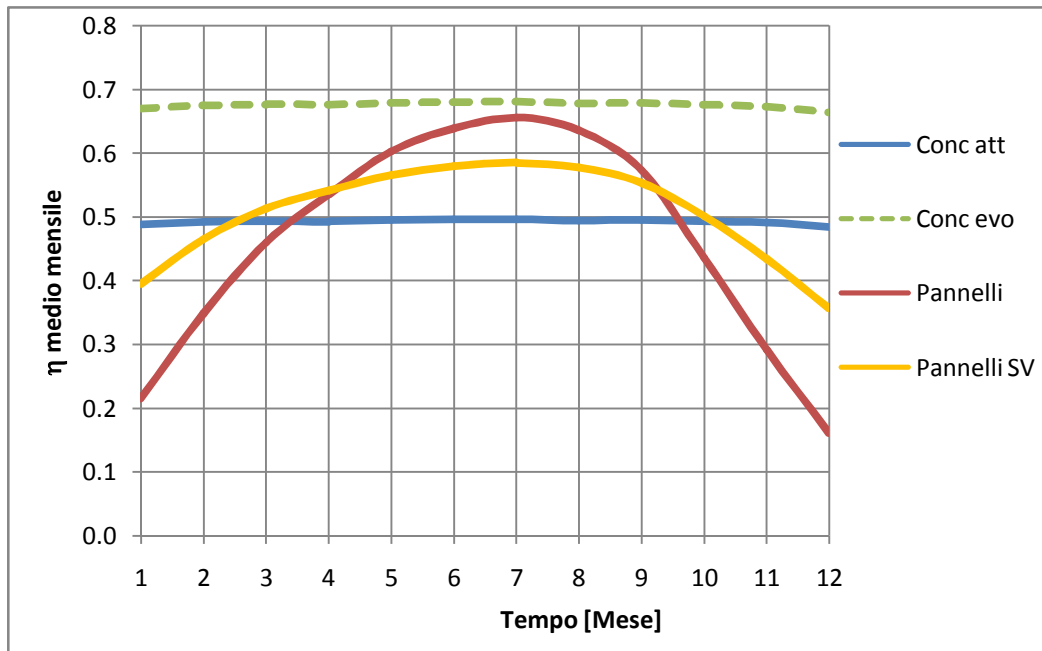


Figura 5.13. Rendimento medio mensile di pannelli piani, pannelli evacuati, concentratore Solex e una sua evoluzione.

Osservando il grafico sopra riportato risultano più chiare le differenze tra i vari sistemi. Il divario principale si nota nei mesi invernali dove la radiazione solare è bassa come anche le temperature ambientali. In queste condizioni il sistema a concentrazione è favorito perché lavora bene con valori di radiazione bassi ed è poco influenzato dalla temperatura ambiente. Al contrario i pannelli piani risultano fortemente influenzati da questi parametri; in particolare i pannelli piani semplici risultano molto penalizzati, avendo uno scarso isolamento verso l'ambiente e un'elevata superficie, di conseguenza le perdite non possono che essere elevate. La situazione migliora nel caso dei pannelli evacuati dato diminuiscono le perdite per convezione e conduzione verso l'ambiente.

Confronto produttivo su base annua

Per chiarire la dipendenza dal periodo dell'anno e giustificare i risultati, vengono riportati per Pordenone i valori di radiazione solare diretta e totale su pi-

ano orizzontale, in Figura 5.14 è riportato un mese invernale e in Figura 5.15 un mese estivo.

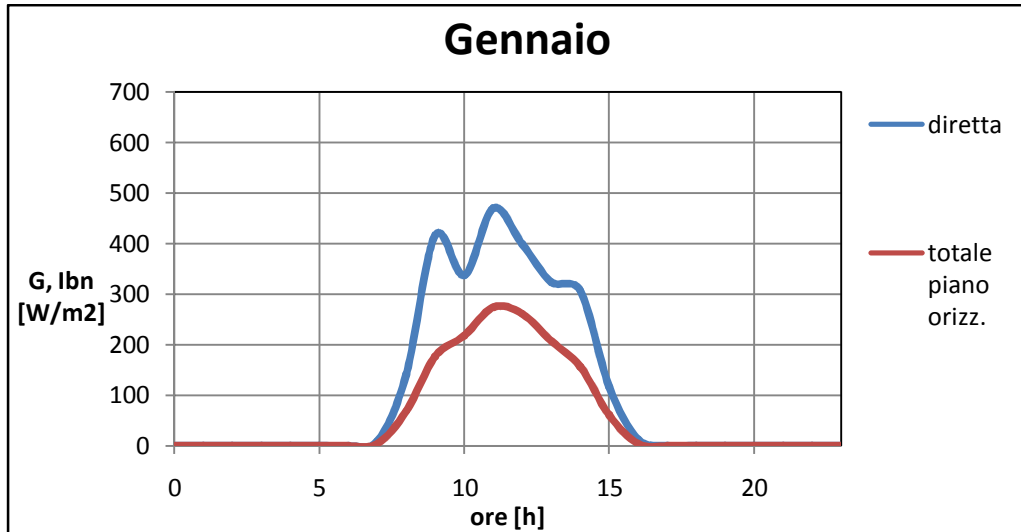


Figura 5.16. Andamento giornaliero della radiazione solare diretta media mensile e totale su piano orizzontale media mensile per il mese di gennaio nella città di Pordenone.

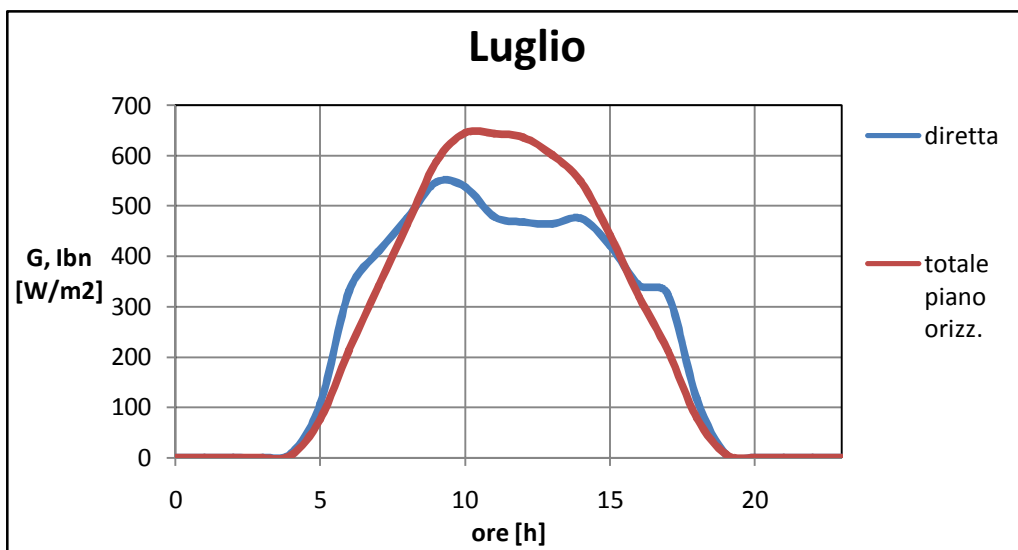


Figura 5.17. Andamento giornaliero della radiazione solare diretta media mensile e totale su piano orizzontale media mensile per il mese di luglio nella città di Pordenone.

Le temperature operative di mandata e di ritorno del fluido di lavoro utilizzate sono rispettivamente 60 e 30 °C. Una volta noti i rendimenti medi mensili di ogni sistema si passa all'analisi della produttività. Un'analisi di questo tipo è sicuramente più significativa, perché come già detto, il sistema migliore non è

quello che ha il rendimento medio più elevato ma quello che è in grado di produrre più energia nell'arco di un anno.

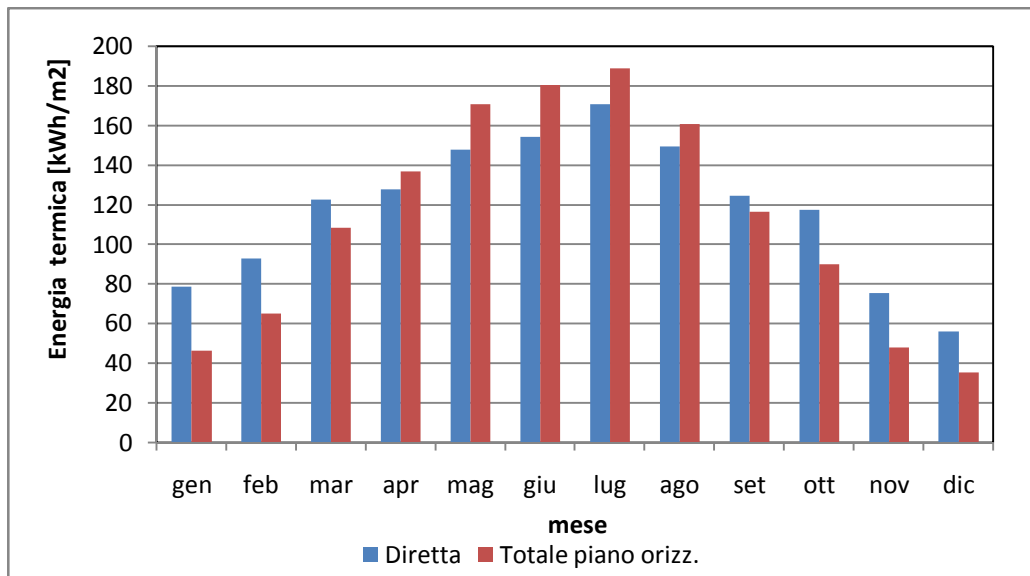


Figura 5.18. Andamento dell'intensità di radiazione diretta e totale su un piano orizzontale.

Nella Figura 5.19 è riportato l'andamento annuale dell'intensità di radiazione diretta e totale su un piano orizzontale relativo alla zona climatica di Pordenone. E' evidente la differenza tra i mesi invernali dove risulta superiore quella diretta e quelli estivi dove invece è maggiore quella totale. Tale differenza è dovuta alla diversa declinazione del sole nel corso delle stagioni. Nei mesi invernali i raggi solari non raggiungono mai perpendicolarmente la superficie terrestre, cosa che invece avviene nei mesi estivi. Più avanti verranno associate considerazioni economiche al concetto appena esposto in modo da trovare la soluzione migliore in termini tecnici ed economici. Il grafico in Figura 5.18 riporta la previsione della produttività dei sistemi in ogni mese dell'anno medio, mentre il grafico in Figura 5.17 quella media annuale ottenuta sommando l'energia media prodotta in ogni ora dell'anno. Com'era prevedibile l'andamento della previsione della produttività mensile rispecchia l'andamento dei rendimenti mensili, anche se va sottolineato che in questo confronto vengono considerati diversi valori di radiazione, in quanto i pannelli piani lavorano con quella totale orizzontale e il concentratore con quella diretta. Se entrambe le tipologie di sistemi lavorassero con lo stesso tipo di radiazione l'andamento dei rendimenti sarebbe identico a quello dell'energia prodotta. Si nota una sostanziale parità di produttività annuale tra i pannelli solari semplici, quelli evacuati ed il concentratore Solex attuale, mentre la produttività della possibile evoluzione del concentratore risulta nettamente più efficiente.

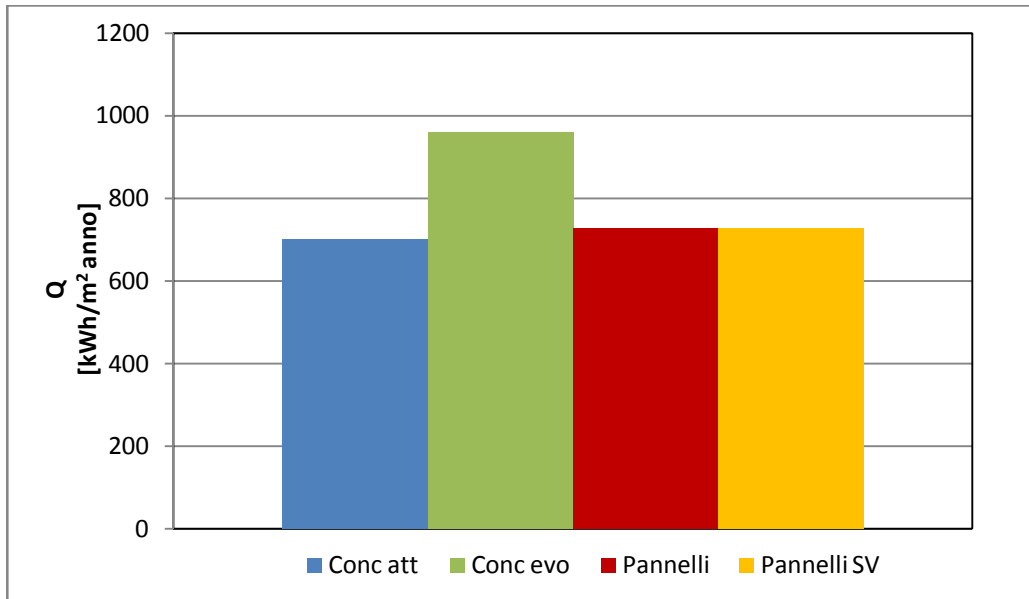


Figura 5.20. Previsione della produttività media annuale di pannelli semplici, pannelli evacuati, concentratore Solex e di una sua possibile evoluzione.

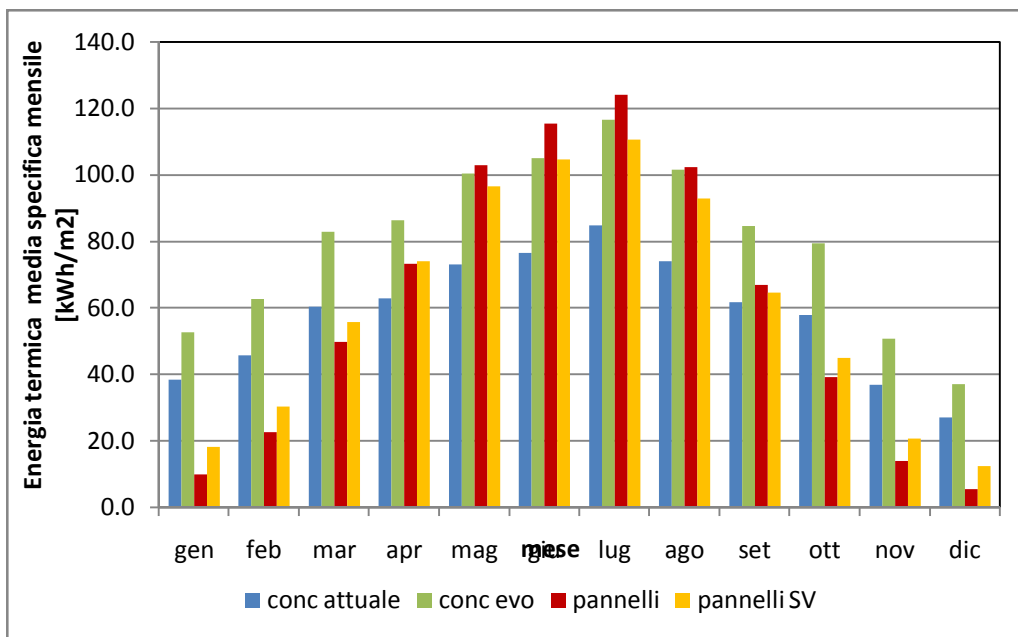


Figura 5.21. Previsione della produttività media mensile di pannelli semplici, pannelli evacuati, concentratore Solex e di una sua possibile evoluzione.

Confronto prestazionale produttivo per un'utenza specifica

Dopo le considerazioni fatte per un caso generico, è stata svolta un'ulteriore

analisi supponendo di dover alimentare un'utenza specifica ubicata nella città di Pordenone. L'ipotesi fatta è quella di utilizzare un sistema solare associato ad un frigorifero ad assorbimento per riscaldare nei mesi invernali e raffrescare in quelli estivi. In questo paragrafo verranno affrontate solo questioni tecniche in modo da determinare le prestazioni dei vari sistemi in diverse condizioni operative e ricavare un quadro complessivo. In particolare verrà considerata un'abitazione con carichi termici e frigoriferi noti e verrà valutata la fattibilità dell'investimento richiesto dalle diverse tecnologie solari. I parametri operativi sono:

- nei mesi invernali (da Ottobre a Marzo) sono state considerate come temperature operative del fluido di lavoro 60 e 30 °C. La temperatura di mandata del fluido scelta è sufficiente per il riscaldamento sia dell'edificio sia dell'acqua sanitaria.
- nei mesi estivi è stata considerata una temperatura di mandata pari a 90 °C e una di ritorno pari a 80 °C. Tale scelta è giustificata dalla necessità di accoppiare il sistema solare ad un frigorifero ad assorbimento, il quale deve essere alimentato con un flusso termico con temperature prossime ai 90°C.

Come per il caso generico è stata svolta un'analisi in termini di efficienza e di produttività media annuale; in questo caso le prestazioni (e di conseguenza la produttività nell'arco dell'anno) saranno influenzate dalle diverse temperature operative necessarie.

In Figura 5.22 si riporta l'andamento dei rendimenti medi mensili previsti per il caso considerato. Il sistema a concentrazione è sicuramente favorito (sia nella configurazione attuale sia nella possibile evoluzione), poiché per quasi tutto l'arco dell'anno il suo rendimento è superiore sia a quello di pannelli piani semplici che evacuati.

I pannelli solari piani nonostante gli elevati valori di radiazione solare dei mesi estivi, presentano un rendimento molto basso se costretti a lavorare a temperature di mandata e ritorno relativamente alte; al contrario il rendimento del concentratore solare viene scarsamente influenzato dall'aumento delle temperature operative. Si registra comunque una leggera diminuzione del rendimento del sistema a concentrazione nei mesi estivi. In Figura 5.23 viene mostrata la previsione della produttività media mensile che come nel caso precedente rispecchia l'andamento dei rendimenti medi mensili.

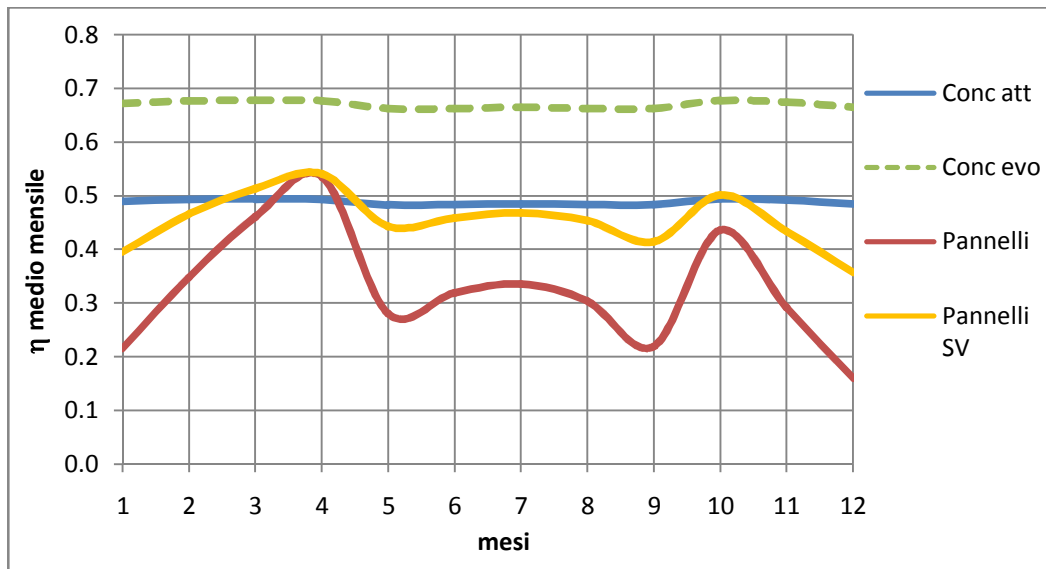


Figura 5.22. Rendimento medio mensile di pannelli piani, pannelli evacuati, concentratore Solex e una sua evoluzione utilizzati per riscaldare nei invernali e raffrescare in quelli estivi un'abitazione.

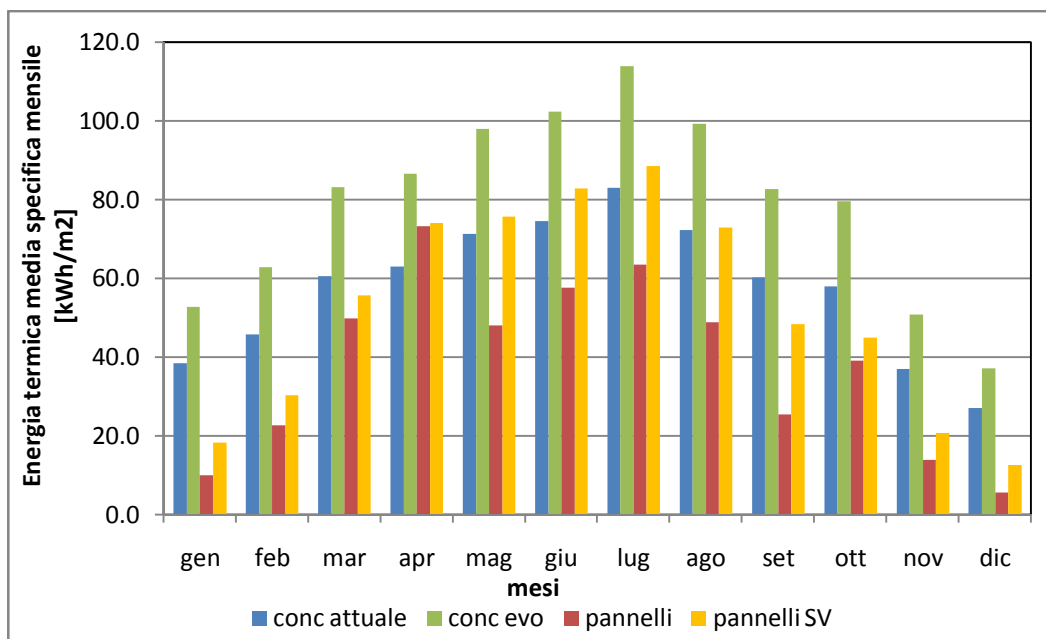


Figura 5.23. Previsione della produttività media mensile di pannelli piani, pannelli evacuati, concentratore Solex e una sua evoluzione utilizzati per riscaldare nei invernali e raffrescare in quelli estivi un'abitazione.

Il sistema a concentrazione è sicuramente favorito (sia nella configurazione attuale sia nella possibile evoluzione), poiché per quasi tutto l'arco dell'anno il suo rendimento è superiore sia a quello di pannelli piani semplici che evacuati. I pannelli solari piani nonostante gli elevati valori di radiazione solare dei mesi

estivi, presentano un rendimento molto basso se costretti a lavorare a temperature di mandata e ritorno relativamente alte; al contrario il rendimento del concentratore solare viene scarsamente influenzato dall'aumento delle temperature operative. Si registra comunque una leggera diminuzione del rendimento del sistema a concentrazione nei mesi estivi.

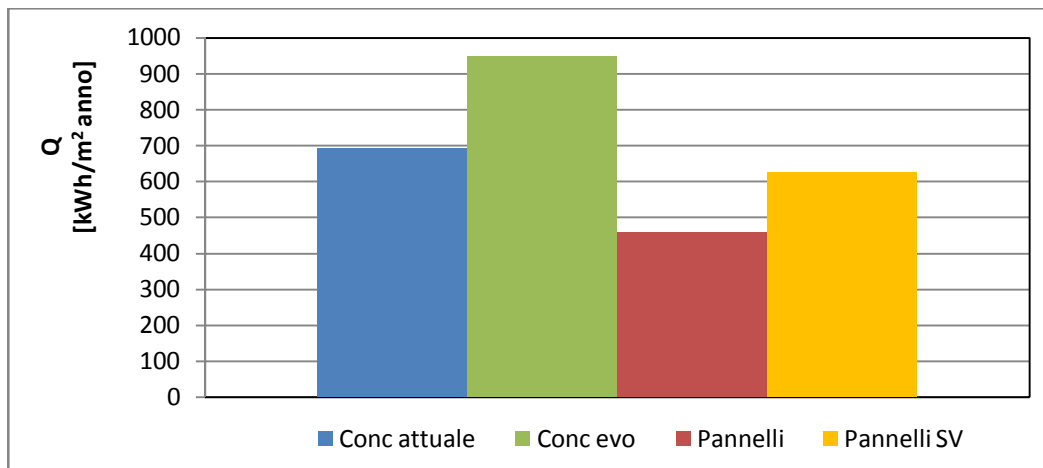


Figura 5.24. Previsione della produttività media annuale di pannelli piani, pannelli evacuati, concentratore Solex e una sua evoluzione utilizzati per riscaldare nei invernali e raffrescare in quelli estivi un'abitazione.

Nel grafico riportato in Figura 5.25 viene riportata la produttività annuale delle tecnologie considerate. Rispetto al caso precedente si ha una diminuzione di pochi [kWh/anno] per i sistemi a concentrazione, mentre per i pannelli piani evacuati la diminuzione è di circa 100 [kWh/anno] e per quelli piani semplici circa 250 kWh/anno.

5.3.3 Confronto economico rispetto ad altre tecnologie solari per una utenza specifica

Dopo aver descritto ed analizzato il concentratore Solex dal punto di vista prestazionale, si è passati ad analizzare l'aspetto economico in modo da quantificare il risparmio energetico annuale e le spese per la realizzazione e mantenimento di un impianto. Gli scenari su cui è stata eseguita l'analisi economica sono di due tipi:

- un'utenza abitativa o simile (per esempio ufficio) con la possibilità di installare un frigorifero ad assorbimento per garantire il riscaldamento invernale, il condizionamento. Per determinare la potenza installata e quindi la dimensione degli impianti è stato scelto come criterio quello di dimensionare gli impianti in modo da riuscire ad alimentare il frigorifero

ad assorbimento nelle ore di picco dei mesi estivi.

- un'utenza industriale nel quale la richiesta energetica è solamente di potenza termica. Tale impianto sarà più semplice e teoricamente più economico e con tempi di recupero dell'investimento più brevi.

E' stato utilizzato lo strumento di calcolo realizzato e in precedenza descritto per poter calcolare l'energia producibile da un singolo concentratore in media in un anno e conseguentemente ricavare l'energia utile per alimentare i carichi termici delle varie utenze. A seconda del caso in esame sono noti i carichi termici ed il numero di concentratori da installare sono stati scelti per massimizzare il risparmio energetico e minimizzare i costi d'impianto compatibilmente con gli ingombri.

Certificazione energetica

In questi ultimi anni, i problemi ambientali, economici e di sicurezza dell'approvvigionamento energetico legati alla continua crescita della domanda di energia hanno fatto registrare anche in Italia un rinnovato interesse per le politiche di gestione e controllo della domanda. Nel settore civile, la riduzione dei consumi di energia e di emissioni sono gli obiettivi alla base della direttiva sulla certificazione energetica degli edifici, intesa anche come strumento di trasformazione del mercato immobiliare: attraverso un sistema simile a quello adottato con successo per gli elettrodomestici, mira a sensibilizzare gli utenti sugli aspetti energetici all'atto della scelta dell'immobile. Il processo dovrebbe inoltre portare ad una migliore conoscenza dei consumi energetici nei settori residenziale e terziario, che continuano a trainare la domanda di energia nel nostro Paese, consentendo al legislatore di intervenire con maggiore efficacia. La certificazione energetica degli edifici si sviluppa pienamente a partire dal Decreto Comunitario 2002/91/CE, che imponeva l'obbligo ai Paesi membri di sviluppare e adottare una metodologia per il calcolo dei consumi energetici degli edifici, prendendo in considerazione anche il fabbisogno di raffreddamento, rendendo obbligatoria la certificazione energetica degli edifici a decorrere dal 2006 e richiedendo agli Stati membri europei di provvedere affinché gli edifici di nuova costruzione e gli edifici esistenti che subiscono ristrutturazioni importanti, soddisfino requisiti minimi di rendimento energetico. Solo nel luglio 2009 sono stati poi emanati i decreti attuativi della legge 192/2005 (D.lgs. del Ministero dello Sviluppo Economico 26 giugno 2009), e sono state fissate le linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici. Per il calcolo degli indici di prestazione energetica dell'edificio per la climatizzazione invernale (EPI) e per la produzione dell'acqua calda sanitaria (EPACS), si fa riferimento al metodo di calcolo con metodologia semplificata, riportata all'interno delle norme tecniche UNI TS 11300. L'Attestato di Certificazione Energetica ha validità 10 anni e deve riportare "da-

ti di riferimento che consentano ai consumatori di valutare e raffrontare il rendimento energetico dell'edificio” e “raccomandazioni per il miglioramento del rendimento energetico in termini di costi-benefici”. Stabilisce in valore assoluto il livello di consumo dell'immobile inserendolo in un'apposita classe di appartenenza, indicata con una lettera compresa tra A+ e G. Più è bassa la lettera associata all'immobile e minore è il suo consumo in termini energetici.

Le zone climatiche

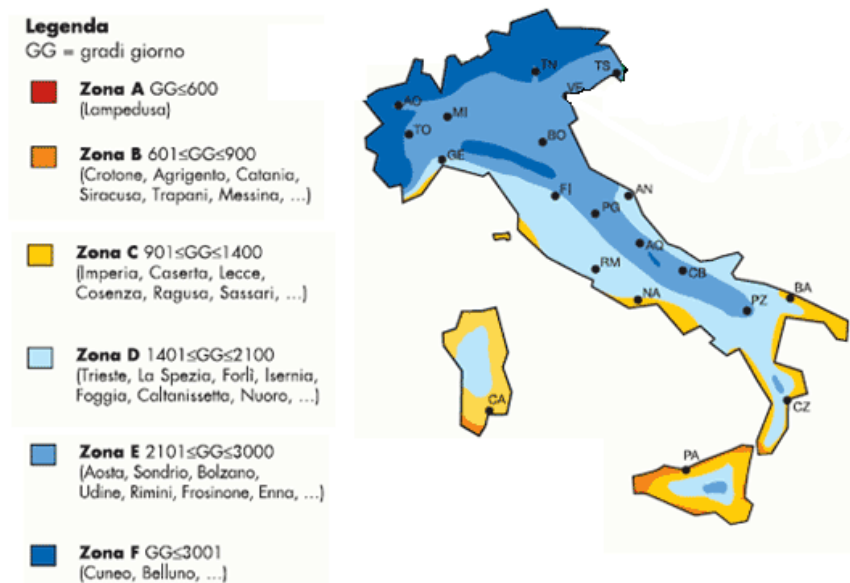


Figura 5.26. Classificazione delle zone climatiche.

Il territorio nazionale è classificato in "zone climatiche" che sono indipendenti dalla localizzazione geografica ma che sono legate alla loro temperatura. La classificazione è legata al contenimento dei consumi di energia degli impianti termici di riscaldamento in base al periodo dell'anno ed il numero massivo di ore giornaliere in cui è consentita l'accensione degli impianti. L'unità di misura utilizzata per identificare la zona climatica di appartenenza di ciascun Comune è il "grado-giorno" che equivale alla somma (riferita al periodo di riscaldamento) delle differenze giornaliere tra la temperatura media esterna giornaliera e la temperatura ambiente di 20 [°C].

Incentivi per la riqualificazione energetica degli edifici

A partire dalla Finanziaria 2007 sono state previste detrazioni del 55% dall'imposta lorda (suddivise in 5 anni dal 2009) per le spese di riqualificazione energetica del patrimonio edilizio esistente. Tali detrazioni riguardano:

- interventi di riqualificazione energetica di edifici esistenti, parti di edifici esistenti o unità immobiliari, riguardanti strutture opache verticali e orizzontali (coperture e pavimenti), finestre comprensive di infissi;
- installazione di pannelli solari per la produzione di acqua calda per usi domestici o industriali e per la copertura del fabbisogno di acqua calda in piscine, strutture sportive, case di ricovero e cura, istituti scolastici e università
- interventi di sostituzione di impianti di climatizzazione invernale con impianti dotati di caldaie a condensazione e contestuale messa a punto del sistema di distribuzione
- spese relative alla sostituzione di impianti di climatizzazione invernale con pompe di calore ad alta efficienza e con impianti geotermici a bassa entalpia.

Le disposizioni attuative sono contenute nei seguenti decreti ministeriali:

- D.M. 19 febbraio 2007, che fornisce tutte le procedure per le detrazioni previste dalla Finanziaria 2007.
- D.M. 11 marzo 2008, che riporta i valori limite di fabbisogno di energia primaria annuo per la climatizzazione invernale, le condizioni per il funzionamento degli impianti a biomasse (i rendimenti minimi, i limiti di emissione, le tipologie di combustibili ammessi, etc.) e le tabelle con i valori limite di trasmittanza termica per tutte le tipologie di edifici.
- D.M. 7 aprile 2008, che aggiorna le procedure alle disposizioni della Finanziaria 2008.

5.3.4 Descrizione utenza abitativa

Analizzando l'ipotesi di utilizzare il concentratore solare Solex (o i pannelli piani) per il riscaldamento e raffrescamento di un'utenza abitativa devono essere considerati diversi aspetti. Dal punto di vista economico, a fronte di un investimento iniziale non trascurabile, si ottengono diversi benefici dall'utilizzo di un sistema solare:

- il primo è il risparmio sul combustibile altrimenti necessario per alimentare i carichi dell'utenza e la conseguente diminuzione delle emissioni di

inquinanti;

- il secondo è la classificazione energetica dell'edificio. Se l'edificio rientra in una fascia alta di tale certificazione, ne guadagna il valore dell'immobile.

Nel seguito viene proposta l'analisi del possibile investimento per l'acquisto di un sistema solare il cui scopo è di alimentare un complesso abitativo di 15 appartamenti da 100 [m²] l'uno e nel quale si ipotizza che possano risiedervi in totale 40 persone.

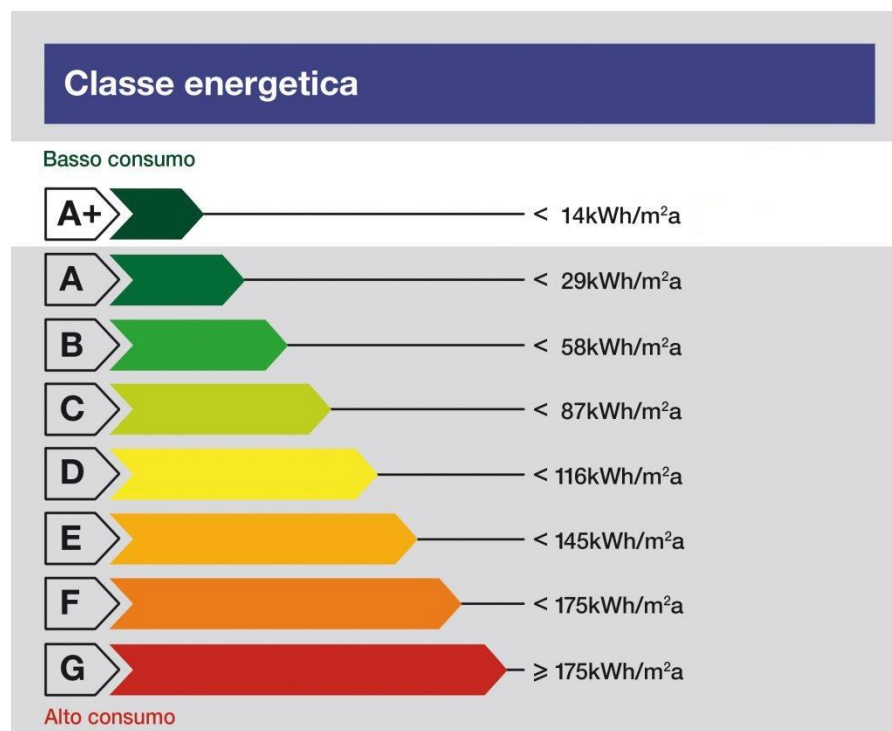


Figura 5.27. Classificazione della classe energetica per un'utenza abitativa relativa alla zona climatica di Pordenone (Zona E).

L'impianto solare ha il compito di riscaldare l'edificio d'inverno, di raffrescarlo d'estate (aggiungendo l'acquisto di un frigorifero ad assorbimento) e di produrre acqua per i sanitari durante tutto l'anno. Le temperature operative del ciclo sono state impostate a valori diversi a seconda del periodo in cui il concentratore si trova ad operare.

Un aspetto molto importante da considerare per tradurre in risparmio economico l'energia prodotta dal concentratore solare è l'accoppiamento sistema solare – utenza termica; infatti, a differenza di una comune caldaia, il concentratore (come tutte le tecnologie solari) non è controllabile dal punto di vista della produzione mentre, dall'altro lato, l'utenza potrebbe avere richieste non prevedibili

o prevedibili ma superiori alla potenza termica erogata dal concentratore. La soluzione al problema appena posto è l'installazione di un serbatoio di accumulo e di una caldaia ausiliaria con conseguente aumento dei costi.

L'obiettivo perseguito è quello di ricavare una dimensione ottima (in termini di $[m^2]$ di pannelli solari installati in un caso e numero di concentratori nell'altro) dell'impianto in modo da avere un tempo di ritorno dell'investimento fattibile. I dati relativi alle condizioni ambientali (temperatura ambiente e irraggiamento solare diretto) sono valori medi orari derivanti dalla media di valori storici relativi agli anni passati.

L'analisi prestazionale ed economica che verrà svolta in seguito è riferita ai dati medi orari di Pordenone, essendo la città di provenienza della Project s.r.l. Questa scelta non è casuale ma dettata dalla prospettiva di validare empiricamente il modello termodinamico (e quindi lo strumento di calcolo evoluzione di quest'ultimo) su un concentratore installato in località San Quirino (PN); l'idea è di avere a disposizione dati calcolati con cui confrontare i dati misurati.

La classe energetica dell'edificio è stata determinata in funzione della zona climatica in cui rientra la città di Pordenone.

L'analisi è stata impostata supponendo di affiancare l'impianto solare e il frigorifero ad assorbimento a uno composto da una caldaia a gas e un ciclo frigorifero a compressione, necessari all'integrazione della produzione di energia e soddisfare completamente i carichi dell'utenza (la caldaia e il ciclo frigorifero a compressione devono essere in grado di soddisfare autonomamente la richiesta dell'utenza).

Vengono riportate in Tabella 5.1 le caratteristiche dell'edificio, della caldaia a gas, della macchina frigorifera ad assorbimento, della macchina frigorifera a compressione e del serbatoio di accumulo, oltre ai dati fiscali e i valori usati per determinare le emissioni. I

Il numero evidenziato in rosso è il fabbisogno energetico annuale specifico al metro quadro di superficie dell'abitazione e in base a tale valore viene classificato l'edificio. Questo numero rappresenta l'energia necessaria al riscaldamento invernale dell'abitazione ed è ricavato in funzione della qualità dell'isolamento dell'edificio e dal tipo di sistema utilizzato per il riscaldamento.

Tabella 5.2. Caratteristiche dell'edificio, della caldaia a gas, della macchina frigorifera ad assorbimento, del ciclo frigorifero a compressione e del serbatoio di accumulo, oltre ai dati fiscali e i valori usati per determinare le emissioni.

Dati edificio		
superficie	1500	m ²
N persone	40	
fabb. invernale ACS	10	litri/giorno/persona
fabb. estivo ACS	50	litri/giorno/persona
fabbisogno ACS	451	kWh/anno/persona
fabbisogno risc. involucro	60	kWh/ m ² /anno
fabb. TOT (inv. + ACS)	72	kWh/ m ² /anno
Eta medio annuo caldaia	0,90	
fabb. en. primaria TOT	67	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	100000	kWh/anno
fabb. en. primaria ACS	20028	kWh/anno
fabb. en. primaria TOT	120028	kWh/anno
consumo gas naturale	12525	m ³ /anno
spesa gas naturale	8767	€/anno
Dati caldaia a metano		
Rendimento medio annuo	0,9	
Prezzo gas naturale	0,7	€/ m ³
PCI	34,5	MJ/ m ³
PCI	9,58	KWh/ m ³
Prezzo energia elettrica	0,19	€/kWh
Detrazioni fiscali		
% detrazione dell'imposta lorda	55	
numero quote annuali	3	
Accumulo		
capacità serbatoio	1,200	[m ³]
Emissioni Evitate energia elettrica		
Medie		
CO ₂	530	grammi /kwh
NO _x	0,6	grammi /kwh
Emissioni evitate energia termica		
Medie		
CO ₂	260	gr /kwh
NO _x	0,21	gr /kwh
Condizionamento		
Potenza assorbita	25,1	[kW]
Potenza frigorifera	17,6	[kW]
η Frigo termico	0,70	
COP Frigo elettrico	3,5	

5.3.4.1 Concentratore Solex

Tabella 5.3. Valori considerati e risultati dell'analisi economica svolta per il concentratore solare Solex.

Dati Concentratore		
Ap	13,5	m ²
INVERNO		
Tm	60	[°C]
Tr	30	[°C]
ESTATE		
Tm	90	[°C]
Tr	80	[°C]
Numero di concentratori	4	
Dati investimento		
Costo concentratore	9000	€
Costo concentratore + iva	10000	€
IVA	10	%
euro investimento totale	42900	€
costo specifico impianto	794	€/ m ²
tasso attualizzazione	0,03	
anni durata impianto	30	anni
costo annuo energia aux	228	€
euro O&M annuo	200	€
macchina assorbimento	22000	€
costo serbatoio	3000	€
Fascia energetica		
Sistema a gas		
fabb. en. primaria TOT	67	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	100000	kWh/anno
Sistema solare		
fabb. en. primaria TOT	53	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	80480,20	kWh/anno
Risparmio		
Gas	35202,16	[kWh/anno]
Energia elettrica	1098,58	[kWh/anno]
Risparmio emissioni		
CO ₂	9,73	[t]
NO _x	7,62	[kg]
Risultati Finanziari		
NPV	6895	[€]
PB	24	[anni]

Nella Tabella 5.4 vengono riportati i valori considerati e i risultati dell'analisi economica svolta per il concentratore solare Solex. Il numero di concentratori è stato scelto dopo considerazioni relative ai costi e agli ingombri. L'ipotesi fatta è

quella di installare i quattro concentratori nei quattro angoli del tetto dell'edificio (supponendo che abbia un tetto piano e non spiovente) in modo da evitare che si facciano ombra l'uno con l'altro. Per quanto riguarda la classificazione energetica si passa da un fabbisogno di energia primaria di $67 [kWh/m^2/anno]$ nel caso di solo impianto a gas, ad uno di $53 [kWh/m^2/anno]$, con conseguente passaggio dalla classe energetica C a B per la zona climatica considerata. Aumentando il numero di concentratori diminuirebbe anche il prezzo del singolo concentratore (fino a $8500 [€]$ per più di cinque concentratori), i costi di manutenzione specifici e ovviamente aumenterebbe il risparmio energetico. Ricercando un ottimo economico si arriva a una soluzione improponibile a causa degli ingombri, dato che corrisponde all'installazione di 12 concentratori Solex con un investimento iniziale pari a $115000 [€]$, ma si avrebbe un tempo di ritorno dell'investimento di 18 anni ($NPV = 31951 [€]$) e il fabbisogno di energia primaria diventerebbe $32 [kWh/m^2/anno]$ corrispondente comunque alla classe energetica B ma a poca distanza dalla classe A (corrispondente ad un consumo inferiore ai $29 [kWh/m^2/anno]$).

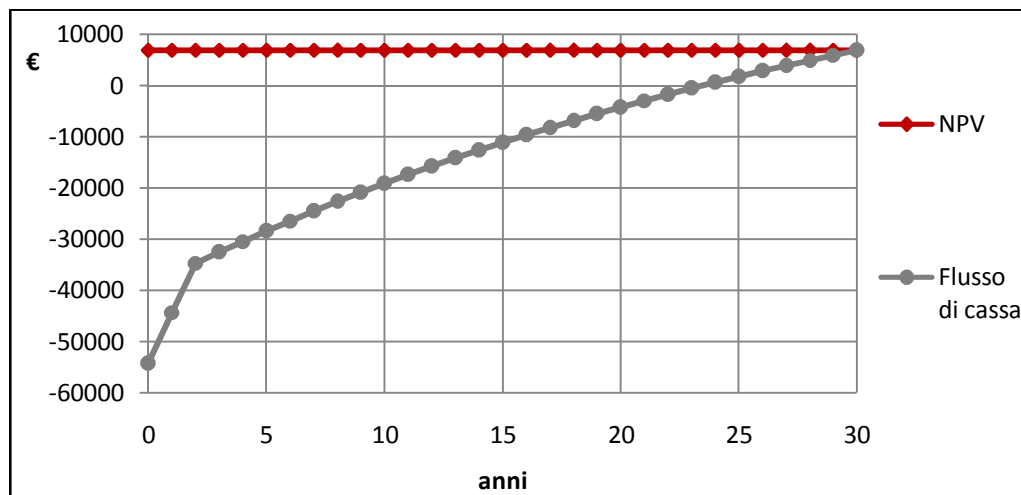


Figura 5.28. Andamento del flusso di cassa attualizzato e NPV relativi all'investimento per l'acquisto di 4 concentratori Solex.

Una soluzione più fattibile per l'utenza considerata è quella di installare 6 concentratori Solex con un investimento iniziale pari a $70000 [€]$ (per 4 era $55000 [€]$) con un tempo di recupero d'investimento pari a 19 anni ($NPV = 17800 [€]$). In termini di ingombri questa soluzione è da verificare e la fattibilità è funzione della dimensione dell'edificio.

5.3.4.2 Pannelli solari piani

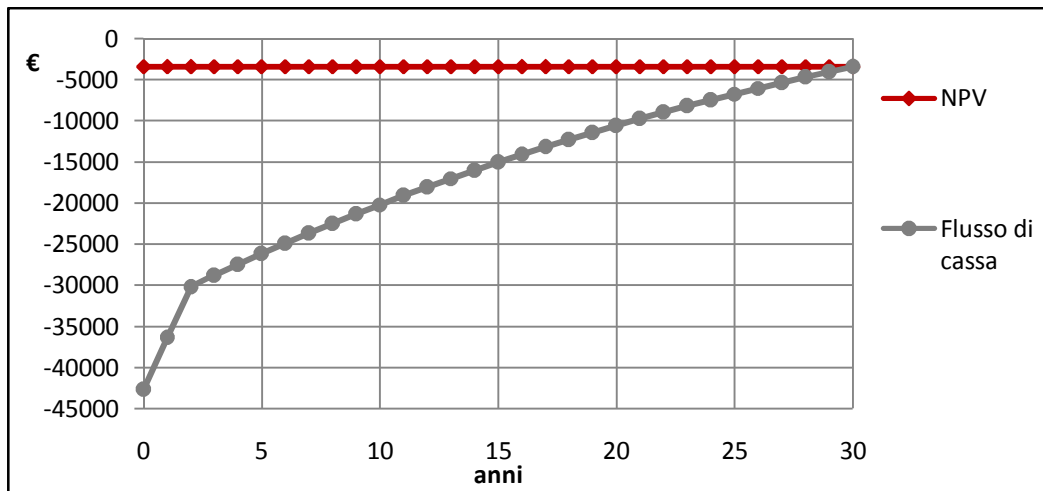
In alternativa all'utilizzo del concentratore Solex sono mostrati in Tabella 5.5 Tabella 5.6 i risultati dell'analisi economica svolta per la possibilità di utilizzare pannelli solari piani. L'ipotesi fatta è quella di installare 45 metri quadri di pannelli solari, superficie sufficiente a coprire completamente la potenza nominale del frigorifero ad assorbimento nelle ore di picco di radiazione solare (totale su piano orizzontale). Tale valore è stato scelto anche in questo caso per avere un ingombro fattibile e una resa accettabile.

Tabella 5.7. Risultati dell'analisi economica svolta per la possibilità di utilizzare pannelli solari piani.

Dati Collettori solari piani		
superficie collettori	45	m ²
Tm fluido vettore estate	85	°C
Tm fluido vettore inverno	45	°C
Dati investimento		
costo collettori	460	€/ m ²
euro mano d'opera	1100	€
IVA	10	%
euro investimento totale	27280	€
costo specifico impianto	606	€/ m ²
tasso attualizzazione	0,03	
anni durata impianto	30	
costo annuo energia aux	103	€
euro O&M annuo	54,56	€
macchina assorbimento	22000	€
costo serbatoio	3000	€
Sistema a gas		
fabb. en. primaria TOT	67	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	100000	kWh/anno
Sistema solare		
fabb. en. primaria TOT	59	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	89270,61	kWh/anno
Risparmio		
Gas	22907	kWh/anno
Energia elettrica	0	kWh/anno
Risparmio emissioni		
CO2	5,96	[t]
NOX	4,81	[kg]
Risultati Finanziari		
PB	/	[anni]
NPV	-3433	[€]

In questo caso non si ha il ritorno dell'investimento e nemmeno il passaggio ad

una classe energetica superiore dell'edificio, di conseguenza è una soluzione improponibile.



5.29. Andamento del flusso di cassa attualizzato e NPV relativi all'investimento per l'acquisto di 45 [m²] di pannelli solari piani.

Ricercando un ottimo economico si arriva alla conclusione che installando 160 [m²] di pannelli si ha un tempo di ritorno dell'investimento pari a 19 anni (NPV = 20700 €) verificando però la fattibilità in termini di ingombri.

5.3.4.3 Pannelli solari evacuati

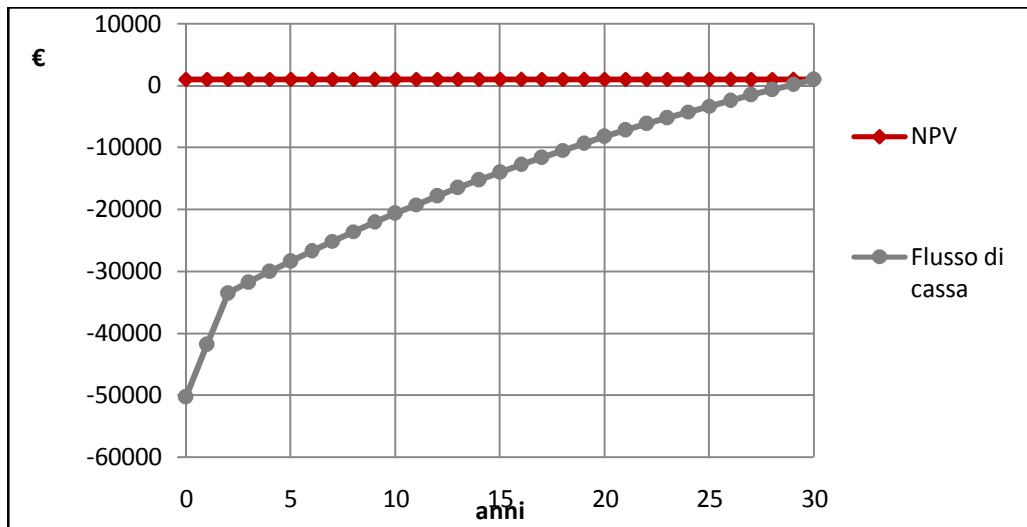
In alternativa all'utilizzo del concentratore Solex sono mostrati in Tabella 5.4 Tabella 5.8 i risultati dell'analisi economica svolta per la possibilità di utilizzare pannelli solari evacuati. Come nel caso precedente è stato ipotizzato di installare 45 metri quadri di pannelli solari dato che le potenze di picco prodotte nei mesi estivi sono molto simili. In questo caso il costo iniziale dell'investimento risulta più alto che nel precedente, ma la migliore resa dei pannelli evacuati rispetto a quelli semplici comporta una maggiore produttività che porta ad un maggiore risparmio annuale. Il risultato delle considerazioni appena riportate è un ritorno dell'investimento dopo un intervallo di tempo di poco inferiore alla vita utile dell'impianto, il che rende anche questo investimento improponibile. L'edificio in questo caso ricade nella fascia B della classificazione energetica ma a breve distanza dalla classe energetica precedente. Nonostante i risultati finanziari dell'impianto nel quale è installato il concentratore solare siano molto simili a quelli dell'impianto con i pannelli evacuati, il valore del fabbisogno di energia primaria è più basso nel primo caso in quanto il concentratore produce con un rendimento più elevato nei mesi invernali e siccome la classe energetica degli edifici viene determinata in base ai consumi

necessari al riscaldamento invernale, il concentratore permette di ridurre il consumo di gas in tale periodo (e quindi di ridurre maggiormente il fabbisogno di energia primaria).

5.9. Risultati dell'analisi economica svolta per la possibilità di utilizzo di pannelli solari evacuati.

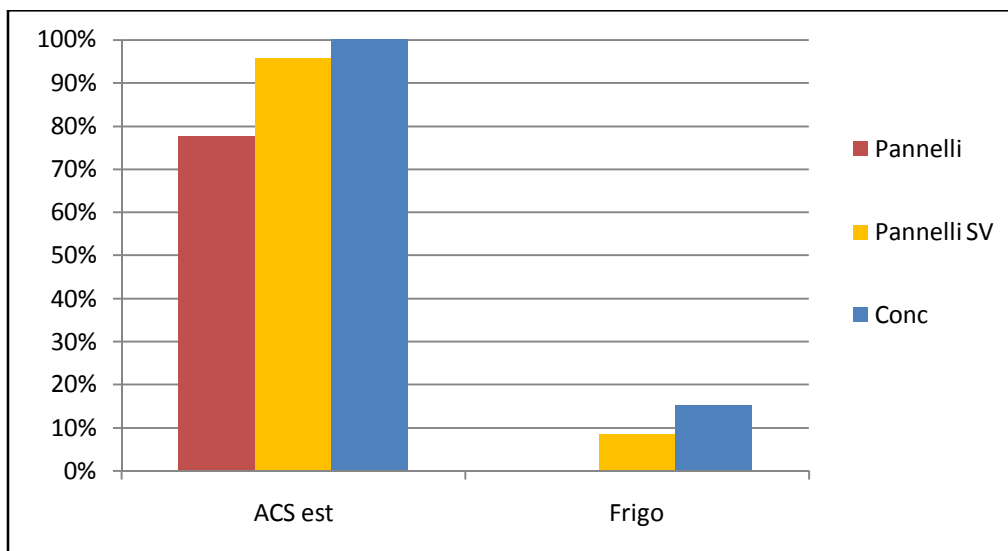
Dati investimento		
costo collettori	660	€/ m ²
euro mano d'opera	1100	€
IVA	10	%
euro investimento totale	37180	€
costo specifico impianto	826	€/ m ²
tasso attualizzazione	0,03	
anni durata impianto	30	
costo annuo energia aux	125	€
euro O&M annuo	74,36	€
macchina assorbimento	22000	€
costo serbatoio	3000	€
Fascia energetica		
Sistema a gas		
fabb. en. primaria TOT	67	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	100000	kWh/anno
Sistema solare		
fabb. en. primaria TOT	87159,15	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	58	kWh/anno
Risparmio		
Gas	27864	kWh/anno
Energia elettrica	611	kWh/anno
Risparmio emissioni		
CO2	7,57	[t]
NOX	6,22	[kg]
Risultati Finanziari		
PB	28	[anni]
NPV	958	[€]

Ricercando un ottimo economico si arriva ad una conclusione simile alla precedente, con una dimensione dell'impianto di 150 [m²] e un tempo di ritorno dell'investimento pari a 18 anni (NPV = 26000€). E' necessario anche in questo caso valutare gli ingombri dell'impianto. Dalle osservazioni fin qui fatte s'intuisce che non è possibile determinare quale sia il sistema migliore in assoluto, ma che si può preferire uno all'altro in determinate condizioni e solo dopo attente considerazioni riguardanti sia gli aspetti economici che tecnici.

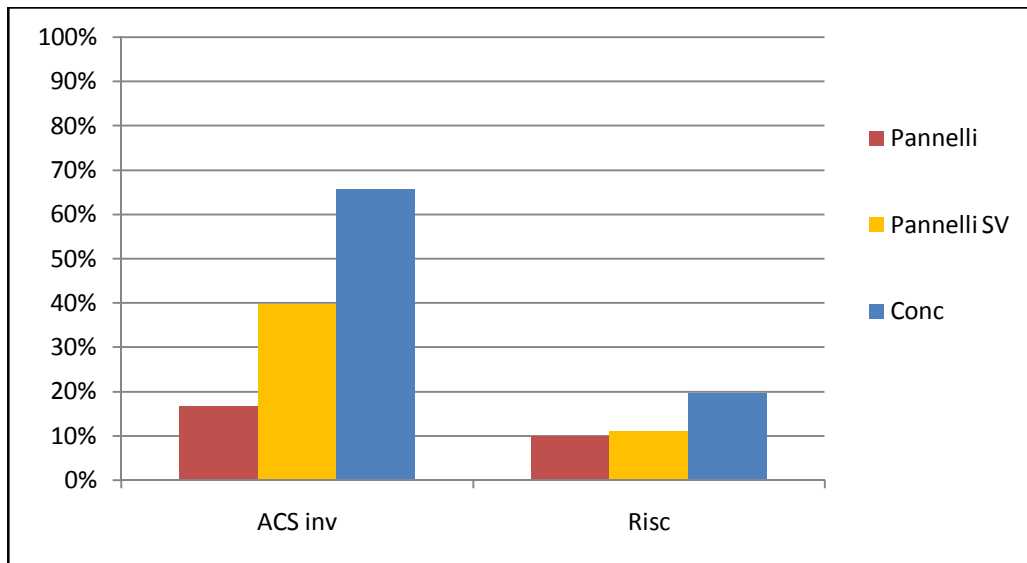


5.30. Andamento del flusso di cassa attualizzato e NPV relativi all'investimento per l'acquisto di 45 [m²] di pannelli solari evacuati.

Nella figura seguente vengono riportata la copertura dei fabbisogni estivi e invernali dell'utenza considerata. La copertura dei carichi di raffrescamento estivo è molto bassa in tutti i casi e addirittura nulla nel caso dei pannelli piani. Questo risultato era prevedibile data la modesta superficie di pannelli considerata e tenendo presente che è stata privilegiata la produzione di acqua calda sanitaria nei mesi estivi per i motivi già citati.



5.31. Copertura dei carichi richiesti dall'utenza abitativa nei mesi estivi.



5.32. Copertura dei carichi richiesti dall'utenza abitativa nei mesi invernali.

5.3.5 Considerazioni economiche

Nei paragrafi precedenti sono state fatte considerazioni di carattere tecnico-economico sui vari impianti e in seguito le possibili ottimizzazioni. Anche nei casi ottimizzati l'investimento non appare molto attraente a causa dei lunghi tempi di ritorno, perciò verrà ora considerata brevemente l'ipotesi di tralasciare il condizionamento estivo dell'edificio lasciando interamente questo compito alla pompa di calore. Così facendo l'investimento iniziale diminuisce di molto e senza grosse perdite nel risparmio annuale, visto che è stata privilegiata la produzione di ACS nei mesi estivi e l'energia termica rimanente utile per alimentare il frigorifero ad assorbimento era molto poca. Anche la classificazione energetica dell'edificio resta invariata dato che si determina in funzione del risparmio di energia termica invernale. Un vantaggio ulteriore, anche se riguarda in maniera rilevante solo i pannelli solari, è quello di poter abbassare la temperatura di mandata del fluido di lavoro nei mesi estivi, aumentando in questo modo il rendimento. Dopo aver descritto le ipotesi aggiuntive si riportano sinteticamente i risultati ottenuti considerando lo stesso edificio descritto in precedenza e le stesse dimensioni dei vari impianti (45 [m²] di pannelli piani ed evacuati e quattro concentratori):

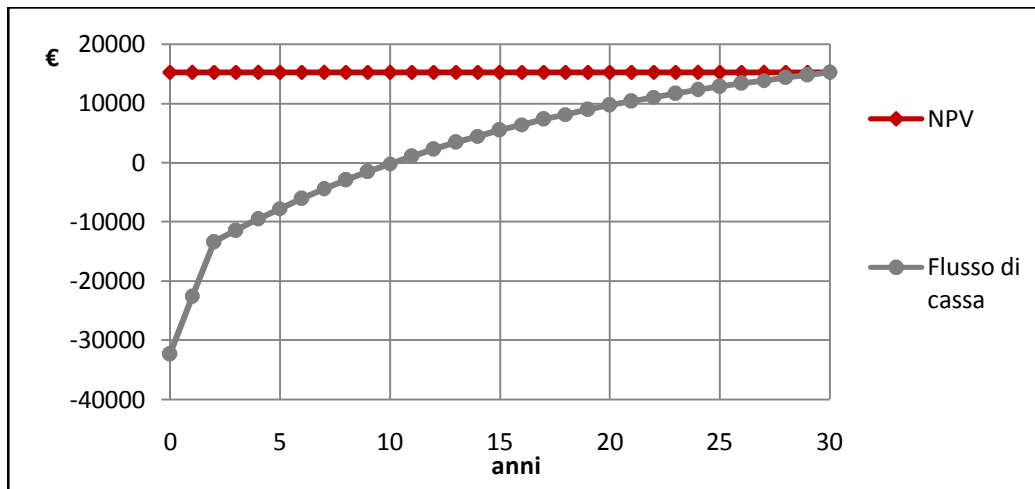
- Pannelli piani semplici: il costo dell'investimento iniziale diventa 20700 € e il tempo di recupero dell'investimento 8 anni (NPV = 18500 €);
- Pannelli piani evacuati: il costo dell'investimento iniziale diventa 28500 € e il tempo di recupero dell'investimento 9 anni (NPV = 20500 €)

- Concentratori Solex: il costo dell'investimento iniziale diventa 32000 € e il tempo di recupero dell'investimento 11 anni (NPV = 15200 €)

Nel caso in esame la scelta che porta al minor tempo di recupero dell'investimento è quella dei pannelli piani semplici, mentre nel caso precedente dove era previsto anche il raffrescamento invernale risultava la soluzione meno fattibile. Aumentando la potenza installata, s'inverte la tendenza e si arriva ad avere nuovamente come soluzione più efficiente il sistema a concentrazione (anche se va detto che nei mesi estivi parte dell'energia sarebbe persa) grazie alla sua elevata efficienza nei mesi invernali. Al termine di quest'analisi si ribadisce il concetto precedentemente introdotto per il quale non è possibile determinare il sistema migliore in assoluto ma può essere determinato quello più efficiente per l'applicazione considerata.

5.3.6 Utenza industriale

Quest'ultimo caso è stato considerato in quanto molto interessante dal punto di vista economico. L'impianto considerato comprende quattro concentratori Solex operanti tutto l'anno con temperatura di mandata e di ritorno pari rispettivamente a 60 °C e 30 °C con l'aggiunta di un serbatoio di accumulo. L'utenza è una generica industria che necessita di energia termica a bassa temperatura (eventualmente il calore prodotto dai concentratori potrebbe essere usato per preriscaldare un secondo fluido di lavoro) . Si considera come via convenzionale per produrre energia termica una caldaia a gas con un rendimento del 98%. L'investimento è stato considerato con tasso di attualizzazione pari a 0,06 mentre l'iva è stata considerata nulla (poiché si recupera l'investimento scaricandolo dalle tasse). I risultati dell'analisi sono un tempo di recupero dell'investimento pari a 11 anni e un NPV pari a 15240 €.



5.33. Andamento del flusso di cassa attualizzato e NPV relativi all'investimento per l'acquisto 4 concentratori Solex per un'utenza industriale.

Questa soluzione, oltre alla convenienza economica, è anche interessante perché solitamente in un'utenza industriale si ha a disposizione molto più spazio che in una abitativa, di conseguenza è anche possibile installare un numero maggiore di concentratori

6 Configurazioni alternative

Dai capitoli precedenti si può capire quali siano i vantaggi di un concentratore solare rispetto a un sistema piano e conseguentemente è possibile intuirne i possibili sviluppi; è evidente che la possibilità di concentrare i raggi solari, quindi di raggiungere temperature elevate, permette di utilizzare diverse applicazioni del sistema. Tenendo ben presente la fattibilità delle ipotesi, si arriva alla conclusione che gli sviluppi sono indirizzati verso **cicli termodinamici operanti con fluidi organici** e possibilità di **cogenerare energia elettrica e termica tramite l'utilizzo di celle fotovoltaiche**. Come specificato in precedenza, lo scopo dell'analisi è di verificare la fattibilità delle possibili configurazioni alternative:

- le applicazioni basate su cicli termodinamici sono da escludere. La motivazione non è di carattere tecnologico ma economico; infatti sarebbe necessario installare un numero molto elevato di concentratori Solex per raggiungere le potenze minime per cui vengono prodotti i componenti necessari al funzionamento dell'impianto (turbine, alternatori, e altro). Anche la via alternativa, cioè realizzare i componenti su misura, è improponibile a causa di costi troppo elevati.
- le applicazioni che utilizzano un funzionamento cogenerativo sono economicamente e tecnologicamente fattibili; è stata quindi approfondita una tipologia per studiarne le potenzialità.

Sostanzialmente lo studio si è basato sulla possibilità di cogenerare energia elettrica e termica su un singolo concentratore. Dal punto di vista della struttura si modifica solo il ricevitore, il quale viene sostituito con una cella fotovoltaica applicata su una piastra forata, la quale funge sia da sostegno sia da dissipatore termico. Come noto i rendimenti delle celle fotovoltaiche sono relativamente bassi, ma considerando che l'energia non trasformata in energia elettrica si trova sotto forma di energia termica si capisce quanto possa essere interessante l'ipotesi.

6.1 Raffreddamento cella fotovoltaica in solare a concentrazione

Scopo

Nella presente trattazione si vuole modellizzare lo scambio termico fra una cella fotovoltaica funzionante in un sistema a concentrazione ed il suo apparato di raffreddamento. Il sistema di raffreddamento poggia sulla superficie posteriore del-

la cella fotovoltaica ed asporta calore da essa tramite un refrigerante fluente nella piastra forata. Lo scopo dello studio è di analizzare le potenzialità del sistema in assetto cogenerativo.

Descrizione

Il sistema solare studiato è un'ipotetica evoluzione del concentratore solare Solex descritto nei precedenti capitoli; le ipotesi fatte sono:

- utilizzo di specchi con una riflessività più elevata;
- introduzione di accorgimenti atti ad aumentare il fattore d'intercettazione.

Si tratterà la possibilità di installare una cella fotovoltaica raffreddata mediante una piastra forata (il fluido refrigerante scelto è acqua) e di recuperare il calore estratto dalla cella per riscaldare dell'acqua fino ad una temperatura utile; si è scelto di fissare la temperatura dell'acqua in uscita dal sistema di raffreddamento a 60 [°C] in modo da mantenere la temperatura della cella fotovoltaica sotto i valori che potrebbero ridurne significativamente la vita utile e contemporaneamente avere un effetto utile dal recupero termico.

6.1.1 Modello Ottico

Assunzioni

Per la valutazione della potenza assorbita dalla cella, si sono dovute fare alcune assunzioni:

- riflessione del terreno e radiazione proveniente da altri oggetti vicini trascurabili;
- componente diffusa trascurabile: parte della radiazione diffusa potrebbe essere utile giungendo con angoli tali che il raggio riflesso vada lo stesso ad intercettare il ricevitore. Si è deciso, però, di valutare la sola componente diretta, che è quella preponderante;
- la radiazione riflessa dagli specchi mantiene le stesse caratteristiche spettrali di quella solare.
- è stata valutata la potenza incidente l'area di raccolta del concentratore:

$$Q_{sun} = I_{b,n} \cdot A_{conc}$$

- parte della potenza incidente è persa per effetto dell'ombreggiamento della cella e della spaziatura tra gli specchi. Tali effetti sono stati valutati geometricamente in un parametro (ξ) e si ottiene in questo modo la potenza effettiva raccolta dal concentratore:

$$Q_{ap} = Q_{sun} \cdot \xi$$

- la potenza riflessa dal concentratore dipende dal valore del coefficiente di riflessione medio degli specchi (ρ):

$$Q_{rifl} = Q_{ap} \cdot \rho$$

- fattore d'intercettazione FU non unitario, ovvero che parte del fascio riflesso non colpisce la superficie quadrata della cella. FU quantifica la porzione di luce proveniente dal concentratore che va a incidere sull'area quadrata della cella, Si ottiene la potenza effettivamente incidente sulla cella quadrata:

$$Q_{i,ric} = Q_{rifl} \cdot FU$$

- si ipotizza che tutta la potenza che colpisce la cella venga assorbita; ciò comporta l'assunzione di una riflessività della cella nulla e di conseguenza un'assorbanza unitaria ($\alpha_{sun}=1$). Si ottiene la potenza assorbita dall'assorbitore moltiplicando la potenza incidente su di esso per il coefficiente di assorbimento solare:

$$Q_{in} = Q_{i,ric} \cdot \alpha$$

- la cella essendo una superficie piana emette un flusso radiativo in tutte le direzioni dell'emisfero sovrastante; introducendo l'ipotesi di avere una radiazione diffusa, questa emetterà in ogni direzione il medesimo valore di radiazione.

Fattori di vista

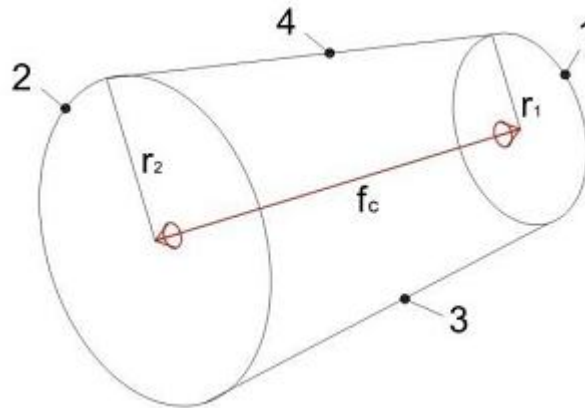
Dopo aver ricavato il comportamento da emettitore della cella, sono stati valutati i fattori di vista introducendo un'approssimazione ragionevole riguardante la geometria del sistema:

- sia la cella, sia il concentratore, sono stati considerati come superfici a-

venti perimetro circolare.

In questo modo si semplifica molto la valutazione dei fattori di vista senza introdurre errori considerevoli. Sono stati calcolati tre fattori di vista poiché il normale funzionamento della macchina prevede che questa si muova variando il suo angolo zenitale durante l'arco di una giornata (per inseguire il massimo valore di radiazione solare deve inseguire gli spostamenti del sole).

Ulteriori assunzioni sono state considerare una temperatura del terreno pari alla temperatura ambiente (T_a) e una temperatura della volta celeste di 240 [K]. In figura è mostrata la schematizzazione del problema, dove è indicata con **1** la superficie della cella, con **2** la superficie del concentratore, con **3** il terreno e con **4** la volta celeste.



6.1. Schema logico delle superfici.

I fattori di vista sono stati calcolati nel seguente modo:

$$R_1 = r_1/f_c$$

$$R_2 = r_2/f_c$$

$$X = 1 + (1 + R_2^2)/R_1^2$$

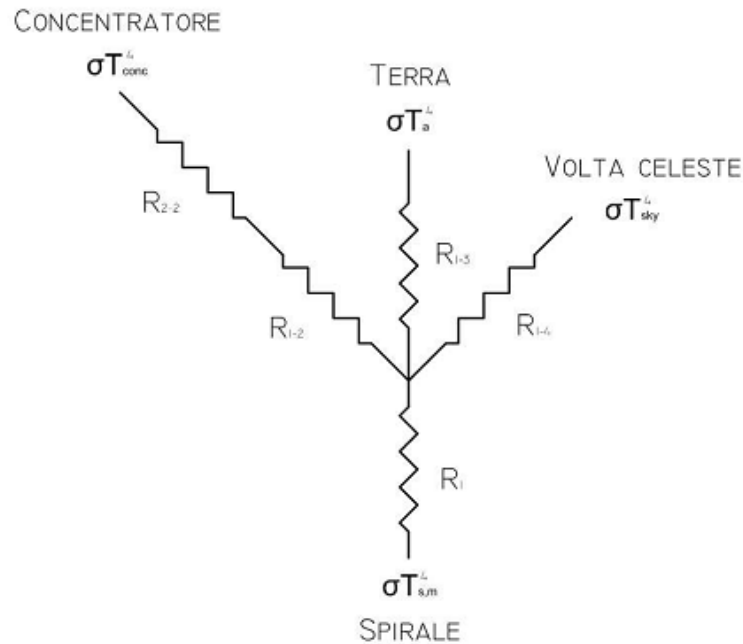
$$F_{1-2} = \frac{1}{2} \left[X - \sqrt{X^2 - 4(R_2/R_1)^2} \right]$$

$$F_{1-3} = F_{1-4} = \frac{1 - F_{1-2}}{2}$$

Dove:

- r_1 raggio della cella fotovoltaica;
- r_2 raggio della circonferenza avente pari superficie del concentratore;
- f_c fuoco del concentratore;

Lo studio del comportamento del concentratore è stato svolto considerando che quest'ultimo si trovi in posizione verticale (si trova in questa posizione quando il sole è perpendicolare al terreno), perciò l'emisfero sovrastante alla cella "vede" il concentratore stesso e il terreno. Come conseguenza, si ha un flusso radiativo emesso dalla cella fotovoltaica diretto in parte al terreno e in parte al concentratore stesso. Utilizzando la classica analogia elettrica per la trattazione dei problemi legati ai fattori di vista, si riporta il circuito equivalente relativo al sistema. Il terreno e la volta celeste sono stati considerati a emissività unitaria, mentre il concentratore come corpo grigio ($\alpha = \varepsilon$) ed essendo la riflessività degli specchi molto elevata è stato possibile assumere, senza introdurre errori rilevanti, $\varepsilon_{\text{conc}} = 0$; le considerazioni appena esposte portano a trascurare completamente il ramo del concentratore.



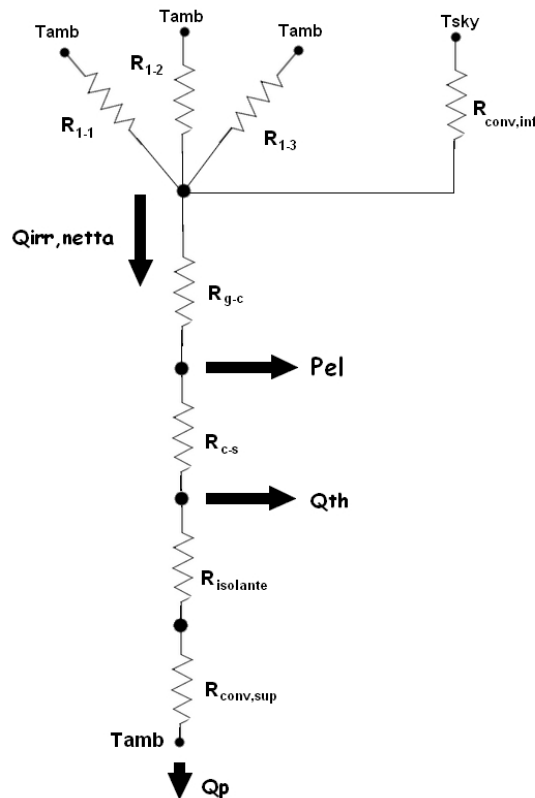
6.2. Analogia elettrica per lo scambio radiativo del sistema.

A seguito delle considerazioni riportate si calcola la potenza persa dalla cella per irraggiamento:

$$Q_{irr} = \delta * \left(\frac{T_g^4 - T_{conc}^4}{R_1 + R_{1,2}} + \frac{T_g^4 - T_{ground}^4}{R_1 + R_{1,3,4}} \right)$$

A conti fatti le perdite per irraggiamento (quindi il flusso irradiato dalla superficie della cella) sono molto basse e incidono pochissimo sulle prestazioni della macchina. Era anche prevedibile data la ridotta dimensione dell'area della cella e le moderate temperature raggiunte dalla copertura superficiale in vetro.

6.1.2 Modello di scambio termico

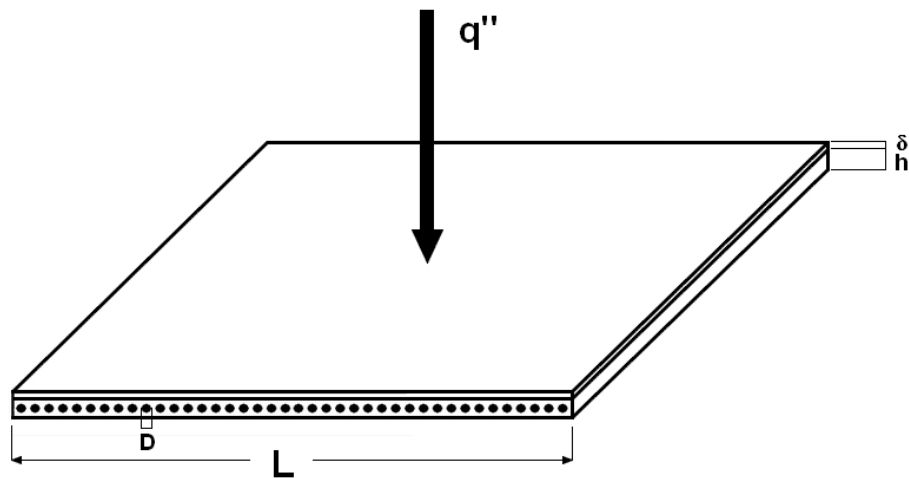


6.3. Analogia elettrica equivalente.

Il problema è stato impostato considerando le possibili applicazioni del concentratore solare. In particolare lo studio del modello termico è stato svolto ipotizzando di avere una temperatura di mandata fissata e di conseguenza ricavare una portata d'acqua che permetta di rispettare questo vincolo oltre a controllare le temperature per evitare di raggiungere valori troppo elevati che potrebbero danneggiare i componenti del sistema. La temperatura più critica è sicuramente quella sulla cella fotovoltaica perché il rendimento di quest'ultima è

inversamente proporzionale alla temperatura cui opera e perché, se fatta operare a temperature troppo elevate, la vita utile decresce velocemente. Parametri scelti:

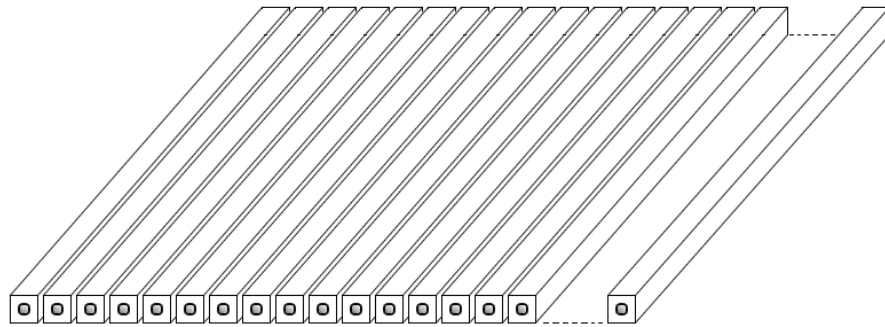
- radiazione solare $800 \text{ [} [W/m^2]$];
- temperatura ambiente e del terreno pari a $15 \text{ [}^\circ\text{C]}$;
temperatura acqua in entrata $40 \text{ [}^\circ\text{C]}$;
- temperatura acqua in uscita $60 \text{ [}^\circ\text{C]}$;
- concentratore in posizione verticale;
- materiale piastra di raffreddamento, Rame;
- piastra di raffreddamento delle stesse dimensioni della cella fotovoltaica munita di quaranta condotti passanti;



6.4. Rappresentazione del ricevitore composto da una cella fotovoltaica supportata da una piastra forata.

Lo studio del modello termico è stato affrontato discretizzando il dominio e in seguito impostando i bilanci energetici per ogni tratto del singolo condotto, avendo come termini noti la temperatura d'ingresso nel primo tratto, la temperatura di uscita dell'ultimo e il flusso netto uniforme incidente sulla piastra. Dalla conoscenza di queste ultime e del coefficiente di scambio termico, potendo ricavare le proprietà termo fluidodinamiche dell'acqua in funzione della temperatura (ipotizzata e ricavata iterativamente), è stato possibile determinare la temperatu-

ra superficiale di ogni tratto (ipotizzata uniforme) della piastra in rame e la portata necessaria a rispettare il vincolo imposto sulla temperatura di mandata. Una volta ottenuti i valori effettivi di rendimento elettrico e portata di fluido è stata considerata una perdita energetica sul fondo della piastra pari allo 0,05% dell'energia proveniente dal sole per determinare lo spessore di isolante necessario per rispettare la condizione imposta. Lo spessore d'isolante scelto per tutta la piastra è quello riguardante il tratto di condotto che raggiunge la temperatura più alta che, di conseguenza, è quello che introduce la perdita maggiore. A questo punto anche il flusso termico perso sul fondo della piastra per effetto della convezione naturale (le perdite per irraggiamento sono trascurabili date le basse temperature) è stato aggiunto nel bilancio globale per ricavare nuovamente le temperature effettive nella nuova condizione. Utilizzando il procedimento appena elencato ed una macro sviluppata in Excel si ottengono, con procedimento iterativo, i valori effettivi delle tre temperature inizialmente ipotizzate rispettando i bilanci e le condizioni imposte.



6.5. Discretizzazione del dominio considerato.

Il flusso termico a cui è sottoposta la piastra di raffreddamento viene considerato inizialmente noto. In realtà il valore effettivo del flusso che raggiunge la piastra viene ricavato anch'esso iterativamente; partendo dal valore del flusso incidente sul vetro esterno della cella, dovuto all'irraggiamento solare, devono essere sottratte le perdite per irraggiamento, quelle per convezione naturale sulla superficie superiore e inferiore della cella e la quantità di energia elettrica prodotta dalla cella. Tutti i flussi energetici che devono essere sottratti a quello irraggiato per ricavare quello netto dipendono dalla temperatura esterna del vetro di copertura, media della cella fotovoltaica e da quella della piastra utilizzata per il raffreddamento. Le tre temperature appena elencate vengono ricavate iterativamente, perciò inizialmente il flusso uniforme incidente sulla piastra viene ricavato da quello totale incidente a cui vengono sottratte le perdite che sono proporzionali alle temperature supposte alla prima iterazione. Di seguito è riportato il bilancio

energetico globale sulla cella.

$$I_{b,n} \cdot A_{tot} \cdot \xi \cdot \rho \cdot FU \cdot \alpha_{cell} = Q_{Pirr} + Q_{Pcn,s} + Q_{Pcn,i} + Q_{th} + P_{el}$$

Con:

$$I_{b,n} \cdot A_{eff} \cdot \xi \cdot \rho \cdot FU \cdot \alpha_{cell} = Q_{in}$$

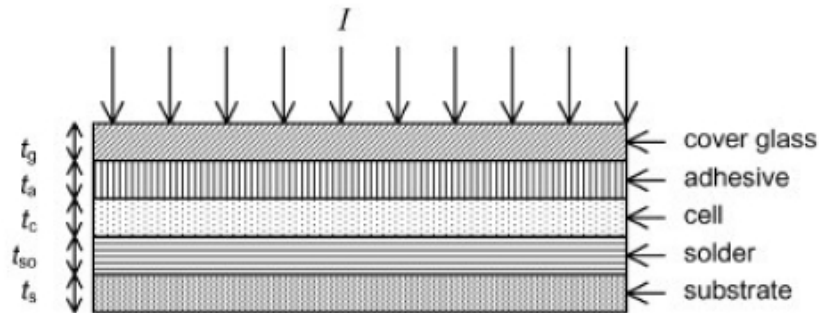
Dove

ξ	rapporto tra l'area riflettente effettiva e l'area totale del concentratore;	con
ρ	riflessività media degli specchi;	
FU	definisce quanta della radiazione riflessa colpisce la cella	
α_{cell}	l'assorptività della cella.	

Il termine risultante dal prodotto delle grandezze alla sinistra del simbolo d'uguaglianza quantificano la potenza effettiva che raggiunge la cella. Nella parte destra del bilancio vengono sommate la potenza elettrica e termica utile prodotta e la potenza persa per irraggiamento e convezione naturale.

6.1.2.1 Caratteristiche cella fotovoltaica

La cella fotovoltaica scelta è composta sostanzialmente da un vetro protettivo superiore, dalla cella fotovoltaica vera e propria (cella fotovoltaica in Silicio Si monocristallino) e da un supporto che garantisce la resistenza meccanica. I dati riguardanti la cella scelta forniscono i valori della resistenza termica compresa tra la superficie del vetro e la mezzeria della cella e tra questo punto e il fondo del sostegno. Il modello assume che l'energia della radiazione incidente venga trasmessa attraverso gli strati incapsulanti e venga assorbita nella giunzione della cella, dove in parte viene convertita in elettricità e in parte in energia interna, causando l'aumento della temperatura. S'instaura quindi un flusso termico dovuto alla radiazione e convezione sulla superficie della copertura di vetro, ma anche attraverso il substrato. Questo è il contributo maggiore e viene rimosso grazie al sistema di raffreddamento con cui si interfaccia la superficie del substrato.



6.6. Strati componenti la cella fotovoltaica.

Per il calcolo del rendimento elettrico della cella in funzione della temperatura è stato utilizzato il modello Mbeve propone un modello basato sulle seguenti espressioni semi-empiriche

$$I_{sc} = 0.034 \cdot A \cdot C [1 + 3 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 300)]$$

$$V_{oc} = 1.25 - \left\{ \frac{[0.63 - 0.06 \log_{10}(C)]}{300} \right\} \cdot T$$

$$FF = [0.8 - 0.0006 \cdot (T - 300)] \cdot (1 - 0.05 \cdot C \cdot A \cdot R_s)$$

Con:

$$R_s = \frac{2}{A \cdot C}$$

Dove:

- A rappresenta l'area attiva della cella;
- C la concentrazione utilizzata;
- R_s è la resistenza interna serie.

Infine l'efficienza è definita nel seguente modo:

$$\eta = \left[\frac{(I_{sc} \cdot V_{oc} \cdot FF)}{A \cdot C \cdot (0.1)} \right]$$

Una volta noti i valori di resistenza termica e dall'assunzione di temperature di

primo tentativo è possibile impostare i bilanci necessari per ricavare i valori reali delle grandezze iterate e ottenere un modello accurato.

6.1. Caratteristiche e grandezze fisiche della cella fotovoltaica.

Layer	Material	Thickness t (m)	Thermal conductivity k (W/m K)	Total thermal resistance $R = \sum \frac{t}{k_i}$ (K m ² /W)
Cover glass	Ceria-doped glass [5]	3×10^{-3}	1.4 [19]	$R_{g-c} = 2.14 \times 10^{-3}$
Adhesive	Optical grade RTV (room temperature vulcanization) silicone [5]	1×10^{-4}	145 [2]	
Top half of cell	Silicon [5]	6×10^{-5} [5]	145 [2]	
Bottom half of cell	Silicon [5]	6×10^{-5} [5]	145 [2]	$R_{c-s} = 1.91 \times 10^{-5}$
Solder	Sn:Pb:As: [2]	1×10^{-4} [2]	50 [2]	
Substrate	Aluminum nitride [5]	2×10^{-3} [2]	120 [5]	

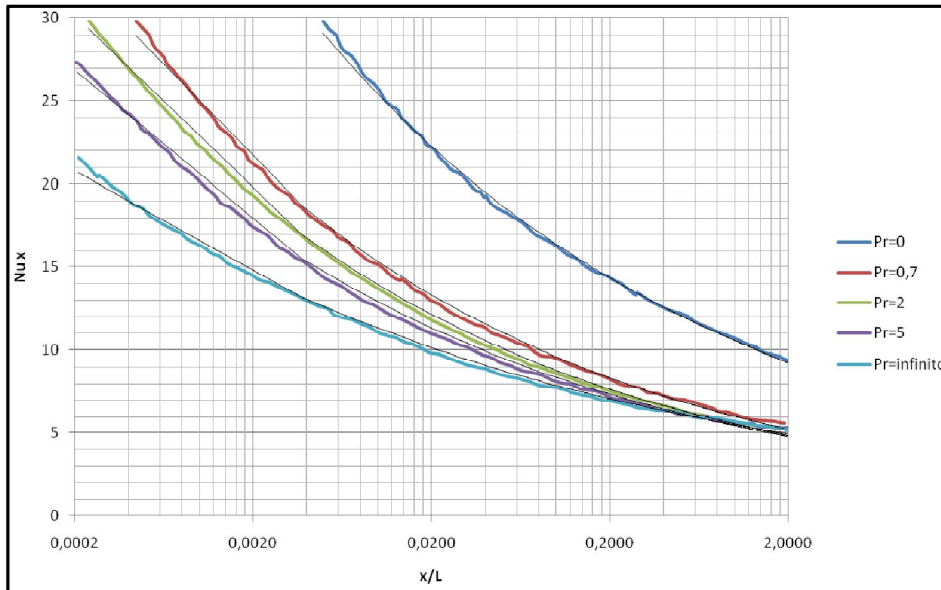
6.1.2.2 Calcolo coefficiente di scambio termico convettivo

Partendo dal bilancio sul singolo condotto è stata ricavata la temperatura superficiale della piastra dopo aver calcolato il coefficiente di scambio termico convettivo. Per calcolare il valore di questo coefficiente, per ogni tratto del condotto è stato necessario ricavare il valore del numero di Nusselt locale misurato nella mezzeria di ogni tratto e approssimarlo come valore medio effettivo per quest'ultimo. Con le dimensioni della piastra scelte e dalle condizioni fluidodinamiche all'interno dei condotti si ha un moto del fluido in transizione di moto da laminare a turbolento.

Numero di Nusselt per convezione forzata in condotto

Flusso in transizione di moto

La correlazione per il calcolo di Nusselt per un fluido in transizione da laminare a turbolento con la condizione di flusso imposto esiste, ma è di difficile risoluzione. Il numero di Nusselt è stato ricavato da un grafico ottenuto da dati empirici ipotizzando di avere profili di velocità e di temperatura completamente sviluppati. Il grafico riporta il numero di Nusselt in funzione di una lunghezza caratteristica adimensionale (pari all'inverso del numero di Grashof) per diversi valori del numero di Prandtl.



6.7. Andamento del numero di Nusselt per un flusso in transizione di moto in condotti circolari.

Per creare un modello numerico che permettesse di calcolare le prestazioni del sistema al variare delle grandezze in ingresso, è stata ricavata un'equazione (ottenuta tracciando una linea di tendenza per ogni curva del grafico) in funzione di una lunghezza caratteristica e del numero di Prandtl.

Moto pienamente turbolento

Per h è stata utilizzata la correlazione di Gnielinski valida sia per q sia per T imposta:

Con

Campo di validità:

6.1.2.3 Perdite per convezione naturale

La condizione di convezione naturale si stabilisce sulla faccia inferiore della piastra forata e sulla superficie superiore del vetro che protegge la cella. Per ricavare il coefficiente di scambio termico in convezione naturale è necessario passare prima dal calcolo del numero di Nusselt attraverso le seguenti correlazioni:

Superficie inferiore della piastra riscaldata:

$$\overline{Nu}_L = 0,27 \cdot Ra_L^{1/4}$$

Campo di validità:

$$(10^5 < Ra_L < 10^{10})$$

Superficie superiore del vetro riscaldato:

$$\overline{Nu}_L = 0,54 \cdot Ra_L^{1/4}$$

Campo di validità:

$$(10^4 < Ra_L < 10^7)$$

Con:

$$Ra_L = Gr_L * Pr_L$$

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_g - T_{amb}) * L_{caratt}^3}{\nu^2}; L_{caratt} = \frac{A}{4L}; \beta = \frac{1}{T_{amb}}$$

Proprietà calcolate alla temperatura di film

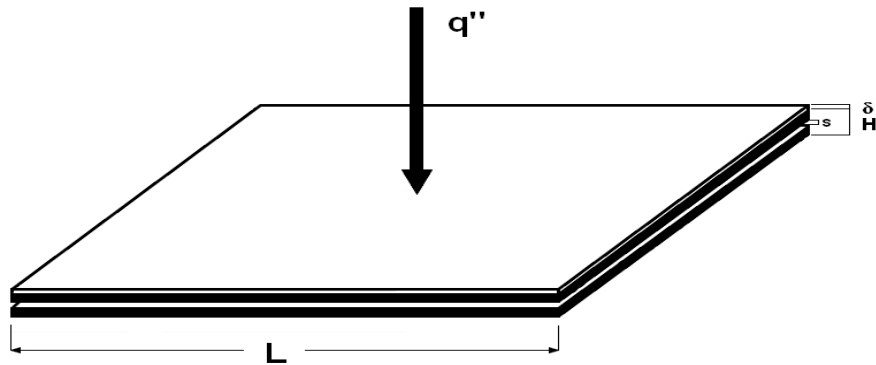
Calcolato il numero di Nusselt si può ricavare da esso il coefficiente di scambio termico in convezione naturale e infine si possono ottenere le perdite per convezione naturale:

$$Q_{conv} = h_{cn} A (T_g - T_{amb})$$

$$h_{cn} = \frac{\overline{Nu}_L k}{D}$$

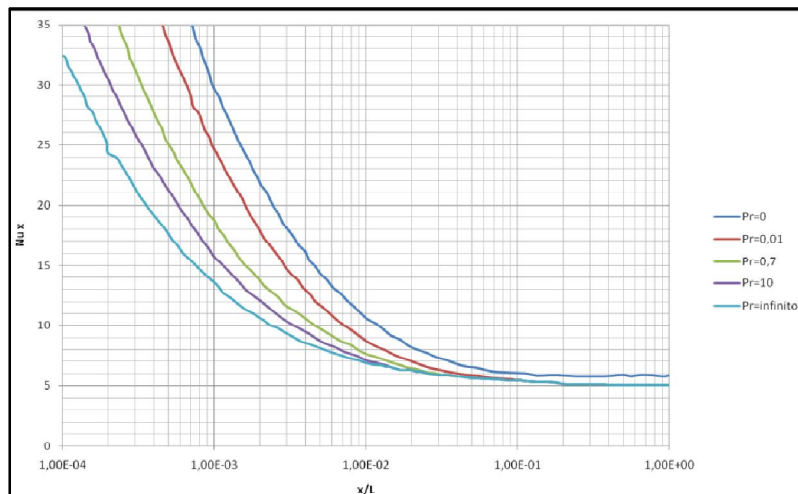
6.1.3 Raffreddamento mediante condotto rettangolare

La realizzazione di condotti con diametro ridotto è piuttosto complicato; è stata analizzata la possibilità di sostituire i condotti circolari con un unico condotto a sezione rettangolare. La realizzazione di questa configurazione è molto più semplice, ed è sufficiente affiancare due piastre piane.



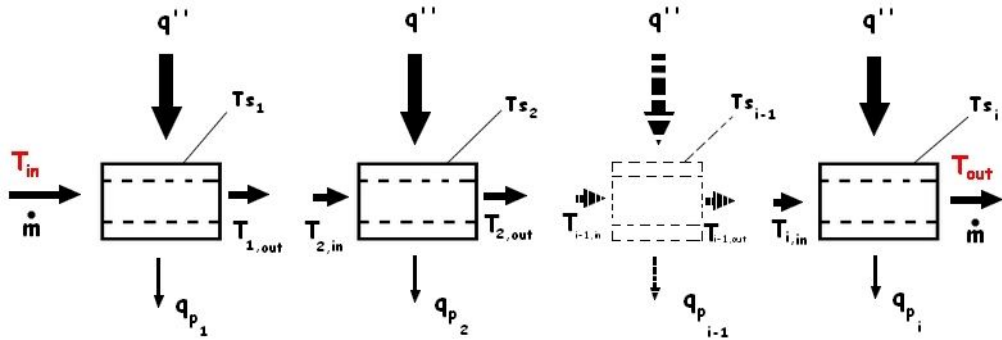
6.8. Piastra piana con condotto rettangolare.

Dal punto di vista del procedimento non si hanno grosse variazioni; viene considerata l'intera piastra e non più il singolo condotto (di conseguenza la portata che verrà ricavata iterativamente sarà quella complessiva e non più quella relativa ad un condotto), viene introdotto un diametro idraulico come lunghezza caratteristica e il numero di Nusselt viene ricavato da un grafico simile al precedente ma relativo a condotti rettangolari.



6.9. Andamento del numero di Nusselt per un flusso in transizione di moto in condotti rettangolari.

6.1.4 Procedimento



6.10. Discretizzazione del singolo condotto.

Viene qui di seguito descritto il procedimento di risoluzione delle equazioni di bilancio termico applicate sulla piastra di raffreddamento. Si riportano le operazioni relative solo ad un condotto dal momento che il discorso rimane valido per tutti gli altri. Viene ipotizzata la portata fluente nel condotto (\dot{m}) e poi ricavata iterativamente. Dal bilancio energetico

$$q_{trasm,i} \cdot A_i = \dot{m} \cdot C_{p_n} \cdot (T_{f_{out,i}} - T_{f_{in,i}})$$

è possibile ricavare la $T_{f_{out,i}}$ uscente dal primo segmento avendo imposto la T_{fin} (ovvero avendo imposto la temperatura del fluido in ingresso)

Imponendo la condizione di uguaglianza tra la $T_{f_{out}}$ del primo segmento e la temperatura del fluido entrate nel segmento successivo ($T_{f_{out,1}} = T_{f_{in,2}}$) vengono calcolate le T_{fin} e $T_{f_{out}}$ per tutti i segmenti in cui è stato discretizzato il condotto.

Nota la temperatura media di film di ogni tratto della discretizzazione è possibile ricavare le proprietà termo-fisiche del fluido in tutto il dominio considerato.

Si adimensionalizzano le grandezze utili in ogni tratto del condotto.

Si ricava il coefficiente di scambio termico convettivo (h_i) per ogni segmento.

Si verifica l'ipotesi di piastra a temperatura uniforme (l'uniformità della temperatura è per sezioni perpendicolari al flusso).

Si calcolano le temperature della parete della piastra tramite il bilancio termico sia nella sezione di entrata sia nella sezione di uscita

$$q_{trasm,i} = h_i \cdot (T_{s_{in,i}} - T_{f_{in,i}})$$

$$q_{trasm,i} = h_i \cdot (T_{sout,i} - T_{fout,i})$$

Si calcola la temperatura media della parete per ogni segmento

$$T_{sm,i} = \frac{T_{sout,i} + T_{sin,i}}{2}$$

In precedenza era stata ipotizzata la T_{sm} per calcolare la μ_s da usare nelle correlazioni. Vengono ricalcolate tutte le temperature relative sia al fluido sia alla parete; al variare delle temperature variano anche i valori delle proprietà termofisiche e di conseguenza i numeri adimensionali e i risultati delle correlazioni. Viene calcolata la temperatura della cella (T_c) per ogni tratto della discretizzazione

$$q''_{cella} = q''_{incnetta} - \frac{1}{2} \cdot P_{el}$$

$$T_c = T_s + q''_{cella} \cdot R_{C-s}$$

Sapendo che la T_c usata per ricavare il rendimento della cella può essere ricavata da un bilancio termico (il processo è necessariamente iterativo poiché il rendimento della cella η_c è funzione della temperatura della cella T_c). Si procede ora al calcolo della temperatura del vetro T_g

$$T_g = T_c + q''_{incidente\ netta} \cdot R_{G-c}$$

sapendo che quest'ultima compare nel calcolo delle perdite Q_{conv} e Q_{irr} (convezione naturale e irraggiamento) che compaiono nel calcolo del flusso trasmesso.

Come per il calcolo di T_c il processo è iterativo ed è necessario impostare un bilancio energetico per ricavare il valore reale di temperatura.

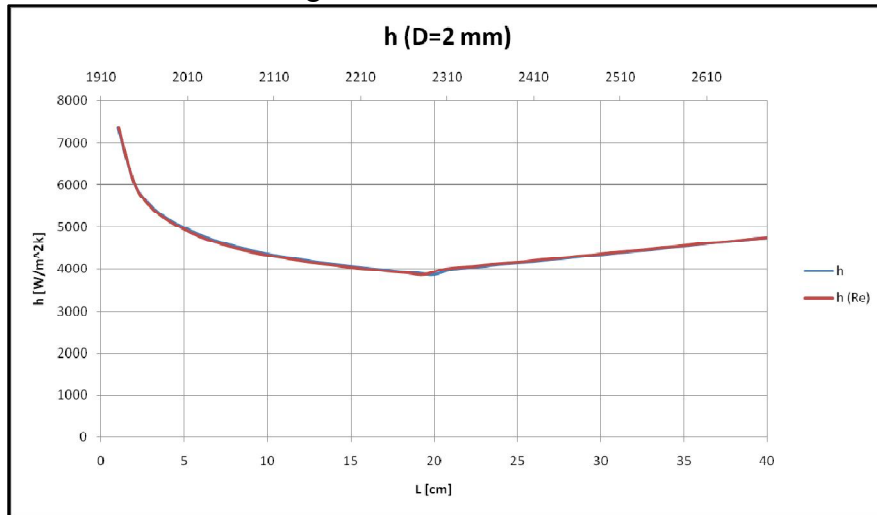
6.2 Risultati

Risulta evidente che il raffreddamento della cella fotovoltaica non è problematico dati i modesti flussi incidenti, infatti all'interno dei condotti non sono necessarie elevate velocità per rispettare le condizioni imposte sulle temperature e il moto risulta laminare per buona parte del percorso. Per il calcolo del numero di Nusselt in questo primo tratto laminare è stato usato un grafico come descritto nel procedimento, mentre una volta superato il valore limite del numero di Reynolds è stata usata la correlazione di Gnielinski.

Diametro 2

Nella tabella riportata è stato evidenziato il passaggio da moto laminare a transizione di fase e nel seguente grafico l'andamento del coefficiente di scambio termico lungo il condotto.

Inserire tabella con valori lungo il condotto.

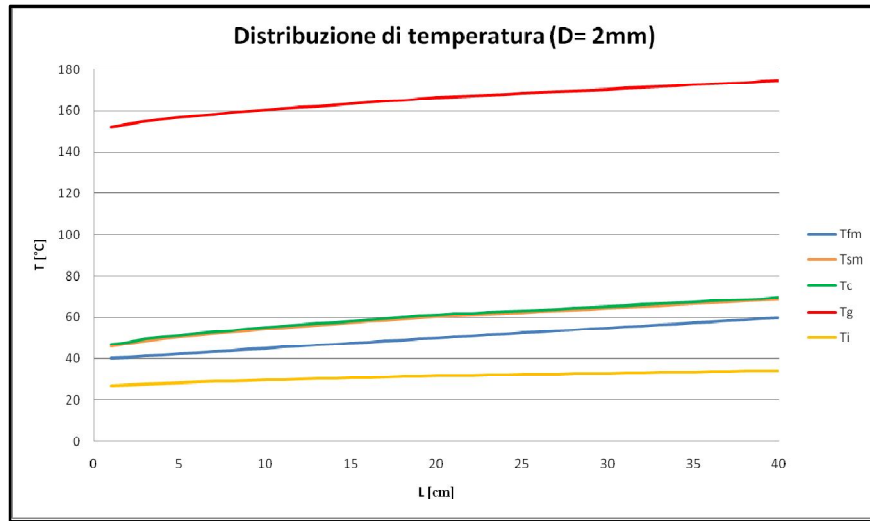


6.11. Andamento del coefficiente di scambio termico lungo un condotto di diametro 2 mm.

Le temperature raggiunte dalla cella nelle condizioni considerate si avvicinano ai 70 °C il che non comporta un alto rendimento ma è una condizione necessaria avendo fissato la temperatura di mandata dell'acqua a 60 °C ; le temperature raggiunte non superano comunque tale limite che porterebbero ad un progressivo degrado della cella se non quella del vetro che arriva ai 180 °C (influisce sulle perdite di scambio radiativo e di convezione naturale verso l'ambiente).

La potenza elettrica prodotta nelle condizioni imposte risulta 1,3 kW con una portata d'acqua a 60 °C di 280 l/h. Il rendimento termico di primo principio della macchina è pari al 60% (riferito alla radiazione incidente su una superficie con estensione pari all'area del concentratore), mentre quello elettrico è del 12% (riferito alla radiazione incidente sul pannello) senza confondersi con quello della sola cella fotovoltaica che si attesta sul 16,5-17 % calcolato con il modello Mbwe

Sul fondo della piastra si è ipotizzato di usare come isolante la fibra di vetro e lo spessore risultante necessario per rispettare la condizione imposta sulle perdite è di 8 mm.

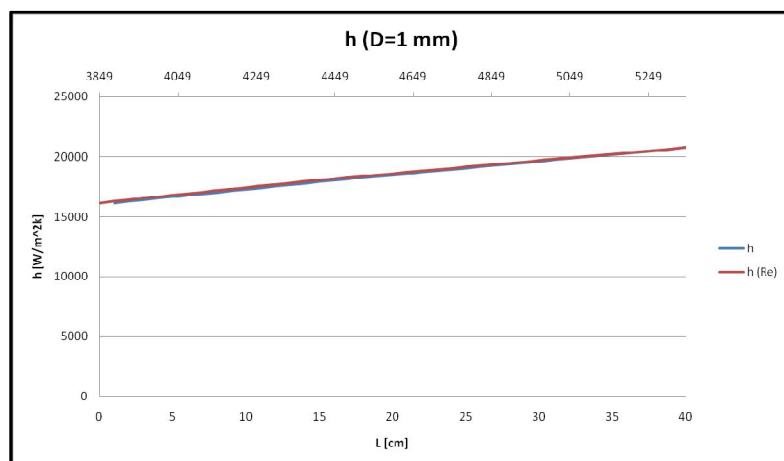


6.12. Distribuzione di temperatura nella cella (Diametro dei condotti pari a 2 [mm]).

Nel grafico sovrastante viene riportata la distribuzione di temperatura nella cella nel caso in cui i condotti attraversati dal refrigerante siano di diametro 2 . Dato che il coefficiente di scambio termico convettivo varia relativamente poco (inizialmente decresce e in seguito aumenta passando il moto da laminare alla zona di transizione) anche la differenza tra le temperature medie di parete e del fluido non ha variazioni significative.

Diametro 1

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti considerando una piastra forata uguale alla precedente ma con un diametro dei condotti pari a 1mm.



6.13. Andamento coefficiente di scambio termico lungo un condotto di diametro 1 [mm].

In questo caso il coefficiente di scambio convettivo aumenta solamente in quanto il moto è sin dall'imbocco dei condotti in transizione da laminare a turbolento. In questo caso, come risulta dal grafico successivo, la differenza di temperatura tra parete e fluido è molto minore dati gli elevati valori del coefficiente di scambio termico.

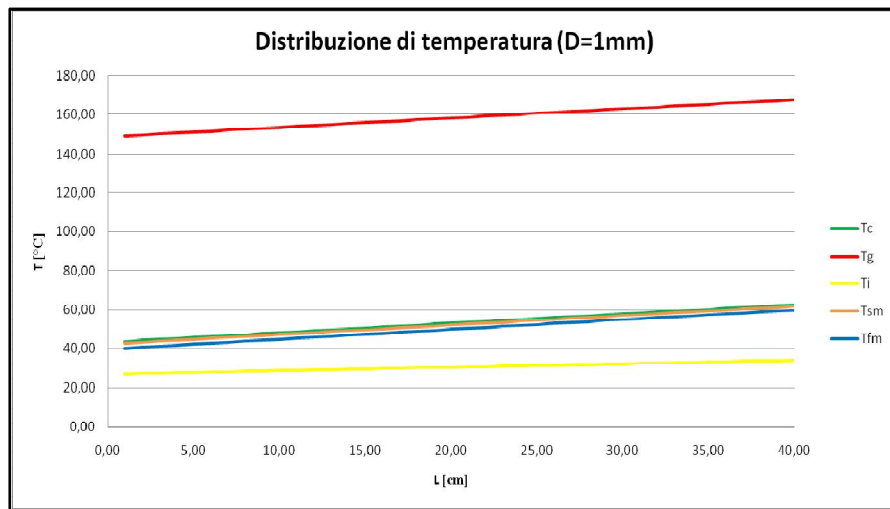


Figura 6.14. Distribuzione di temperatura nella cella (Diametro dei condotti pari a 1 [mm]).

Nel secondo caso analizzato (raffreddamento con una piastra avente un unico condotto rettangolare) non si raggiunge nemmeno la condizione di transizione di moto da laminare a turbolento. L'area di scambio termico è molto più elevata e non servono elevati coefficienti di scambio termico per avere una determinata temperatura di mandata e per rispettare il limite sulla temperatura della cella. In entrambi i casi le potenze di pompaggio richieste sono molto basse, ma nel caso di condotto rettangolare si ha una struttura più semplice dal punto di vista costruttivo. I risultati di questa seconda analisi non sono stati riportati in quanto poco significativi dato che lo spessore del condotto necessario per rispettare le condizioni imposte è inferiore al millimetro. Questa soluzione diventa sensata e utile solo nel caso di flussi termici elevati. Per esempio ipotizzando un fattore di concentrazione maggiore (ottenibile sostituendo gli specchi piani con specchi concavi) si avrebbe un flusso termico areico più elevato e di conseguenza diventerebbe necessario uno scambio termico più efficiente.

6.3 Caratterizzazione del concentratore Solex in assetto cogenerativo

Il modello descritto nella prima parte di questo capitolo e usato per modellizzare il concentratore in assetto cogenerativo è stato ricreato in un foglio elettronico Excel denominato "CogenerazioneSolex". Inserendo i valori d'irraggiamento diretto, temperatura ambiente, temperatura di mandata e ritorno del fluido di lavoro si ricava la portata circolante nella piastra di raffreddamento (di conseguenza la potenza termica trasferita al fluido di lavoro) e la potenza elettrica prodotta dalla cella fotovoltaica.

6.4 Risultati della caratterizzazione

Essendo la configurazione in assetto cogenerativo una valida soluzione, la si è voluta caratterizzare per poi andarne a calcolare le prestazioni a seconda delle diverse condizioni ambiente presenti nel luogo di installazione ed in base al ΔT di funzionamento. Ciò avviene con le modalità già usate per effettuare la caratterizzazione del concentratore Solex in configurazione standard.

La configurazione cogenerativa produrrà due curve caratteristiche di funzionamento:

- una per la parte termica;
- una per la parte elettrica.

Il grafico riporta l'andamento del rendimento termico ed elettrico del concentratore rispetto al parametro $\Delta T/G$. La scelta di caratterizzare la macchina con questa tipologia di curva è dovuta alla facilità con cui diventa possibile confrontare le prestazioni di diversi sistemi nelle medesime condizioni ambientali ed operative. Vengono riportati i risultati in Figura 6.15, ottenuti per il concentratore Solex in assetto cogenerativo:

- specchi ad elevata riflessività $\rho = 0,92$: è stato scelto un valore di riflessività degli specchi discretamente elevato perché aiuta a ridurre i costi specifici della macchina essendo il costo del concentratore cogenerativo-superiore rispetto a quello in configurazione standard (solo termica);
- temperature operative 30 °C 60 °C: la temperatura massima del fluido di lavoro viene limitata per non intaccare la vita utile della cella; tale limite (60°C) permette di avere un a temperatura di cella che varia dai 50°C ai 70°C

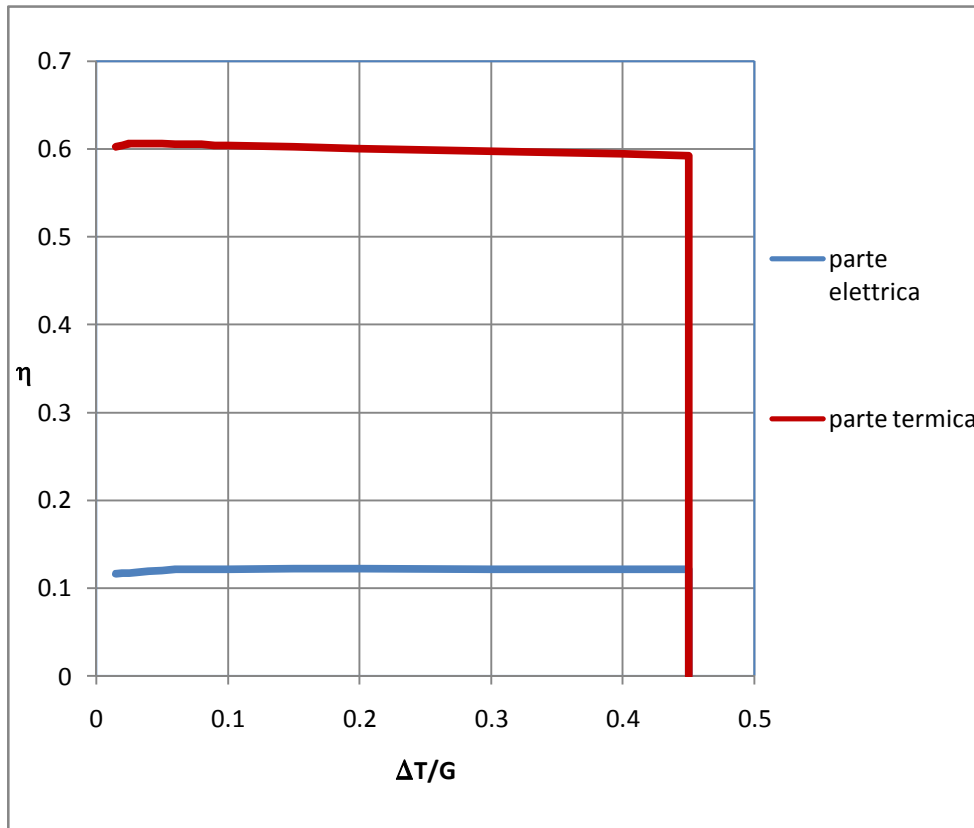


Figura 6.15. Caratterizzazione del concentratore Solex in configurazione cogenerativa nell'ipotesi di utilizzare specchi con elevata riflessività.

Si nota come all'aumentare del valore di $\Delta T/G$ (quindi al diminuire della radiazione solare) il rendimento della macchina sia praticamente costante (sia quello termico che elettrico) fino ad arrivare ad limite ricavato in corrispondenza di un valore di radiazione solare pari a $50 \text{ W/m}^2\text{K}$. In presenza di una radiazione inferiore al limite riportato, la macchina smette di funzionare (il concentratore continua ad inseguire la direzione di massima radiazione ma la pompa non fa circolare il fluido); oltre tale limite si ipotizza nulla anche la produzione di energia elettrica.

6.5 Confronto di produttività del concentratore solare assetto cogenerativo.

Potendo prevedere le prestazioni del sistema cogenerativo in ogni ora dell'anno diventa possibile eseguire una analisi molto simile a quella indicata nel Capitolo 5; verranno infatti presi in considerazione alcuni aspetti, tecnico produttivo economici, riguardanti il concentratore Solex.

Il più importante riguarda il confronto economico fra il concentratore Solex in assetto cogenerativo ed un impianto dove sono stati installati collettori solari evacuati e dei pannelli fotovoltaici convenzionali

Per eseguire il confronto viene utilizzato un modello di calcolo in grado di prevedere le prestazioni dei pannelli solari piani (sostanzialmente simile a quello creato per il concentratore) e dei pannelli fotovoltaici. L'analisi comparativa verrà eseguita in diverso modo a seconda di ciò che si vuole verificare:

- per confronto prestazionale è sufficiente ipotizzare che entrambi i sistemi si trovino nelle medesime condizioni (stessa regione geografica , stesse condizioni ambientali e che operino tra le stesse temperature);
- per confronto in termini economici deve aggiungere altri vincoli in quanto diventa necessario considerare più fattori.

Per capire quale sistema permette un maggiore risparmio energetico è necessario conoscerne il comportamento in ogni istante dell'anno in modo da ricavare quanta energia è in grado di convertire nell'arco di un anno perché il fatto che un sistema possa raggiungere alti rendimenti non implica che questo sia quello più produttivo e che quindi permetta il maggior risparmio.

Dato che un'analisi di questo tipo diventa molto pesante, sono stati considerati i valori storici medi orari dei 365 giorni costituenti l'anno solare (relativi alla zona climatica scelta) per ottenere la potenza convertibile mediamente in ogni ora dell'anno (conseguenza del calcolo iterativo del rendimento medio relativo ad ogni ora). Dalla somma dei valori medi orari si ottiene la previsione della potenza producibile in ogni mese e di conseguenza quella annuale.

Conoscendo la previsione annuale della potenza producibile da entrambi i sistemi e conoscendo anche il costo che comporterebbe produrre la medesima potenza da altra fonte (gas naturale bruciato in una caldaia dato che è l'alternativa più semplice ed economica) si quantifica il risparmio ottenibile con un sistema e con l'altro. In questo modo si ottiene l'energia risparmiabile annualmente in media; nei seguenti capitoli sono state svolte ulteriori analisi considerando il costo dei due impianti e la vita utile per avere un confronto più completo.

6.5.1 Confronto prestazionale rispetto ad altre tecnologie solari

Curve caratteristiche

Vengono riportate considerazioni relative ad un caso generico in quanto non sono stati considerati carichi termici da alimentare. Questo confronto è utile al fine di poter visualizzare le curve caratteristiche delle diverse tecnologie solari ottenendo graficamente una prima valutazione sulle loro prestazioni.

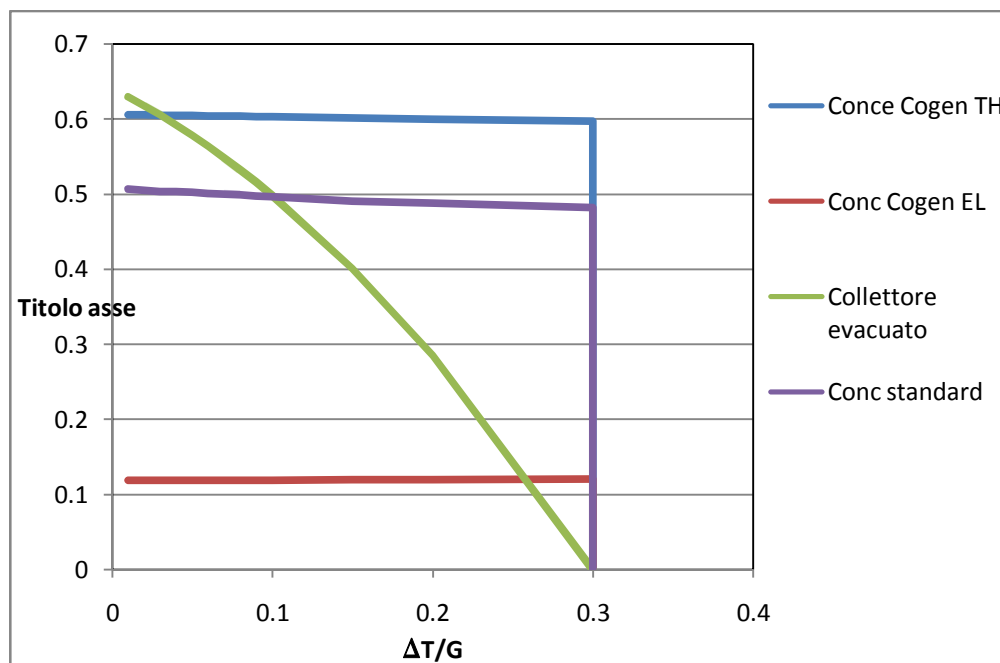


Figura 6.16. Confronto tra le curve caratteristiche di pannelli piani, pannelli evacuati, concentratore Solex e una sua evoluzione

Le curve riportate in Figura 6.17 sono state ottenute considerando in tutti i casi una radiazione solare di $800 [W/m^2]$ (nel caso dei pannelli evacuati radiazione totale mentre per il concentratore radiazione diretta) e diversi valori di temperature operative di mandata e di ritorno del fluido di lavoro.

La curva dei pannelli fotovoltaici semplici non è stata inserita perché non nessuna relazione con il ΔT . Ai fini dell'analisi della produzione energetica questo confronto ha poco valore, ma è stato comunque riportato per chiarire le differenze tra i due sistemi.

Confronto prestazionale su base annua

Passando ad un confronto più significativo si riportano le prestazioni dei sistemi ricavate in ogni mese dell'anno, utilizzando i dati medi orari della radia-

zione globale incidente su un piano orizzontale per i pannelli e quelli medi orari di radiazione diretta (relativi alla zona climatica di Pordenone). Le temperature operative di mandata e di ritorno del fluido di lavoro utilizzate sono rispettivamente 60 e 30 °C. In Figura 6.17. si riportano i rendimenti relativi a un anno medio.

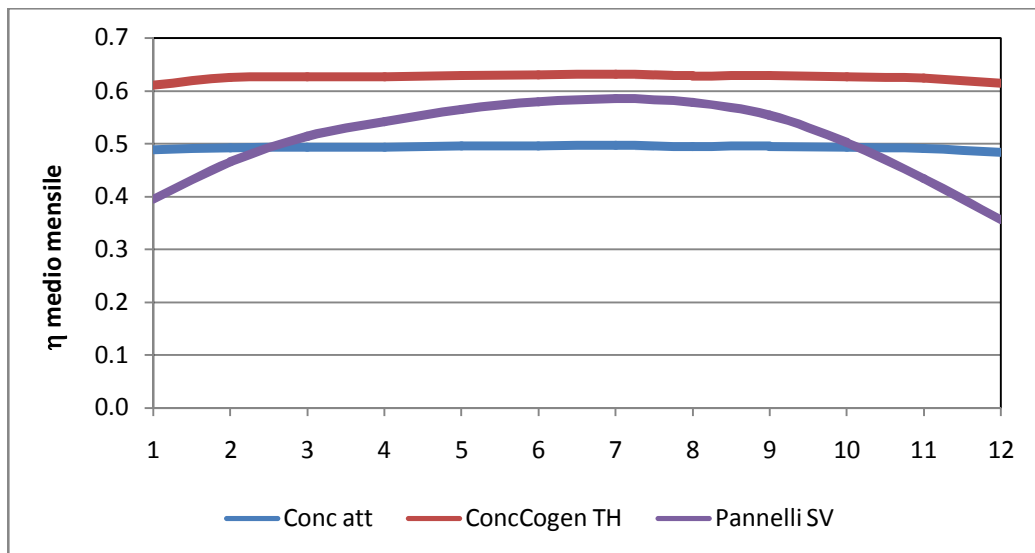


Figura 6.17. Rendimento medio mensile di pannelli piani, pannelli evacuati, concentratore Solex e una sua evoluzione.

Osservando il grafico sopra riportato risultano più chiare le differenze tra i vari sistemi. Il divario principale si nota nei mesi invernali dove la radiazione solare è bassa come anche le temperature ambientali. In queste condizioni il sistema a concentrazione è favorito perché lavora bene con valori di radiazione bassi ed è poco influenzato dalla temperatura ambiente. Al contrario i pannelli piani risultano fortemente influenzati da questi parametri; in particolare i pannelli piani semplici risultano molto penalizzati, avendo uno scarso isolamento verso l'ambiente e un'elevata superficie, di conseguenza le perdite non possono che essere elevate. La situazione migliora nel caso dei pannelli evacuati dato diminuiscono le perdite per convezione e conduzione verso l'ambiente.

Confronto produttivo su base annua

Le temperature operative di mandata e di ritorno del fluido di lavoro utilizzate sono rispettivamente 60 e 30 °C. Una volta noti i rendimenti medi mensili di ogni sistema si passa all'analisi della produttività. Un'analisi di questo tipo è sicuramente più significativa, perché come già detto, il sistema migliore non è quello che ha il rendimento medio più elevato ma quello che è in grado di pro-

durre più energia nell'arco di un anno. Il grafico in Figura 6.19 riporta la previsione della produttività dei sistemi in ogni mese dell'anno medio, mentre il grafico in Figura 6.18 quella media annuale ottenuta sommando l'energia media prodotta in ogni ora dell'anno.

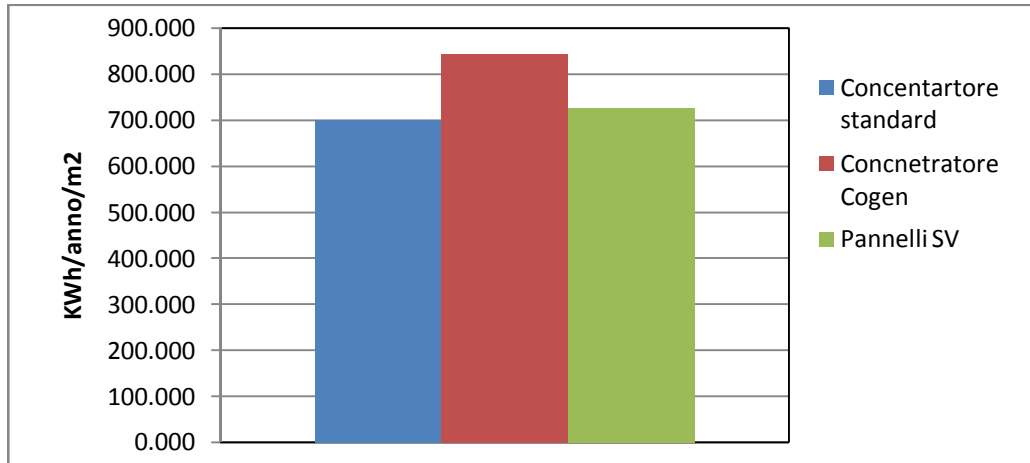


Figura 6.18. Previsione della produttività media annuale specifica di pannelli evacuati, concentratore Solex standard ed in assetto cogenerativo.

Com'era prevedibile l'andamento della previsione della produttività mensile rispecchia l'andamento dei rendimenti mensili, anche se va sottolineato che in questo confronto vengono considerati diversi valori di radiazione, in quanto i pannelli piani lavorano con quella totale orizzontale e il concentratore con quella diretta.

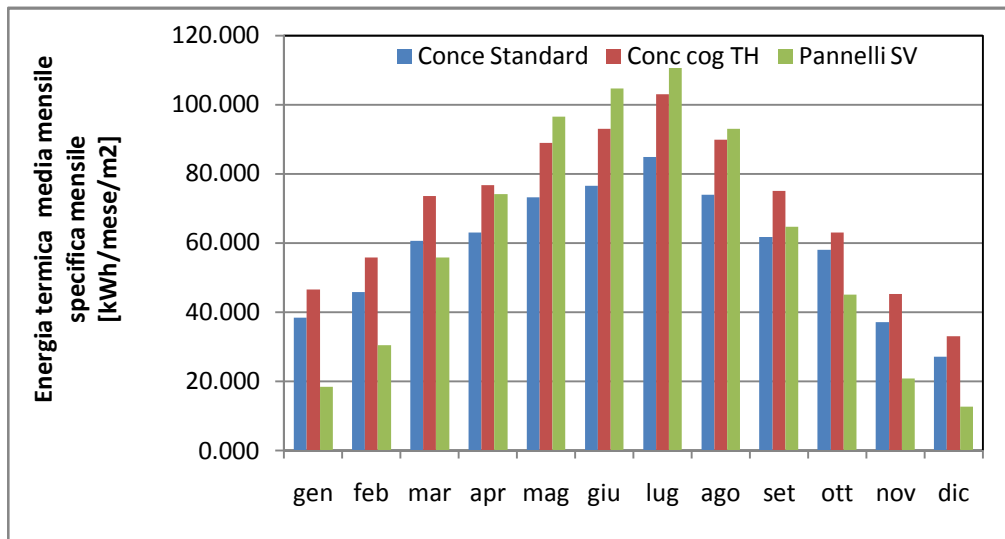


Figura 6.19. Previsione della produttività media mensile di pannelli evacuati, concentratore Solex standard e in assetto cogenerativo.

Si nota una sostanziale parità di produttività annuale tra i pannelli solari eva-

cuati ed il concentratore Solex standard, mentre la produttività del concentratore in assetto cogenerativo risulta nettamente più efficiente.

6.5.2 Confronto economico rispetto ad altre tecnologie solari per una utenza specifica

Dopo aver descritto ed analizzato il concentratore Solex dal punto di vista prestazionale, si è passati ad analizzare l'aspetto economico in modo da quantificare il risparmio energetico annuale e le spese per la realizzazione e mantenimento di un impianto. Lo scenario su cui è stata eseguita l'analisi economica è già descritti nel capitolo 5

E' stato utilizzato lo strumento di calcolo realizzato e in precedenza descritto per poter calcolare l'energia producibile da un singolo concentratore in media in un anno e conseguentemente ricavare l'energia utile per alimentare i carichi termici delle varie utenze. A seconda del caso in esame sono noti i carichi termici ed il numero di concentratori da installare sono stati scelti per massimizzare il risparmio energetico e minimizzare i costi d'impianto compatibilmente con gli ingombri. L'ipotesi fatta è quella di utilizzare un sistema solare che aiuti a coprire i carichi termici per il riscaldamento ed un impianto fotovoltaico per coprire parzialmente i carichi elettrici comprensivi di energia spesa per alimentare un ciclo frigorifero a compressione.

6.5.3 Descrizione utenza abitativa

Analizzando l'ipotesi di utilizzare il concentratore solare Solex (o i pannelli piani) per il riscaldamento e raffrescamento di un'utenza abitativa devono essere considerati diversi aspetti. Dal punto di vista economico, a fronte di un investimento iniziale non trascurabile, si ottengono diversi benefici dall'utilizzo di un sistema solare:

- il primo è il risparmio sul combustibile altrimenti necessario per alimentare i carichi dell'utenza e la conseguente diminuzione delle emissioni di inquinanti;
- il secondo è la classificazione energetica dell'edificio. Se l'edificio rientra in una fascia alta di tale certificazione, ne guadagna il valore dell'immobile.

Nel seguito viene proposta l'analisi del possibile investimento per l'acquisto di un sistema solare il cui scopo è di alimentare un complesso abitativo di 15 appartamenti da 100 [m²] l'uno e nel quale si ipotizza che possano risiedervi in totale 40 persone. L'impianto solare ha il compito di riscaldare l'edificio

d'inverno, di produrre acqua per i sanitari durante tutto l'anno e di fornire parte dell' fabbisogno elettrico che considera anche l'utilizzo di un ciclo frigorifero a compressione nei mesi estivi per il raffrescamento. Le temperature operative del ciclo sono state impostate a valori costanti di 30°C e 60°C per rispettare il limite di temperatura imposto sulla cella fotovoltaica.

Un aspetto molto importante da considerare per tradurre in risparmio economico l'energia prodotta dal concentratore solare è l'accoppiamento sistema solare – utenza termica; infatti, a differenza di una comune caldaia, il concentratore (come tutte le tecnologie solari) non è controllabile dal punto di vista della produzione mentre, dall'altro lato, l'utenza potrebbe avere richieste non prevedibili o prevedibili ma superiori alla potenza termica erogata dal concentratore.

La soluzione al problema appena posto è l'installazione di un serbatoio di accumulo e di una caldaia ausiliaria con conseguente aumento dei costi. L'obiettivo è quello di valutare il risparmio energetico permesso dalle tecnologie solari da noi considerate:

- concentratore solare Solex in assetto cogenerativo:
- Collettori termici evacuati + pannelli fotovoltaici convenzionali.

I dati relativi alle condizioni ambientali (temperatura ambiente e irraggiamento solare diretto) sono valori medi orari derivanti dalla media di valori storici relativi agli anni passati. L'analisi prestazionale ed economica che verrà svolta in seguito è riferita ai dati medi orari di Pordenone, essendo la città di provenienza della Project s.r.l.

La classe energetica dell'edificio è stata determinata in funzione della zona climatica in cui rientra la città di Pordenone (Zona Climatica E).

L'analisi è stata impostata supponendo di affiancare l'impianto solare e il frigorifero ad assorbimento a uno composto da una caldaia a gas e un ciclo frigorifero a compressione, necessari all'integrazione della produzione di energia e soddisfare completamente i carichi dell'utenza (la caldaia e il ciclo frigorifero a compressione devono essere in grado di soddisfare autonomamente la richiesta dell'utenza).

Vengono riportate in Tabella 6.3 le caratteristiche dell'edificio, della caldaia a gas, della macchina frigorifera ad assorbimento, della macchina frigorifera a compressione e del serbatoio di accumulo, oltre ai dati fiscali e i valori usati per determinare le emissioni. Il numero evidenziato in rosso è il fabbisogno energetico annuale specifico al metro quadro di superficie dell'abitazione e in base a tale valore viene classificato l'edificio. Questo numero rappresenta l'energia necessaria al riscaldamento invernale dell'abitazione ed è ricavato in funzione della qualità dell'isolamento dell'edificio e dal tipo di sistema utilizzato per il riscaldamento.

Tabella 6.2. Caratteristiche dell'edificio, della caldaia a gas, del ciclo frigorifero a compressione e del serbatoio di accumulo, oltre ai dati fiscali e i valori usati per determinare le emissioni.

Dati edificio		
superficie	1500	m ²
N persone	40	
fabb. invernale ACS	10	litri/giorno/persona
fabb. estivo ACS	50	litri/giorno/persona
fabbisogno ACS	451	kWh/anno/persona
fabbisogno risc. involucro	60	kWh/ m ² /anno
fabb. TOT (inv. + ACS)	72	kWh/ m ² /anno
Eta medio annuo caldaia	0,90	
fabb. en. primaria TOT	67	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	100000	kWh/anno
fabb. en. primaria ACS	20028	kWh/anno
fabb. en. primaria TOT	120028	kWh/anno
consumo gas naturale	12525	m ³ /anno
spesa gas naturale	8767	€/anno
Dati caldaia a metano		
Rendimento medio annuo	0,9	
Prezzo gas naturale	0,7	€/ m ³
PCI	34,5	MJ/ m ³
PCI	9,58	KWh/ m ³
Prezzo energia elettrica	0,19	€/kWh
Detrazioni fiscali		
% detrazione dell'imposta lorda	55	
numero quote annuali	5	
Accumulo		
capacità serbatoio	1,200	[m ³]
Emissioni Evitate energia elettrica		
Medie		
CO ₂	530	grammi /kwh
NO _x	0,6	grammi /kwh
Emissioni evitate energia termica		
Medie		
CO ₂	260	gr /kwh
NO _x	0,21	gr /kwh
Condizionamento		
Potenza assorbita	25,1	[kW]
Potenza frigorifera	17,6	[kW]
□ Frigo termico	0,70	
COP Frigo elettrico	3,5	

6.5.3.1 Concentratore Solex cogenerativo

Tabella 6.3. Valori considerati e risultati dell'analisi economica svolta per il concentratore solare Solex.

Dati Concentratore		
Ap	13,58	m ²
INVERNO		
Tm	60	[°C]
Tr	30	[°C]
ESTATE		
Tm	60	[°C]
Tr	30	[°C]
Numero di concentratori	4	
Dati investimento		
Costo concentratore	13600	€
Costo concentratore + iva	17000	€
IVA	20	%
euro investimento totale	80880	€
costo specifico impianto	1498	€/ m ²
tasso attualizzazione	0,03	
anni durata impianto	30	anni
costo annuo energia aux	228	€
euro O&M annuo	200	€
macchina assorbimento	0	€
costo serbatoio	3000	€
Fascia energetica		
Sistema a gas		
fabb. en. primaria TOT	67	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	100000	kWh/anno
Sistema solare		
fabb. en. primaria TOT	50	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	76365.30	kWh/anno
Risparmio		
Gas	39317.05	[kWh/anno]
Energia elettrica	9001.11	[kWh/anno]
Risparmio emissioni		
CO ₂	10.22	[t]
NO _x	8.26	[kg]
Risultati Finanziari		
NPV	47787.3	[€]
PB	10	[anni]

Nella Tabella 6.4 vengono riportati i valori considerati e i risultati dell'analisi economica svolta per il concentratore solare Solex. Il numero di concentratori è stato scelto dopo considerazioni relative ai costi e agli ingombri. L'ipotesi fatta è

quella di installare i quattro concentratori nei quattro angoli del tetto dell'edificio (supponendo che abbia un tetto piano e non spiovente) in modo da evitare che si facciano ombra l'uno con l'altro. Per quanto riguarda la classificazione energetica si passa da un fabbisogno di energia primaria di $67 [kWh/m^2/anno]$ nel caso di solo impianto a gas, ad uno di $50 [kWh/m^2/anno]$, con conseguente passaggio dalla classe energetica C a B per la zona climatica considerata. Investimento iniziale pari a 80880 €, con tempo di ritorno dell'investimento di 10 anni ($NPV = 47787.3 [€]$).

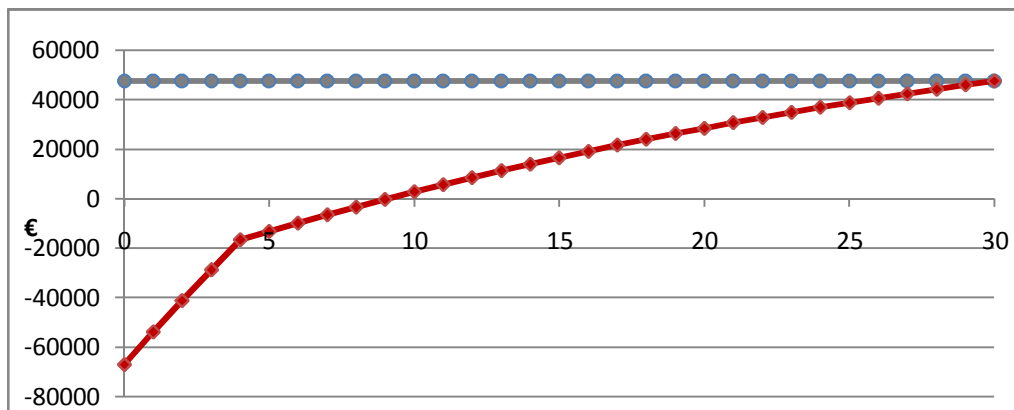


Figura 6.20. Andamento del flusso di cassa attualizzato e NPV relativi all'investimento per l'acquisto di 4 concentratori Solex.

6.5.3.2 Pannelli solari evacuati più pannelli fotovoltaici convenzionali.

In alternativa all'utilizzo del concentratore Solex, sono mostrati in Tabella 6.4 i risultati dell'analisi economica svolta per la possibilità di utilizzare pannelli solari evacuati per produrre energia termica e pannelli fotovoltaici convenzionali per produrre energia elettrica; i collettori piani non sono stati presi in considerazione a causa delle minori prestazioni rispetto agli evacuati. Come nel caso precedente è stato ipotizzato di installare $45 [m^2]$ di pannelli solari e $45 [m^2]$ di pannelli fotovoltaici dato che le potenze di picco prodotte nei mesi estivi sono molto simili. Il risultato delle considerazioni appena riportate è un ritorno dell'investimento dopo un intervallo di tempo di poco inferiore alla vita utile dell'impianto, il che rende anche questo investimento improponibile. L'edificio in questo caso ricade nella fascia B della classificazione energetica ma a breve distanza dalla classe energetica precedente. Nonostante i risultati finanziari dell'impianto nel quale è installato il concentratore solare siano molto simili a quelli dell'impianto con i pannelli evacuati, il valore del fabbisogno di energia primaria è più basso nel primo caso in quanto il concentratore produce con un rendimento più elevato nei mesi invernali e siccome la classe energetica degli edifici viene determinata in base ai consumi necessari al riscal-

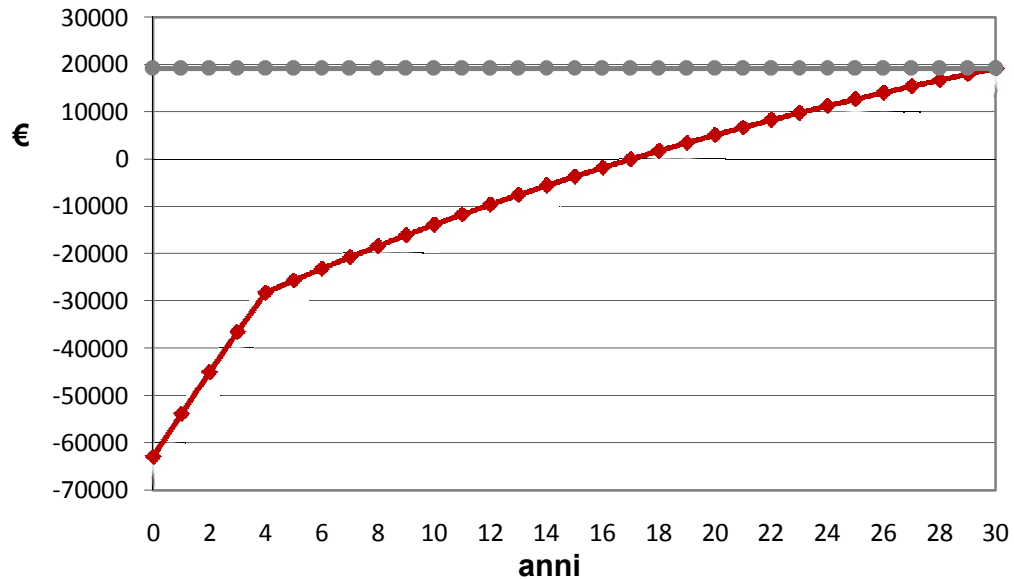
damento invernale, il concentratore permette di ridurre il consumo di gas in tale periodo (e quindi di ridurre maggiormente il fabbisogno di energia primaria).

6.5. Risultati dell'analisi economica svolta per la possibilità di utilizzo di pannelli solari evacuati più pannelli fotovoltaici.

Dati investimento		
costo collettori termici	550	€/ m ²
costo pannelli FV	700	€/ m ²
Rendimento medio annuo pannello FV	0.13	
euro mano d'opera	1100	€
IVA	20	%
euro investimento totale	724200	€
costo specifico impianto	1609	€/ m ²
tasso attualizzazione	0,03	
anni durata impianto	30	
costo annuo energia aux	105	€
euro O&M annuo	144,84	€
macchina assorbimento	0	€
costo serbatoio	3000	€
Fascia energetica		
Sistema a gas		
fabb. en. primaria TOT	67	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	100000	kWh/anno
Sistema solare		
fabb. en. primaria TOT	91360.59	kWh/ m ² /anno
fabb. en. primaria risc.	60	kWh/anno
Risparmio		
Gas	23400	kWh/anno
Energia elettrica	9231	kWh/anno
Risparmio emissioni		
CO2	6.08	[t]
NOX	4.91	[kg]
Risultati Finanziari		
PB	16	[anni]
NPV	23851	[€]

Il risultato delle considerazioni appena riportate è un ritorno dell'investimento dopo 16 anni di vita, il che rende questo impianto un buon investimento. Per quanto riguarda la classificazione energetica l'edificio considerato ricade nella fascia C con un fabbisogno di energia primaria di 67 [kWh/m²/anno] nel caso di solo impianto a gas; con l'introduzione dell'impianto solare si passa ad un fabbisogno di 60 [kWh/m²/anno], pur troppo non si ha il cambio di fa-

scia energetica ma aumentando di poco la superficie di collettori termici evacuati il passaggio in fascia B è certo.



6.21. Andamento del flusso di cassa attualizzato e NPV relativi all'investimento per l'acquisto di 45 [m²] di pannelli solari evacuati.

6.5.4 Considerazioni economiche

Nei paragrafi precedenti sono state fatte considerazioni di carattere tecnico-economico sui vari impianti. Si evidenzia come il concentratore solare in assetto cogenerativo sia sicuramente più prestazionale rispetto sia alla sua configurazione standard sia all'impianto costituito da collettori termici evacuati e pannelli fotovoltaici con cui è stato confrontato. Per confermare questa affermazione possiamo fare riferimento al tempo di ritorno dell'investimento che per il concentratore è di 10 anni mentre per l'impianto alternativo è di 17.

Conclusioni e sviluppi futuri

Dai risultati ottenuti emergono le potenzialità della concentrazione solare e i vantaggi e gli svantaggi di un sistema a concentrazione rispetto ad una tecnologia solare convenzionale piana.

Il pregio più interessante del concentratore Solex è sicuramente quello di avere un rendimento molto poco influenzabile dalla temperatura dell'aria ambiente e dall'intensità della radiazione solare diretta, mantenendo prestazioni elevate anche nei mesi invernali caratterizzati da basse temperature e poche ore di luce. Tale valore di rendimento si attesta sul 50% per il concentratore attualmente in produzione. Il concentratore evoluto si differenzia da quello standard solamente per la riflettanza degli specchi usati, infatti dopo una attenta valutazione dei parametri funzionali sono stati valutati gli specchi come la fonte di perdita di rendimento maggiore e più facilmente abbattibile. Cambiando gli specchi con una spesa di circa 3 € l'uno, si passa da una riflettanza ρ del 74% per lo standard ad una del 92% per l'evoluto facendone levitare il rendimento al 70

Per quanto riguarda gli aspetti sfavorevoli, risaltano l'ingombro della macchina e il costo attualmente elevato.

Nell'analisi svolta con lo scopo di determinare quale sia il sistema migliore per alimentare un'utenza abitativa (riportata nel capitolo 3), la soluzione a concentrazione risulta vantaggiosa rispetto a quella piana, ma i risultati ottenuti non hanno valore assoluto bensì relativo alla situazione considerata. Il concetto di base è che andrebbe eseguita un'analisi differente per ogni tipologia di utenza, anche se è comunque possibile fare una classificazione in funzione di considerazioni preliminari.

Osservando i risultati dei confronti svolti in termini di produttività media annuale, risulta una sostanziale parità tra i sistemi se operanti alle basse temperature (Temperatura media operativa pari a 45 [°C]), mentre alle alte (Temperatura media operativa pari a 85 [°C]) la tecnologia solare a concentrazione è la più produttiva.

Osservando i risultati medi mensili, il sistema a concentrazione rafforza ulteriormente la sua posizione, poiché la sua produttività nei mesi invernali è nettamente superiore a quella dei pannelli, sia piani sia evacuati. La situazione s'inverte nei mesi estivi ma solo nel caso di basse temperature operative.

Le caratteristiche del concentratore Solex sono molto favorevoli per alimentare un'utenza abitativa, poiché mantiene prestazioni elevate anche nei mesi più freddi nei quali si hanno elevati consumi per il riscaldamento degli edifici. Il sistema a concentrazione risulta vantaggioso, dal punto di vista prestazionale ma, in molte applicazioni, non sempre potrà essere scelto come soluzione: dal punto di vista dell'ingombro la soluzione piana è favorita poiché più flessibile (i pannelli sono venduti al metro quadro), mentre per quanto riguardano i costi, la situazione è più complessa (l'investimento iniziale per il sistema a concentrazione

è più alto ma genera anche un risparmio annuale più alto) e deve essere valutata caso per caso in funzione delle richieste. Nelle simulazioni effettuate la dimensione dell'impianto è stata scelta in funzione della potenza della macchina ad assorbimento (25 kW, una delle taglie più piccole sul mercato che produce 17 kW frigoriferi). Dato che è stata privilegiata la produzione di ACS nei mesi estivi (in quanto tale scelta genera il risparmio maggiore), la macchina ad assorbimento lavora molto poco nell'arco dell'anno.

Limitando gli impianti alla sola produzione di energia termica (evitando di acquistare il frigorifero ad assorbimento e lasciando il compito del raffrescamento estivo ad un condizionatore), il sistema piano è in molti casi la soluzione preferibile. Il concentratore e da utilizzarsi, in particolare, quando servono temperature elevate o quando le sue caratteristiche sono più adatte ad alimentare i carichi dell'utenza (per esempio per il riscaldamento invernale degli edifici, in quanto non è influenzato dalla declinazione del sole e dalle basse temperature dell'aria ambiente).

In conclusione non è possibile determinare il sistema migliore in assoluto ma può essere determinato quello più efficiente per l'applicazione considerata.

Se l'installazione del concentratore Solex fosse prevista fin dalla fase di progettazione di un edificio, in cui andrebbe a integrare l'impianto di condizionamento e riscaldamento, probabilmente i costi diminuirebbero e il problema degli ingombri risolto in sede progettuale. In un caso del genere, a patto di analizzare i costi aggiuntivi e le possibili alternative, il sistema a concentrazione potrebbe risultare la soluzione migliore. Attualmente non si ha un vantaggio evidente scegliendo il concentratore Solex, soprattutto dal punto di vista di ritorno dell'investimento, ma nel caso in cui aumentasse la richiesta i costi della singola macchina potrebbero scendere. In generale quindi l'investimento per un sistema solare potrebbe risultare non molto attraente per via degli elevati tempi di recupero; il fattore positivo potrebbe essere quello di raggiungere una classe energetica superiore aumentando il valore dell'immobile, il che potrebbe giustificare l'elevata spesa iniziale e i lunghi tempi di recupero dai 17 anni per il Solex ai 20 per l'impianto con i collettori termici evacuati.

Una menzione la merita però il concentratore in configurazione cogenerativa che grazie all'obbligato raffreddamento della cella fotovoltaica, posta nel suo fuoco, produce oltre ad energia elettrica anche acqua calda che può raggiungere i 60 °C senza compromettere la vita utile della cella. Così facendo con una sola macchina si potrebbe coprire una parte dei carichi termici ed una dei carichi elettrici associati ad una generica utenza civile.

I costi d'investimento per installare questo tipo di macchina sono di più alti rispetto all'installazione del concentratore standard ma ciò è giustificato dal fatto che si avrebbero tempi di recupero d'investimento notevolmente brevi, circa 10 anni per l'utenza termica da noi ipotizzata e (mantenuta uguale anche per la seconda parte delle simulazioni). L'onere economico aggiuntivo che si deve sostenere è dovuta all'acquisto dell'inverter, della cella fotovoltaica e di un buon

sistema di controllo della temperatura (per evitare innalzamenti indesiderati di temperatura) per un totale di circa 9000 euro aggiuntivi.

Riassumendo il Solex A10 in configurazione standard non è superiore in termini prestazionali e produttivi ai collettori piani (soprattutto a quelli evacuati), ma in configurazione evoluta ha prestazioni superiori lasciando come punto debole solo quello dell'ingombro. Nel caso i calcoli teorici delle prestazioni fossero confermati anche nella realtà, la configurazione cogenerativa sarebbe senza dubbio una applicazione dalle notevoli prestazioni; questa unisce una certa elasticità di funzionamento ad una indubbia convenienza economica.

Bibliografia

- Andrea Tassera *Analisi di un concentratore solare a disco parabolico*, , tesi, 2009
- Angelo Gorla *Analisi del concentratore solare italiano Solex A10 processo produttivo modellazione e sviluppo*, , tesi, 2006
- Anja Royne, Christopher J. Dey, David R. Mills *Cooling of photovoltaic cells under concentrated illumination: a critical review*, School of Physics A28, University of Sydney, 2004
- Cengel Yunus A., *Termodinamica e trasmissione del calore*, McGraw-Hill, 1998.
- Claudio Clerici *Analisi di un sistema fotovoltaico a concentrazione con recupero termico*, , tesi, 2007
- Guglielmini G., Pisoni C., *Elementi di trasmissione del calore*, Casa Editrice Ambrosiana, 1990.
- Ma Robert Y., *Wind effects on convective heat loss from a cavity receiver for a parabolic concentrating solar collector*, Sandia National Lab (pdf file), 1993.
- Shtrakov Stanko e Stoilov Anton, *Finite element method for thermal analysis of concentrating solar receivers*, South-West University, Blagoevgrad, Bulgaria (pdf file).
- www.trnsys.com
- www.cened.it
- www.sunpower.com