



## Ricerca di Sistema elettrico

# Sperimentazione e qualificazione di componenti solari a concentrazione per applicazioni a media temperatura

*V. Sabatelli, D. Marano, G. Contento, A. Bruno, A. Ebolese  
D. Del Col, M. Quaggia, M. Bortolato, S. Bortolin, A. Padovan*



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA



DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

## SPERIMENTAZIONE E QUALIFICAZIONE DI COMPONENTI SOLARI A CONCENTRAZIONE PER APPLICAZIONI A MEDIA TEMPERATURA

V. Sabatelli, D. Marano, G. Contento, A. Bruno, A. Ebolese (ENEA)  
D. Del Col, M. Quaggia, M. Bortolato, S. Bortolin, A. Padovan (Università di Padova)

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: RAZIONALIZZAZIONE E RISPARMIO NELL'USO DELL'ENERGIA ELETTRICA

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo: B - Facility per la caratterizzazione di componenti solari per applicazioni a media ed alta temperatura

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *"Studio teorico-sperimentale su ricevitori per sistemi solari a concentrazione ed analisi delle potenzialità di applicazione di tecnologie CPVT"*

Responsabile scientifico ENEA: Vincenzo Sabatelli

Responsabile scientifico Università di Padova: Davide Del Col

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
1.1 OBIETTIVI GENERALI.....	5
1.2 OBIETTIVI RELATIVI ALLA LINEA DI ATTIVITÀ B.....	5
1.3 OBIETTIVI E ARTICOLAZIONE DEL DOCUMENTO.....	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
2.1 ANALISI E SPERIMENTAZIONE DI COLLETTORI SOLARI A CONCENTRAZIONE.....	6
2.1.1 <i>Descrizione delle tecnologie solari a concentrazione oggetto delle analisi</i> .....	7
2.1.2 <i>Analisi ottica</i> .....	9
2.1.2.1 Condizioni adottate per l'analisi.....	9
2.1.2.2 Risultati ottenuti.....	11
2.1.2.3 Confronto tra le prestazioni ottiche dei due sistemi.....	15
2.1.3 <i>Analisi termica</i> .....	16
2.1.3.1 Condizioni adottate per l'analisi.....	17
2.1.3.2 Risultati ottenuti.....	17
2.1.4 <i>Stima della curva di efficienza</i> .....	26
2.1.5 <i>Caratterizzazione energetica e sperimentazione di concentratori a media temperatura</i> .....	28
2.1.5.1 Setup sperimentale e descrizione dei componenti solari utilizzati nella sperimentazione.....	28
2.1.5.2 Condizioni di test.....	29
2.1.5.3 Risultati sperimentali e confronto con le previsioni modellistiche.....	29
2.1.6 <i>Riferimenti bibliografici</i> .....	32
2.2 SISTEMI SOLARI A CONCENTRAZIONE CON RICEVITORI A MINICANALI.....	33
2.2.1 <i>Descrizione della tecnologia</i> .....	33
2.2.2 <i>Investigazione sperimentale</i> .....	39
2.2.2.1 Apparato sperimentale.....	39
2.2.2.2 Misure sperimentali su ricevitore termico a minicanali.....	41
2.2.3 <i>Studio numerico su concentratore con ricevitore a minicanali</i> .....	44
2.2.3.1 Modello numerico di ricevitore termico a minicanali.....	44
2.2.4 <i>Riferimenti bibliografici</i> .....	48
3 CONCLUSIONI.....	49
4 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	50

## Sommario

Il presente rapporto si compone di due capitoli riguardanti il primo l'analisi e la sperimentazione di collettori solari a concentrazione ed il secondo l'analisi e la sperimentazione di sistemi solari a concentrazione con ricevitori a minicanali.

Per quanto riguarda la prima linea di attività essa ha riguardato la messa a punto di modelli ottici e termo-fluidodinamici per due tipologie di sistemi solari a concentrazione: i concentratori parabolici lineari e i concentratori a specchi lineari di Fresnel. Le successive attività sperimentali hanno consentito di validare i modelli sviluppati, consentendo di avere a disposizione uno strumento di calcolo affidabile in grado di prevedere con accuratezza le prestazioni energetiche di tali sistemi.

Per quanto riguarda invece la seconda linea di attività, essa ha avuto come scopo l'analisi e lo sviluppo di ricevitori termici per la produzione di calore a media temperatura, tra 80 °C e 150 °C, da applicare in sistemi a concentrazione. I risultati sperimentali hanno consentito di sviluppare e verificare un modello numerico del sistema a concentrazione con il quale si è poi proceduto a stimare l'efficienza di un sistema operante con fluido in cambiamento di fase a più alte temperature e con migliori prestazioni termiche.

## 1 Introduzione

L'impiego dell'energia solare nella stagione estiva per il condizionamento dell'aria costituisce una soluzione tecnica molto interessante dal punto di vista energetico, vista la coincidenza della domanda con la disponibilità di energia solare. Attualmente esistono diverse componenti tecnologiche per la realizzazione di sistemi di raffrescamento solare, tuttavia non esiste ancora una soluzione tecnologica integrata di facile applicazione, con il risultato che gli impianti di questo tipo sono ancora per lo più di tipo sperimentale e come tali molto costosi e poco competitivi.

In quest'ambito, il progetto a cui afferisce la presente attività (Progetto C.3: "UTILIZZO DEL CALORE SOLARE E AMBIENTALE PER LA CLIMATIZZAZIONE") ha lo scopo di definire e sviluppare un sistema integrato che sia robusto, competitivo e di riferimento per il "sistema Italia", in grado di assolvere l'intero compito della climatizzazione sia estiva che invernale. Il progetto consentirà inoltre di comprendere in quali condizioni climatiche, con quali tecnologie e con quale politica di supporto possa essere avviata un'azione che porti ad una diffusione di massa di sistemi di climatizzazione basati sull'energia solare o comunque assistiti da fonti rinnovabili.

Lo scopo principale del progetto è dunque quello di favorire una crescita nel ricorso a queste tecnologie avanzate di climatizzazione degli edifici. Tale obiettivo richiede parallelamente lo sviluppo di:

- a. componenti innovativi e competitivi, in grado di fornire adeguate prestazioni a costi contenuti;
- b. una varietà di soluzioni tecnologiche che consentano la scelta ottimale per ogni situazione climatica presente nel territorio nazionale.

### 1.1 Obiettivi generali

In generale l'attività sulla climatizzazione innovativa si sviluppa su due linee di attività fondamentali, concentrando gli sforzi e le risorse verso la realizzazione di laboratori e lo sviluppo di componenti innovativi:

- la prima linea è quella dello sviluppo e qualificazione di tecnologie per lo sfruttamento della componente rinnovabile per il condizionamento estivo. In particolare vengono studiate pompe di calore ad assorbimento, pompe elettriche elio-assistite, heat-pipe, pompe di calore a CO<sub>2</sub>, sistemi desiccant, pompe geotermiche. A questo scopo si realizzeranno impianti prototipali, laboratori di qualificazione e si assicurerà la partecipazione a network di ricerca internazionali (IEA);
- la seconda linea di attività riguarda l'integrazione del sistema di climatizzazione, cioè la costruzione di sistemi integrati che possano essere robusti e competitivi assolvendo l'intero compito della climatizzazione sia estiva che invernale. In questo contesto si svilupperanno: sistemi integrati pilota e dimostratori dove tali sistemi sono integrati nell'edificio; sistemi di controllo ed ottimizzazione in linea della integrazione tra sistema di climatizzazione ed edificio e telediagnostica con sistemi di monitoraggio remoto.

Nell'ambito delle attività finalizzate allo sviluppo e qualificazione di tecnologie per lo sfruttamento delle energie rinnovabili per il condizionamento estivo, rientra anche la **linea di attività B** dal titolo "*Facility per la caratterizzazione di componenti solari per applicazioni a media ed alta temperatura*".

### 1.2 Obiettivi relativi alla linea di attività B

Le attività afferenti alla linea di attività B hanno previsto sia l'analisi sperimentale e la qualificazione di componenti solari a concentrazione ottimizzati per applicazioni a media temperatura sia la messa a punto della facility di test per prove indoor su collettori solari.

In quest'ambito le attività hanno riguardato:

- B1. Attività di **ricerca, sperimentazione e qualificazione di componenti solari a concentrazione** ottimizzati per applicazioni distribuite di piccola taglia a media temperatura (quali la climatizzazione degli ambienti, la produzione di calore di processo, la produzione di freddo) in particolare nei settori industriale, commerciale e terziario. In quest'ambito sono state ulteriormente approfondite le problematiche di carattere ottico e termo-fluidodinamico allo scopo di ottimizzare i diversi componenti che sono stati analizzati e/o sviluppati nelle fasi progettuali precedenti.
- B2. Elaborazione di **studi per valutare le potenzialità di applicazione di sistemi co- e tri-generativi di piccola taglia** che utilizzano mini e micro CSP abbinati a cicli a fluido organico (ORC), oppure di sistemi ibridi quali quelli del tipo Dish/Stirling o quelli basati su tecnologie termo-fotovoltaiche a concentrazione (CTPV).
- B3. In continuità con le attività già avviate nella precedente annualità, è stata **messa a punto la facility di test per prove indoor** su collettori solari, implementando un sistema ("cielo artificiale") in grado di riprodurre lo scambio radiativo nell'infrarosso che avviene tra un collettore e la volta celeste nelle ore di insolazione.

### 1.3 Obiettivi e articolazione del documento

Con riferimento all'**obiettivo B1** il presente documento riporta gli esiti delle attività di ricerca e sperimentazione condotta su componenti solari a concentrazione in vista della loro ottimizzazione per applicazioni distribuite di piccola taglia.

Il documento è suddiviso in due capitoli nei quali vengono esaminati i seguenti aspetti:

- Modellazione ottica e termo-fluidodinamica applicata alle diverse tipologie di concentratori esaminate, al fine di analizzarne le prestazioni energetiche a breve e lungo periodo. A tali attività sono seguite opportune sperimentazioni in campo finalizzate al confronto e alla validazione dei modelli sviluppati;
- Analisi e sperimentazione di ricevitori a minicanali da utilizzarsi in applicazioni solari a media temperatura caratterizzate da temperature di lavoro comprese tra 150 e 200°C.

Parte delle attività descritte nel presente report sono state condotte in collaborazione con il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova, che in particolare ha curato la parte relativa all'elaborazione di uno studio inerente l'analisi e la sperimentazione di dispositivi di scambio termico a mini o micro-canali da utilizzare come ricevitori in collettori solari a concentrazione a media temperatura.

## 2 Descrizione delle attività svolte e risultati

### 2.1 ANALISI E SPERIMENTAZIONE DI COLLETTORI SOLARI A CONCENTRAZIONE

Scopo della presente attività è la messa a punto di metodiche di calcolo che consentano di stimare in maniera attendibile le prestazioni energetiche di collettori a concentrazione destinati ad applicazioni distribuite di piccola taglia a media temperatura.

L'importanza dello studio svolto risiede nella definizione di modelli di calcolo affidabili che descrivano adeguatamente gli effetti che influenzano l'efficienza ottica e termica di tali sistemi, anche in vista del loro utilizzo in modelli di calcolo per la simulazione dinamica di impianti alimentari ad energia solare per la produzione di calore di processo, la climatizzazione degli ambienti ad uso residenziale, commerciale e terziario, la produzione di freddo per usi industriali.

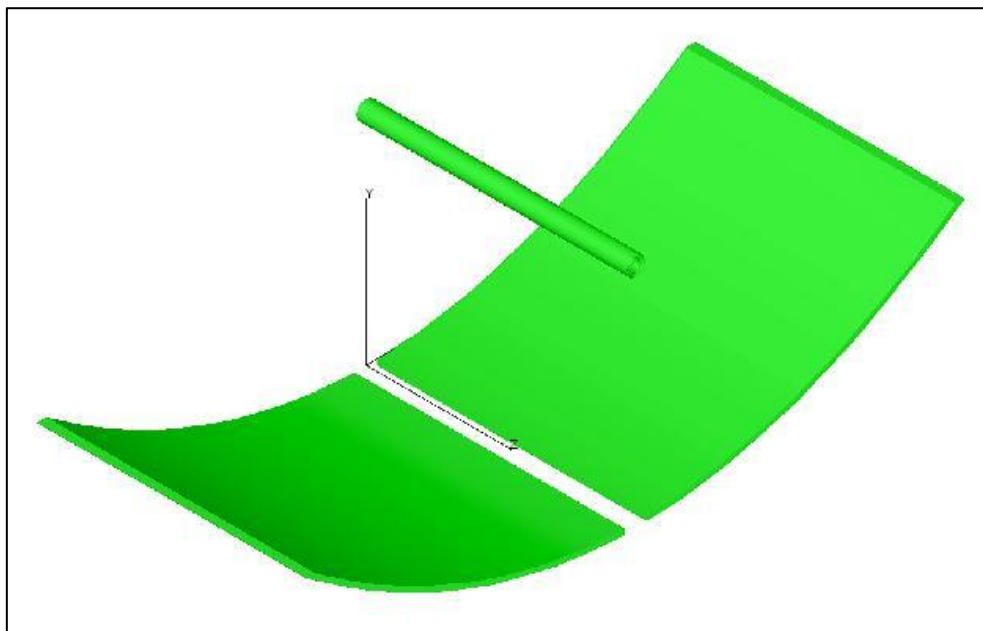
Inoltre, dato il crescente interesse per le tecnologie solari a concentrazione, tale lavoro costituisce una base per l'elaborazione di specifiche metodiche di prova standardizzate da introdurre nella normativa tecnica di settore (EN 12975), la quale risulta attualmente fortemente carente per quanto riguarda gli aspetti di caratterizzazione energetica e qualificazione dei collettori a concentrazione, essendo tale normativa

strutturata prevalentemente per consentire una valutazione sufficientemente accurata del comportamento termico di collettori a bassa temperatura (vetrati piani, scoperti o a tubi evacuati). Pertanto, come meglio evidenziato nei paragrafi successivi, i metodi di test riportati nella attuale normativa, risultano sotto molti aspetti di difficile applicazione ai sistemi solari a concentrazione con o senza sistema di inseguimento.

### 2.1.1 Descrizione delle tecnologie solari a concentrazione oggetto delle analisi

La modellazione ottica e termo-fluidodinamica è stata sviluppata per un concentratori parabolico lineare e per un concentratori a specchi lineari di Fresnel, entrambi dotati di un ricevitore tubolare non evacuato avente le medesime proprietà geometriche ed ottiche. Unica differenza tra il sistema parabolico lineare e quello Linear-Fresnel è che quest'ultimo è provvisto di un'ottica secondaria avente la tipica geometria a CPC. Le figure seguenti mostrano le geometrie caratteristiche dei due sistemi a concentrazione in esame.

Il primo sistema è caratterizzato da un riflettore primario costituito da una superficie parabolica lineare sul cui fondo è praticato un taglio in corrispondenza del tubo ricevitore, costituito da un tubo in acciaio, rivestito con una vernice avente determinate caratteristiche ottiche, a sua volta incapsulato in un tubo di vetro all'interno del quale è presente aria a pressione atmosferica. In figura 2 è riportata la vista in sezione del ricevitore.



**Figura 1 - Vista assometrica di una porzione del concentratore parabolico lineare**

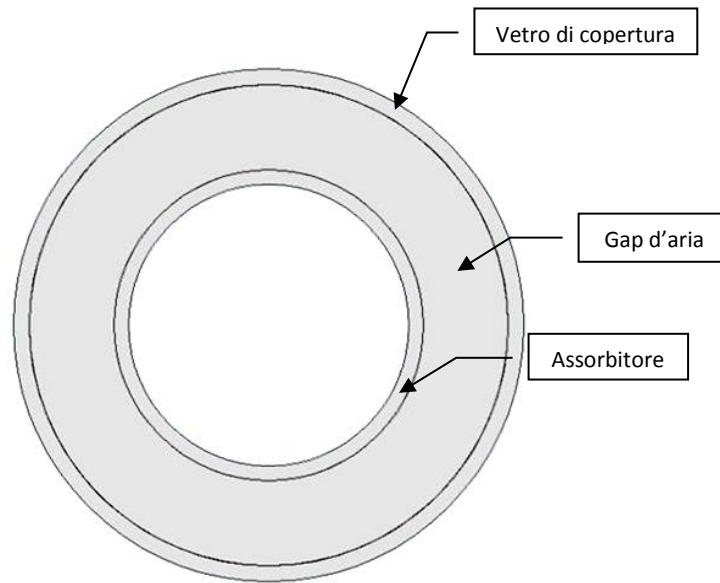


Figura 2 - Dettaglio del ricevitore visto in sezione

Il secondo sistema è costituito invece da 6 specchi a sezione cilindrica, movimentati da un sistema di attuatori che ruotano gli specchi in maniera da concentrare la radiazione solare su un ricevitore costituito dallo stesso tubo non evacuato descritto in precedenza, sulla cui sommità è posizionato un riflettore secondario del tipo a CPC (*Compound Parabolic Concentrator*) racchiuso in una opportuna cassa metallica nella cui intercapedine è presente sempre aria a pressione atmosferica.

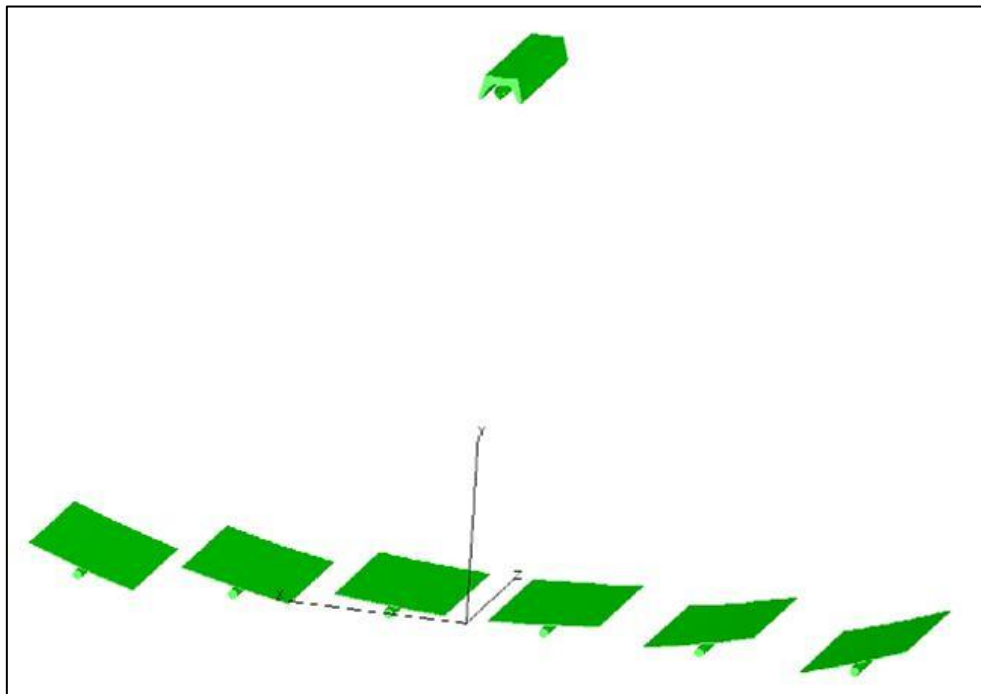
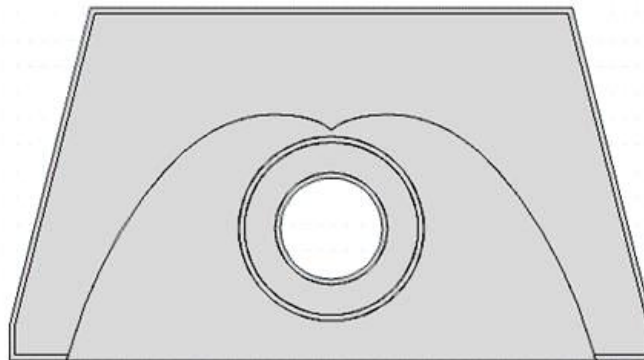


Figura 3 - Vista assometrica di una porzione del concentratore a specchi lineari di Fresnel





**Figura 4 - Dettaglio del ricevitore in sezione**

La tabella seguente riassume le principali proprietà geometriche dei due concentratori considerati.

**Tabella 1 – Principali caratteristiche geometriche dei due concentratori**

Parametro	Concentratore parabolico lineare	Concentratore Linear-Fresnel
Apertura sistema ottico primario	2.37 m	3.65 m
Lunghezza specchi	6 m	6 m
Diametro esterno assorbitore	42.4 mm	42.4 mm
Diametro esterno tubo di vetro	70 mm	70 mm

## 2.1.2 Analisi ottica

L'analisi ottica è stata effettuata utilizzando tecniche di ray-tracing che, a partire dai dati di radianza sulla parabola e sugli specchi di Fresnel, hanno permesso di calcolare la distribuzione di radiazione concentrata sulla superficie esterna del tubo ricevitore al cui interno scorre il fluido termo-vettore (olio diatermico), per il quale si è calcolato, mediante un opportuno script in ambiente MatLab, il coefficiente di scambio termico con la parete interna del tubo ricevitore nelle condizioni termo-fluidodinamiche considerate.

### 2.1.2.1 Condizioni adottate per l'analisi

Per l'effettuazione delle analisi ottiche oggetto della presente relazione tecnica si è considerato un sistema di concentrazione costituito da elementi ottici (primari e/o secondari) aventi forma geometrica e proprietà ottiche così come descritte nel paragrafo precedente.

Essendo tali elementi non ideali, nell'effettuazione dell'analisi sono stati tenuti in considerazione gli effetti dovuti:

- alle imperfezioni costruttive e meccaniche degli specchi primari e dell'eventuale ottica secondaria (deviazioni dalla forma ideale delle superfici riflettenti);
- agli errori di fissaggio meccanico e di posizionamento dei vari componenti ottici del sistema di concentrazione (deformazioni delle strutture di sostegno);
- agli errori di riflessione speculare dovuti alle imperfezioni delle superfici riflettenti;
- alla precisione del sistema di inseguimento (errori di tracking).

Si fa notare che tutti gli errori che determinano una rotazione angolare del sistema ottico rispetto alla posizione nominale, causano un errore angolare del raggio riflesso pari al doppio di tale rotazione. Per tale motivo l'ampiezza della distribuzione gaussiana che descrive la direzione del raggio riflesso dovrà essere doppia rispetto a quella della distribuzione dell'errore che ne è la causa. Inoltre, poiché tutte le sorgenti di

errore possono essere considerate a distribuzione Gaussiana, con media nulla e ampiezza pari al valore indicato, la loro risultante sarà ancora una Gaussiana centrata sullo zero e la cui ampiezza è data dalla somma in quadratura delle singole ampiezze.

Infine, per la stima della divergenza angolare da applicare ai raggi solari incidenti sulla superficie di apertura del concentratore, sono stati tenuti in considerazione anche gli effetti dovuti all'allargamento del fascio solare incidente (che notoriamente è pari a  $\sigma_s = 2.8 \text{ mrad}$  per una situazione ideale di cielo terso) in relazione alle caratteristiche climatiche del sito di installazione (effetti della **radiazione circumsolare - CSR**), ottenendo un valore complessivo per la divergenza angolare pari alla somma in quadratura di tutte le sorgenti di errore, ossia:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_{CSR}^2 + \sigma_1^2 + \dots + \sigma_n^2}$$

dove  $\sigma_1, \sigma_2 \dots \sigma_n$  rappresentano i contributi all'allargamento dell'ampiezza della distribuzione Gaussiana dovuti alle imperfezioni dei singoli elementi che costituiscono il sistema ottico.

La tabella seguente riporta, a titolo di esempio, alcuni valori tipici delle ampiezze angolari degli errori dovuti alle imperfezioni del sistema ottico.

**Tabella 2 – Esempio di stima degli errori dovuti alle imperfezioni del sistema ottico**

Tipologia di errore	Ampiezza [mrad]	Errore complessivo
<b>Ottica primaria</b>		
Errori di puntamento	1.7	$\sigma_1 = 6.4 \text{ mrad}$
Deformazioni della struttura	2.3	
Deviazioni dalla forma geometrica ideale	1	
Errori di riflessione speculare	1	
<b>Ottica secondaria</b>		
Errori di posizionamento	1	$\sigma_2 = 4.9 \text{ mrad}$
Deformazioni della struttura	1.7	
Imprecisioni nella realizzazione dell'ottica	1	
Errori di riflessione speculare	1	

La tabella seguente riassume invece le condizioni di calcolo impostate per l'analisi ottica.

**Tabella 3 – Condizioni di calcolo adottate per l'analisi ottica**

Parametro	Valore
Irradianza solare (DNI)	1000 W/m <sup>2</sup>
Direzione del fascio di raggi solari	On-axis
Distribuzione angolare del flusso solare	Gaussiana
Divergenza	5 mrad
Proprietà ottiche dei materiali:	
▪ Riflettanza specchi primari	$\rho = 0.94$
▪ Trasmittanza vetro di copertura	$\tau = 0.92$
▪ Assorbanza tubo ricevitore	$\alpha = 0.93$
▪ Riflettanza superfici ottica secondaria	$\rho = 0.88$

Si fa notare che l'analisi ottica è stata eseguita con una divergenza angolare di soli 5 mrad, supponendo quindi che entrambi i collettori solari a concentrazione esaminati siano caratterizzati da ottiche di buona

precisione. Al fine di valutare l'influenza della divergenza solare sulle performance ottiche di ciascuno dei concentratori esaminati, è stata condotta una analisi di sensibilità che ha evidenziato le diverse criticità che caratterizzano le due diverse tipologie di concentratori.

### 2.1.2.2 Risultati ottenuti

#### **CASO 1 – CONCENTRATORE PARABOLICO LINEARE**

La tabella seguente riassume i valori ottenuti a seguito delle analisi ottiche condotte nelle condizioni riportate al paragrafo precedente.

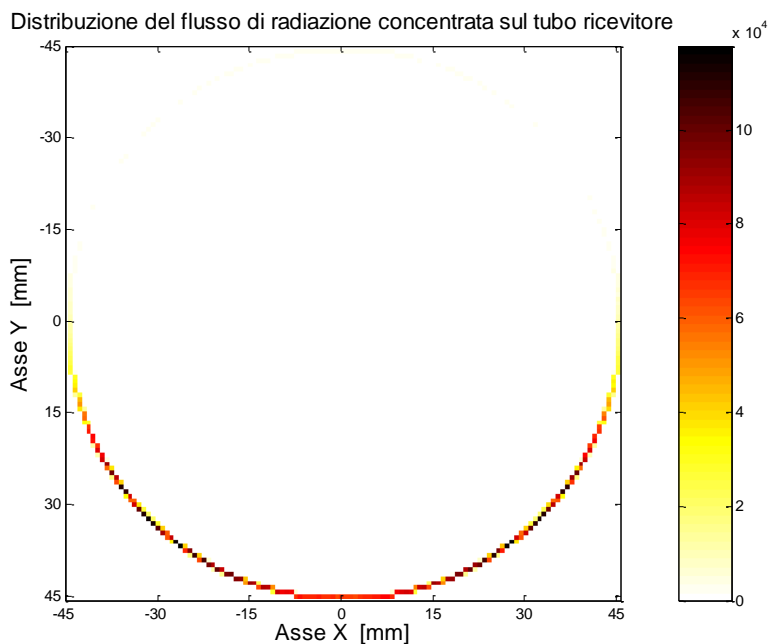
In particolare, la tabella riporta i seguenti dati numerici:

- Il flusso solare complessivamente assorbito dal target e calcolato su una lunghezza unitaria del tubo ricevitore.
- l'irradianza media sul ricevitore, ottenuta integrando la distribuzione di radiazione concentrata sull'intera superficie investita dal fascio;
- il fattore di concentrazione geometrico ( $C_r$ ) ottenuto dal rapporto tra l'area di apertura e l'area dell'assorbitore dove: la prima corrisponde alla proiezione su piano ortogonale alla direzione dei raggi solari della superficie riflettente degli specchi primari; la seconda è pari alla superficie complessiva del ricevitore che, nel caso specifico, corrisponde alla superficie laterale del tubo ricevitore.
- il fattore di concentrazione ottico ( $C_{opt}$ ) ottenuto dal rapporto tra l'irradianza media sulla superficie del ricevitore e l'irradianza sull'area di apertura;
- il rapporto tra l'irradianza di picco e quella media, che consente di valutare l'uniformità di flusso sulla superficie del ricevitore.

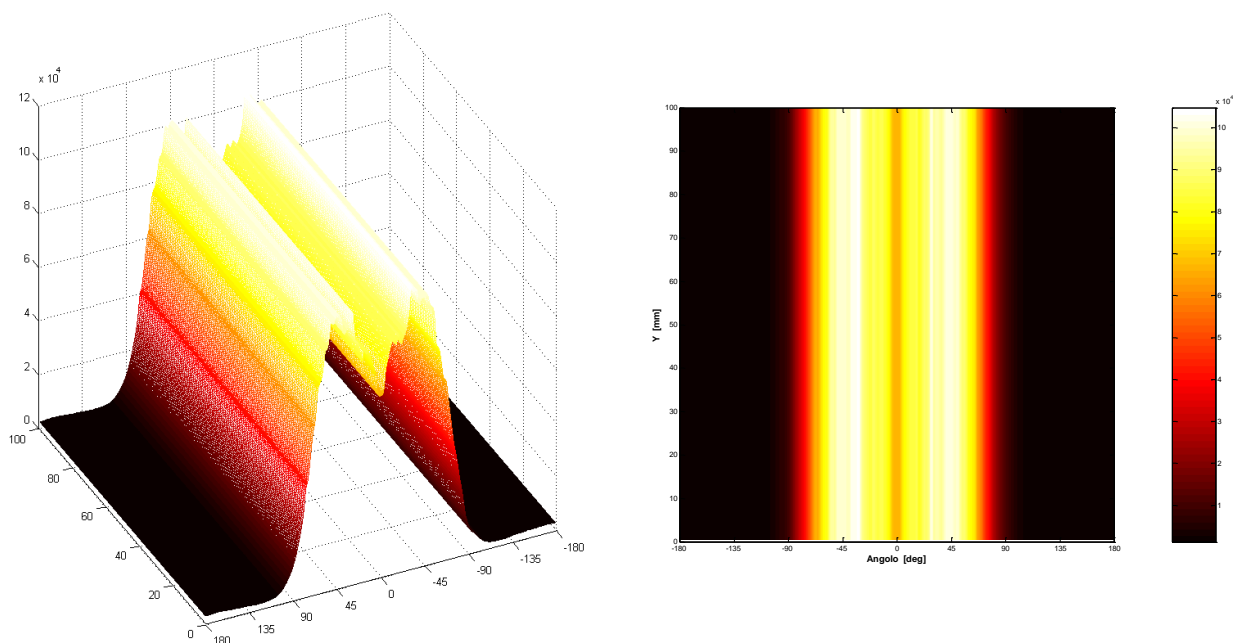
**Tabella 4 – Principali risultati ottenuti per il concentratore parabolico lineare**

<b>Parametro stimato</b>	<b>Valore</b>
Flusso solare assorbito per unità di lunghezza	1726.5 W/m
Irradianza media sul ricevitore	12.97 kW/m <sup>2</sup>
Fattore di concentrazione geometrico $C_r = A_a / A_r$	18
Fattore di concentrazione ottico $C_{opt} = I_r / I_a$	13
Irradianza di picco / Irradianza media	9.1

Le due figure seguenti mostrano rispettivamente la distribuzione della radiazione solare concentrata (espressa in W/m<sup>2</sup>) su una sezione del tubo ricevitore dello spessore di un millimetro e l'andamento della stessa lungo un tratto di tubo della lunghezza di 10 cm. Dai due grafici riportati in figura xx appare evidente la disuniformità del flusso solare concentrato sul tubo ricevitore.

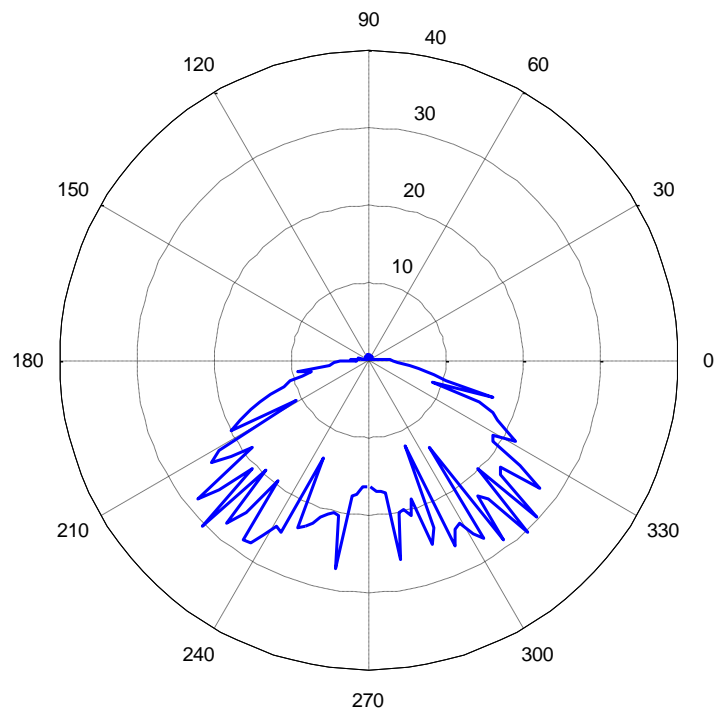


**Figura 4 – Vista in sezione della distribuzione della radiazione solare concentrata lungo la circonferenza del tubo ricevitore (valori espressi in W/m²)**



**Figura 5 - Distribuzione della radiazione solare concentrata lungo la circonferenza del tubo ricevitore (valori espressi in W/m²)**

In figura 6 è invece riportata la distribuzione angolare del flusso radiativo assorbito dal tubo ricevitore per unità di lunghezza. Dall’analisi del diagramma polare risulta evidente come la totalità della radiazione assorbita sia concentrata sulla faccia inferiore del tubo ricevitore, lasciando la parte superiore esposta alla sola radiazione diretta (DNI) proveniente dal disco solare.



**Figura 6 - Distribuzione angolare del flusso radiativo assorbito dal tubo ricevitore per unità di lunghezza (valori espressi in W/m)**

## **CASO 2 – CONCENTRATORE A SPECCHI LINEARI DI FRESNEL**

Analogamente al caso relativo ai sistemi parabolici lineari, la tabella seguente riassume i valori ottenuti a seguito delle analisi ottiche condotte nelle medesime condizioni riportate al paragrafo precedente.

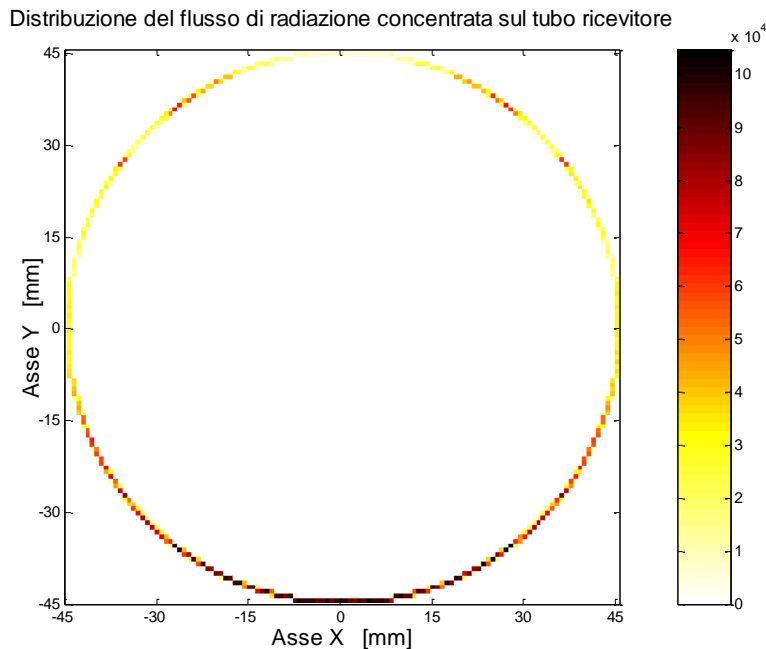
**Tabella 5 – Principali risultati ottenuti per il concentratore Linear Fresnel**

<b>Parametro stimato</b>	<b>Valore</b>
Flusso solare assorbito per unità di lunghezza	2223.7 W/m
Irradianza media sul ricevitore	16.7 kW/m <sup>2</sup>
Fattore di concentrazione geometrico $C_r = A_a / A_r$	27
Fattore di concentrazione ottico $C_{opt} = I_r / I_a$	17
Irradianza di picco / Irradianza media	6.3

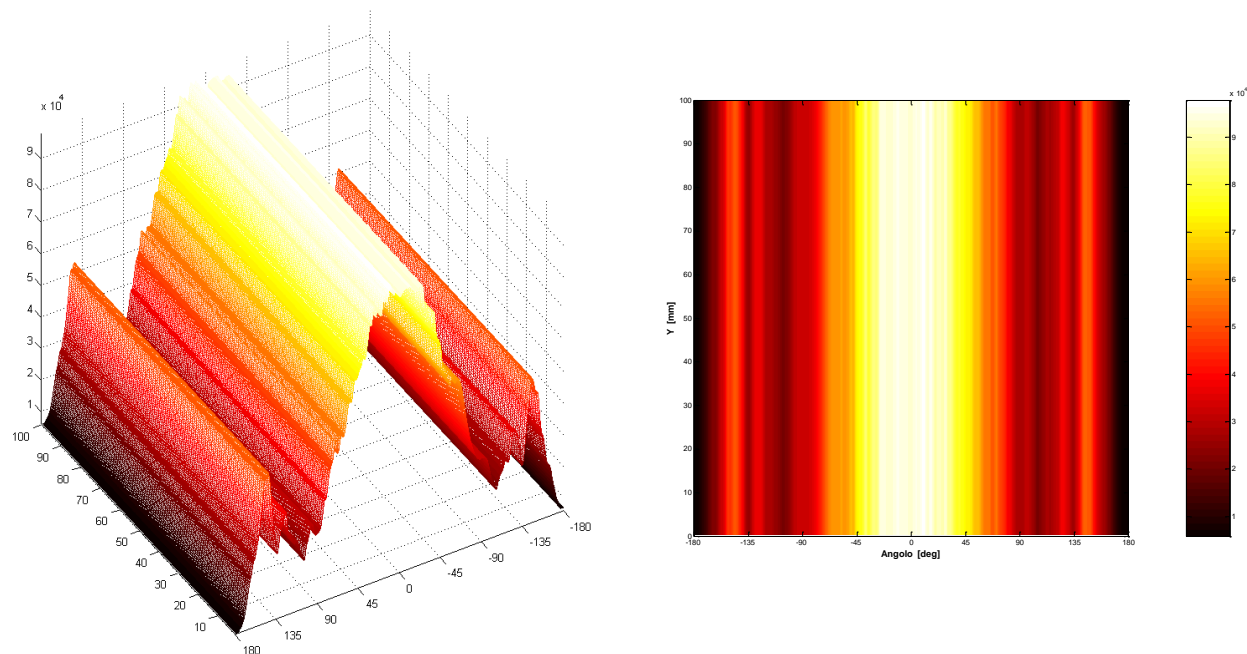
Da un primo confronto tra i valori ottenuti per il concentratore parabolico lineare e quello a specchi lineari di Fresnel, appare evidente come a parità di dimensioni geometriche del tubo ricevitore, ad un incremento di circa il 50% del fattore di concentrazione geometrico, si è registrato un incremento di solo il 30% della radiazione effettivamente concentrata. Tutto ciò nonostante la presenza di un riflettore secondario, la cui funzione è proprio quella di reindirizzare i raggi riflessi non intercettati direttamente dall'assorbitore a causa delle imperfezioni ottiche e geometriche dell'ottica primaria.

Anche in questo caso i grafici seguenti mostrano rispettivamente la distribuzione della radiazione solare concentrata (espressa in W/m<sup>2</sup>) su una sezione del tubo ricevitore dello spessore di un millimetro e l'andamento della stessa lungo un tratto di tubo della lunghezza di 10 cm.

In questo caso i due grafici riportati in figura 8 evidenziano una distribuzione del flusso solare concentrato più uniforme rispetto al caso del concentratore parabolico lineare, sempre per effetto della presenza dell’ottica secondaria.

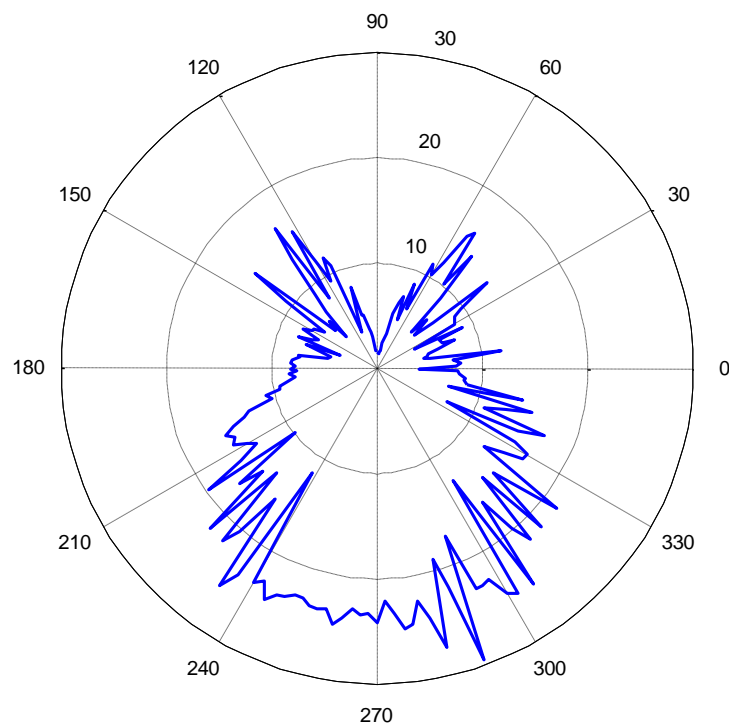


**Figura 7 – Vista in sezione della distribuzione della radiazione solare concentrata lungo la circonferenza del tubo ricevitore (valori espressi in W/m²)**



**Figura 8 - Distribuzione della radiazione solare concentrata lungo la circonferenza del tubo ricevitore (valori espressi in W/m²)**

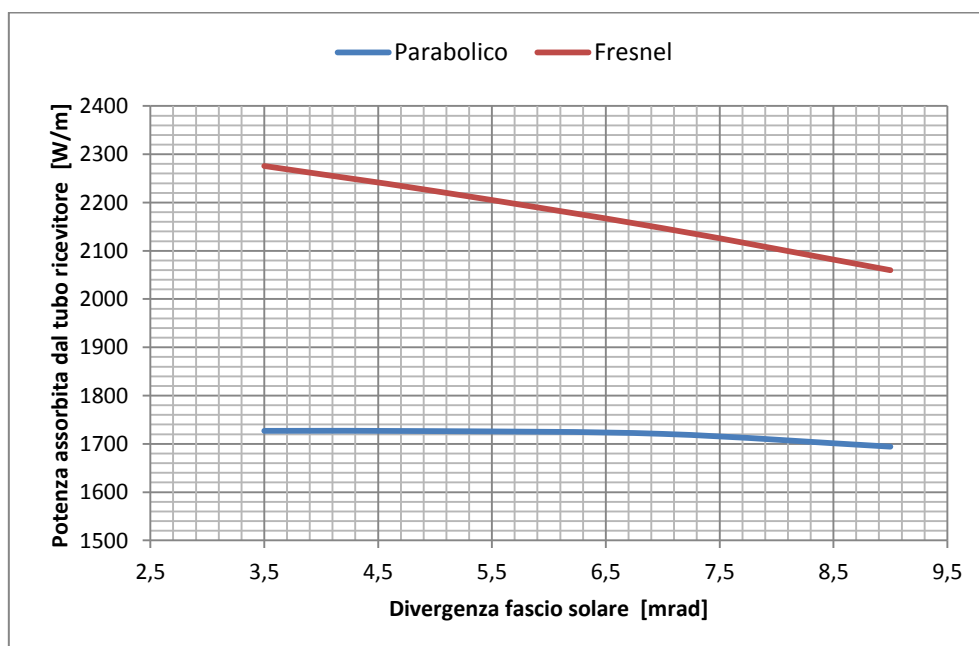
Come nel caso precedente, in figura 9 è riportata la distribuzione angolare del flusso radiativo assorbito dal tubo ricevitore per unità di lunghezza. Dall’analisi del diagramma polare appare evidente l’effetto indotto dalla presenza del riflettore secondario che si manifesta attraverso la comparsa dei due picchi simmetrici localizzati nella parte superiore del diagramma stesso.



**Figura 9 - Distribuzione angolare del flusso radiativo assorbito dal tubo ricevitore per unità di lunghezza (valori espressi in W/m)**

### 2.1.2.3 Confronto tra le prestazioni ottiche dei due sistemi

Poiché l'efficienza ottica dipende dalla divergenza angolare dei raggi solari, è stata condotta un'analisi di sensibilità sulle due tipologie di concentratori che ha evidenziato, a parità di dimensioni del ricevitore, una maggiore criticità nella progettazione del sistema ottico per i sistemi Fresnel rispetto a quelli parabolici lineari, come si evince dalla figura seguente.



**Figura 10 – Dipendenza della potenza assorbita dalla divergenza angolare dei raggi solari**

Altro aspetto analizzato è la dipendenza dell'efficienza ottica dalla direzione di provenienza dei raggi solari. Il parametro che descrive tale dipendenza è noto come modificatore dell'angolo di incidenza (IAM) che per i collettori parabolici lineari dipende sostanzialmente dall'angolo che i raggi solari formano con l'asse longitudinale del sistema parabolico; mentre per i sistemi a specchi lineari di Fresnel, a causa della posizione fissa del tubo ricevitore rispetto all'ottica di concentrazione primaria, l'IAM assume un andamento più complesso soprattutto nel caso in cui i raggi solari provengano trasversalmente all'asse di simmetria del tubo ricevitore.

Il grafico seguente mostra gli andamenti, valutati mediante opportune simulazioni ottiche, dell'IAM longitudinale e trasversale caratteristici dei due sistemi ottici considerati. In particolare per raggi provenienti longitudinalmente, l'andamenti dell'IAM longitudinale è pressoché analogo (a meno di effetti di bordo) per entrambi i concentratori considerati, essendo l'IAM in questo caso dipendenti sostanzialmente dal coseno dell'angolo di incidenza. Per raggi provenienti trasversalmente, l'andamento dell'IAM mostrato in figura si riferisce esclusivamente al caso dei sistemi Linear-Fresnel, essendo questi gli unici sistemi ad esserne affetti. Le evidenti oscillazioni che manifesta l'IAM trasversale nel range di angoli tra 0 e circa 40° sono dovute agli effetti di ombreggiamento del ricevitore sull'ottica primaria che, determinando una riduzione della superficie riflettente, produce di conseguenza una riduzione della radiazione assorbita dal tubo ricevitore.

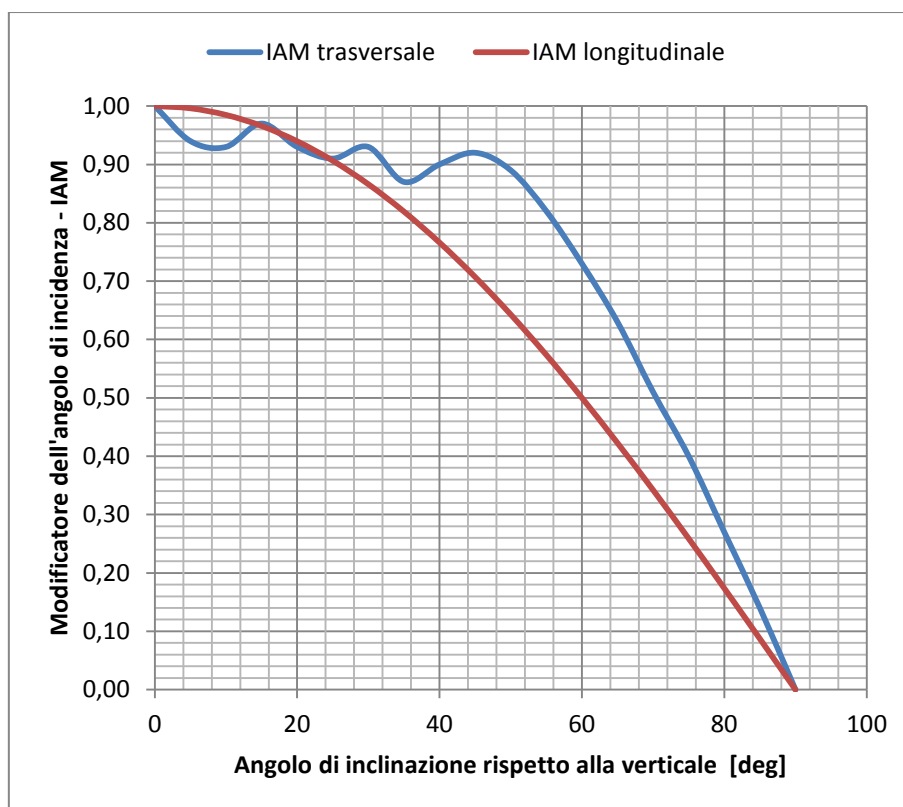


Figura 11 – Andamenti del modificatore dell'angolo di incidenza

### 2.1.3 Analisi termica

Per effettuare la caratterizzazione termica dei concentratori considerati, i risultati delle analisi ottiche di cui sopra sono stati utilizzati come dati di input per un modello agli elementi finiti sviluppato in ambiente *Comsol - MultiPhysics*. Tale modello partendo da una geometria bidimensionale, costituita dalle sezioni riportate nelle figure xxx, risolve le equazioni di Fourier per quanto riguarda il flusso termico nei solidi, l'equazione di bilancio energetico e di bilancio della quantità di moto mediante le equazioni di Navier



Stockes per i fluidi. I modelli sviluppati tengono conto degli scambi termici radiativi, considerando le superfici interessate come corpi grigi caratterizzati da valori di emissività dipendenti dalla temperatura. Le condizioni al contorno necessarie per la soluzione delle predette equazioni per quanto riguarda la trasmissione del calore tengono conto mediante opportuni coefficienti di scambio termico del flusso termico tra parete interna del tubo ricevitore e fluido vettore costituito da olio diatermico; Lo scambio termico tra tubo in acciaio e fluido, alle condizioni fluidodinamiche considerate, è di tipo turbolento ed è stato modellizzato introducendo un coefficiente di scambio termico funzione dei numeri di Reynolds e Prantl e del coefficiente di attrito di Darcy, i cui valori sono stati calcolati mediante un apposito script sviluppato in ambiente MatLab. I valori ottenuti, fissata la portata, dipendono unicamente dalla temperatura dell'olio e sono stati correlati mediante una funzione parabolica utilizzando il metodo dei minimi quadrati. Per quanto riguarda le linee esterne anche in questo caso il calcolo del flusso termico convettivo è stato effettuato utilizzando coefficienti di scambio termico calcolati da Comsol in base alla geometria, alla velocità del vento e alla temperatura dell'aria ambiente. Il modello per le stesse linee esterne calcola lo scambio termico radiativo tra contorno esterno ed ambiente in cui il tubo ricevitore è immerso. Per quanto riguarda le equazioni di Navier-Stockes il modello impone l'assenza di scorrimento tra aria e superfici solide e tiene conto della forza di volume dovuta alla gravità.

### 2.1.3.1 Condizioni adottate per l'analisi

L'analisi termica è stata condotta considerando note la temperatura e la portata dell'olio diatermico all'interno del tubo ricevitore, nonché la distribuzione del flusso solare assorbito dal tubo ricevitore. I vari domini di cui si compongono le due sezioni sono stati discretizzati con elementi triangolari infittiti nelle zone di strato limite. L'interpolazione utilizzata è stata lineare per i solidi e la pressione e parabolica per la velocità dei fluidi. I gradi di libertà da risolvere sono risultati circa 60000. Il calcolo è stato svolto in transitorio per una durata di 1800 sec sufficiente al sistema per raggiungere l'equilibrio rappresentativo dello stato stazionario.

La tabella seguente riassume le condizioni di calcolo adottate per l'esecuzione delle analisi termiche sui due concentratori presi in considerazione.

**Tabella 6 – Condizioni di calcolo per l'analisi termica**

Parametro	Valore
Tipologia di fluido	Olio diatermico – Therminol® 66
Portata specifica del fluido termo-vettore	0.032 kg/s m <sup>2</sup>
Temperatura del fluido termo-vettore	Variabile tra 100 e 250°C
Temperatura ambiente	20°C
Velocità del vento in prossimità del ricevitore	2.5 m/s
Emissività teorica del coating selettivo	$\varepsilon = 0.15$
Emissività vetro	$\varepsilon = 0.89$
Emissività superfici metalliche dell'ottica secondaria	$\varepsilon = 0.85$
Conducibilità tubo assorbitore	$k = 14.8 + 0.0153 T_{abs}$ W/m°C
Conducibilità vetro	$k = 1.1$ W/m°C

### 2.1.3.2 Risultati ottenuti

#### **CASO 1 – CONCENTRATORE PARABOLICO LINEARE**

La figura 12 mostra la distribuzione del campo della velocità dell'aria contenuta nell'intercapedine tra tubo in acciaio e tubo in vetro per il concentratore parabolico lineare. Si osserva che nell'intercapedine si

instaura un moto convettivo naturale, visibile nelle zone colorate in rosso, indotto dalla differenza di temperatura tra superficie esterna del tubo in acciaio e superficie interna del tubo in vetro. Essa contribuisce in misura non trascurabile alle perdite termiche complessive in quanto le particelle di fluido più calde in prossimità del tubo in acciaio si muovono verso il vetro che è più freddo e quindi gli cedono calore che poi si disperde nell'ambiente.

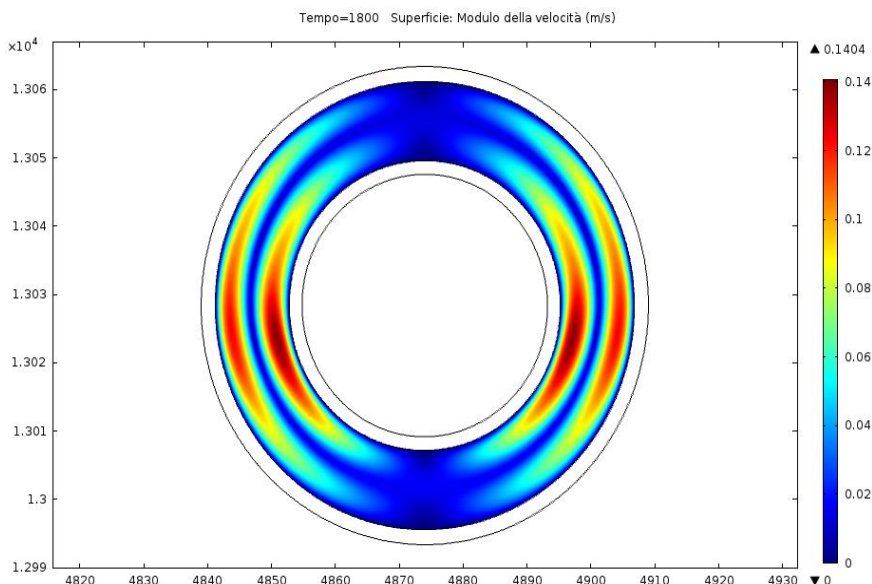


Figura 12 – Campo delle velocità dell’aria all’interno dell’intercapedine tubo-vetro

La figura 13, anche essa riferita al concentratore parabolico lineare, mostra il campo di temperatura che si instaura nel ricevitore per una potenza specifica incidente di 1726.7 W/m che corrisponde a una DNI sulla parabola di 1000 W/m<sup>2</sup> ed a una temperatura dell’olio diatermico di 250 °C. Ciò che prevalentemente si nota è l’asimmetria del campo termico sul tubo in acciaio in quanto solo la sua parte inferiore è illuminata dalla radiazione concentrata. Dalla mappa termica si rileva una temperatura massima sul tubo ricevitore in acciaio di circa 290 °C. E’ da notare che a causa del moto convettivo dell’aria e del flusso radiativo nell’infrarosso tra tubo in acciaio e tubo in vetro, quest’ultimo raggiunge una temperatura sulla superficie superiore a 100 °C

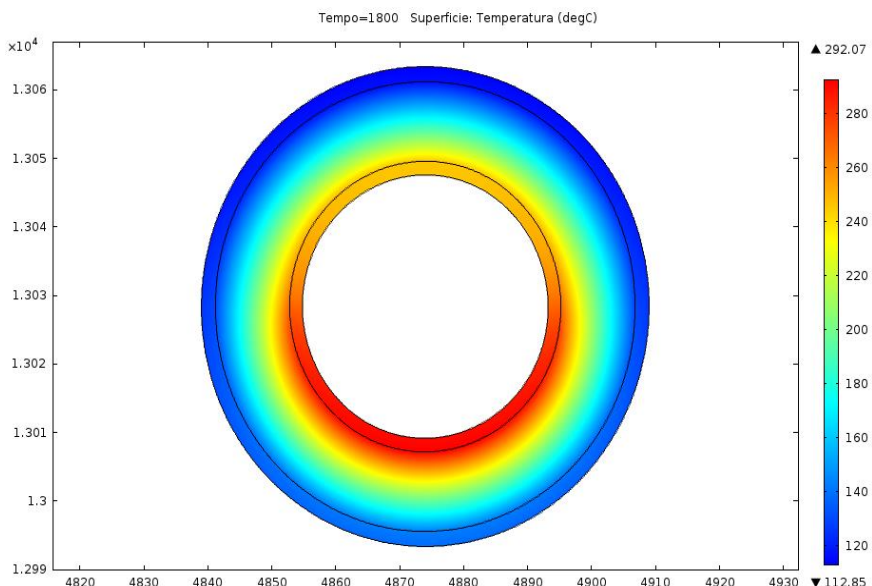
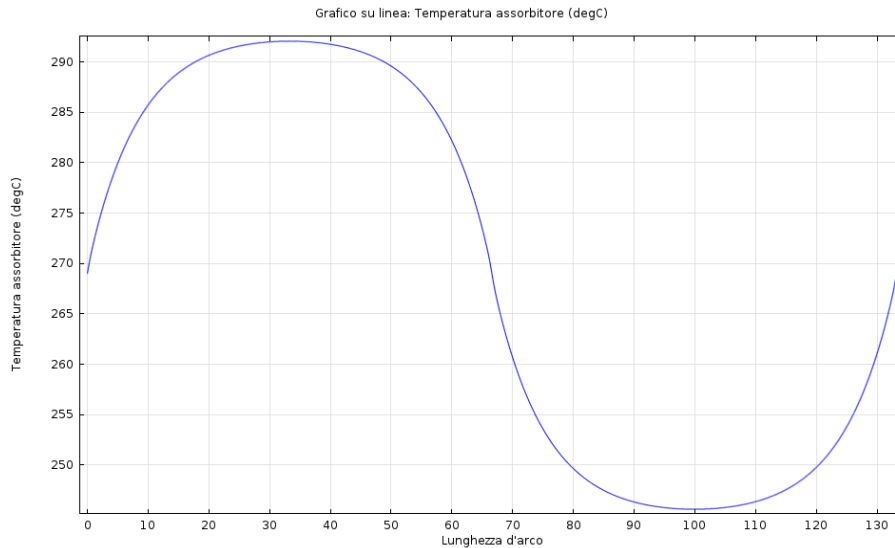


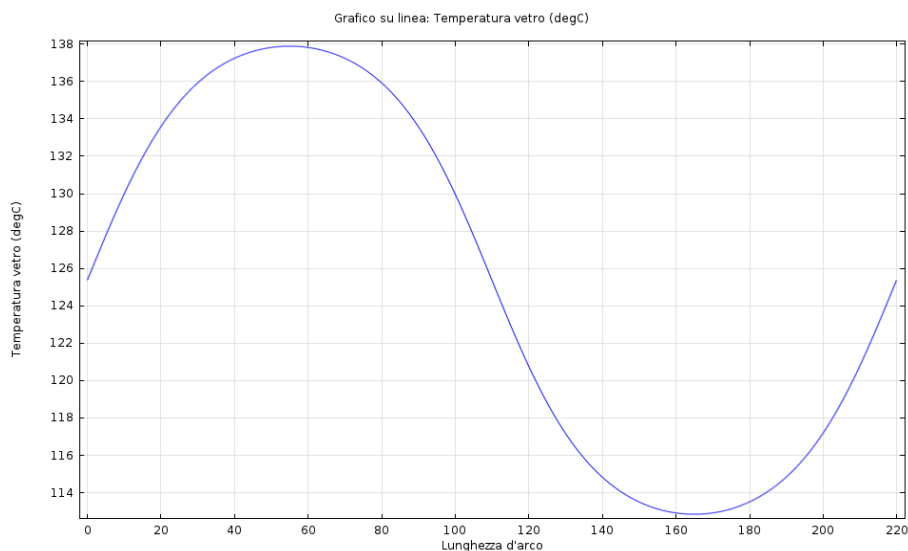
Figura 13 – Campo termico del ricevitore parabolico lineare

Il grafico di figura 14 mostra l'andamento della temperatura sull'assorbitore: la parte in basso che è quella illuminata raggiunge una temperatura massima di circa 290 °C, mentre la parte superiore si raggiunge una temperatura minima di circa 240 °C. Ciò evidenzia come, nonostante la forte asimmetria nella distribuzione della radiazione concentrata sul tubo assorbitore, la temperatura sulla sua faccia esterna tende comunque ad uniformarsi in conseguenza dell'elevata conducibilità termica dell'acciaio utilizzato per realizzare il tubo ricevitore.



**Figura 14 – Andamento delle temperature sull'assorbitore**

Il grafico seguente mostra invece l'andamento della temperatura sulla faccia esterna del tubo in vetro. Dato l'elevato accoppiamento termico tra vetro ed acciaio dovuto alla convezione naturale e allo scambio radiativo nell'infrarosso, l'andamento è simile a quello riscontrato per l'assorbitore, con la parte bassa che ha un massimo intorno ai 140 °C e la parte alta che ha un minimo di circa 115 °C.



**Figura 15 – Andamento della temperatura sulla faccia esterna del tubo di vetro**

## **CASO 2 – CONCENTRATORE A SPECCHI LINEARI DI FRESNEL**

La figura 16 mostra l'andamento del campo della velocità dell'aria per il concentratore a specchi lineari di Fresnel. Data la presenza del ricevitore secondario che rende la struttura più complessa rispetto al

ricevitore del concentratore parabolico c'è da aspettarsi, come in effetti la figura mostra, una maggiore complessità dei moti convettivi. Essi sono simmetrici come deve essere data la simmetria della struttura. Il massimo del modulo della velocità si ha in corrispondenza delle parti inferiori del riflettore. Si notano poi due zone a velocità minore a ridosso del tubo in acciaio. Altri moti convettivi si instaurano inoltre ai lati della parte superiore della struttura.

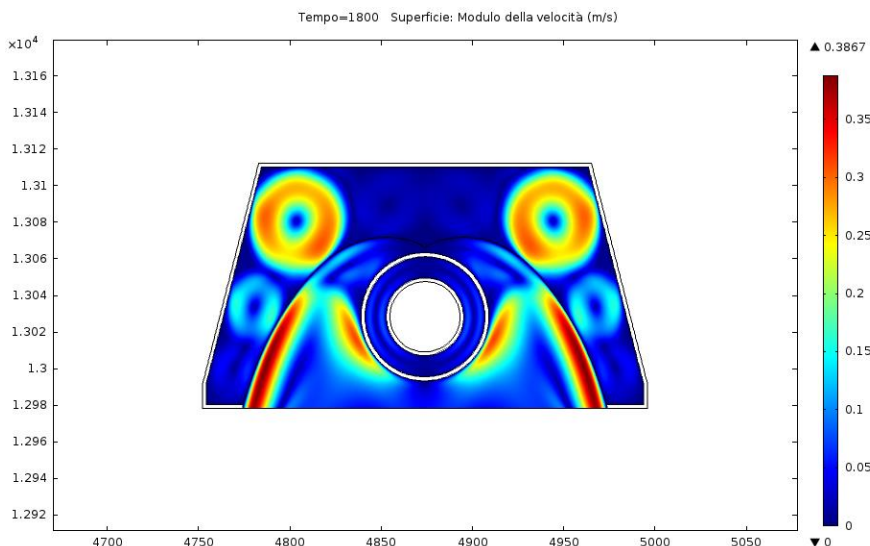


Figura 16 – Campo delle velocità dell’aria all’interno del ricevitore Linear-Fresnel

La figura 17 mostra il campo termico della struttura costituente il ricevitore. In essa si nota un andamento della temperatura dell’assorbitore molto più uniforme rispetto al caso del ricevitore del concentratore parabolico. E’ da notare che l’aria presente all’interno della struttura che forma il sistema ottico secondario, funge comunque da isolante mantenendo la temperatura ai bordi esterni intorno ai 25 °C, valore molto vicino alla temperatura ambiente considerata per le analisi. Ciò determina una riduzione delle perdite termiche complessive rispetto al caso precedentemente analizzato, dove la temperatura sul bordo esterno del tubo in vetro superava i 100 °C.

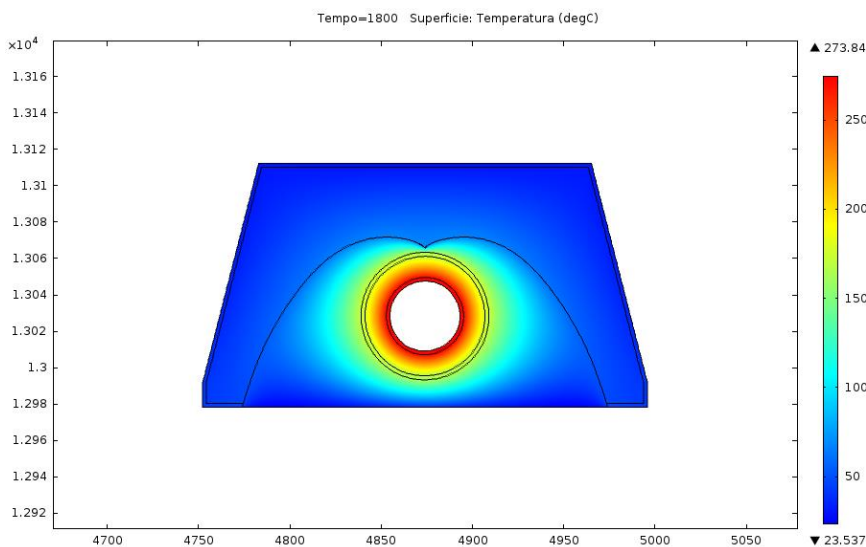
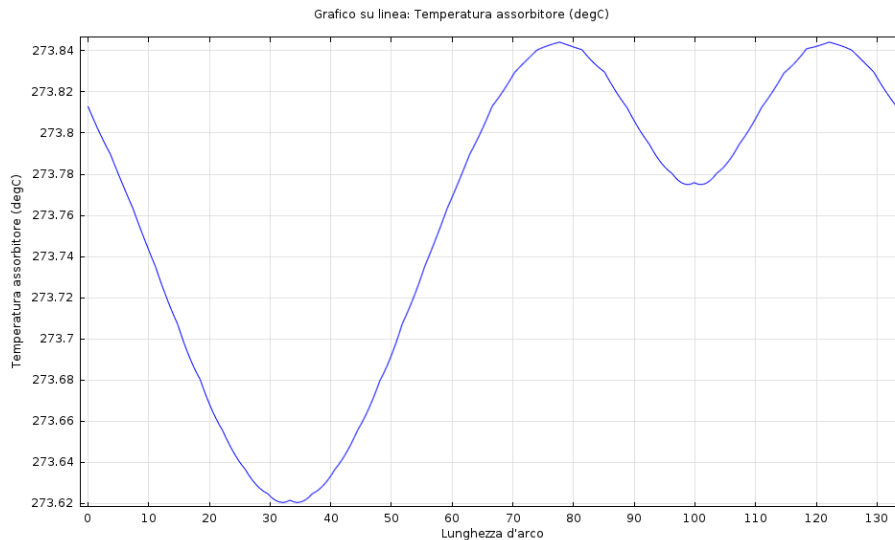


Figura 17 – Campo termico in una sezione del ricevitore Linear-Fresnel

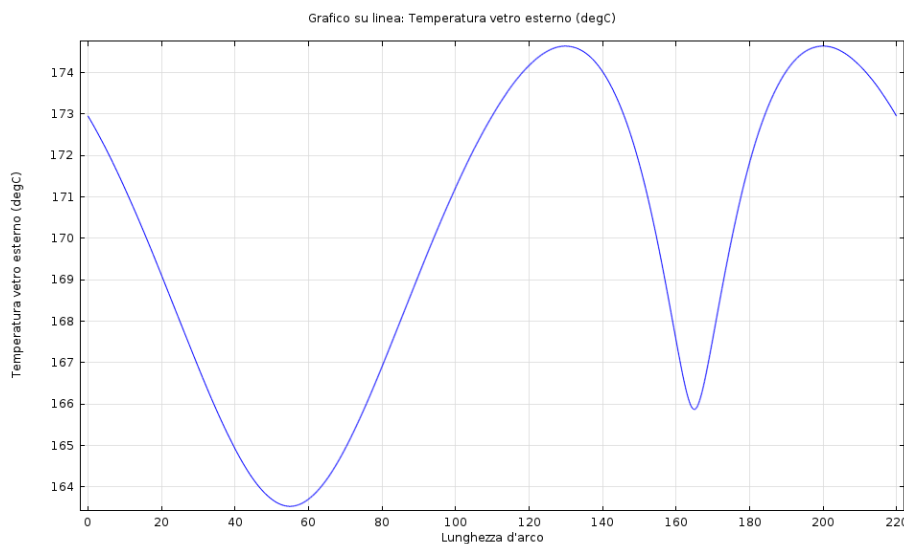
Il grafico di figura 18 mostra l’andamento della temperatura sull’assorbitore. Rispetto al caso del ricevitore parabolico, la maggiore uniformità nella distribuzione di radiazione concentrata indotta dalla presenza del ricevitore secondario, di ripercuote sull’andamento della temperatura superficiale del tubo ricevitore

determinando una distribuzione pressoché costante della temperatura con una differenza tra massimo e minimo di appena 0.2 °C.



**Figura 18 – Distribuzione di temperatura sul tubo assorbitore del sistema Linear-Fresnel**

La stessa maggiore uniformità si riscontra anche nel grafico di figura 19 che fornisce la temperatura sulla faccia esterna del tubo in vetro con una differenza tra massimo e minimo di circa 10 °C. E' da notare che le temperature del vetro sono complessivamente superiori a quelle riscontrate nel caso del concentratore parabolico.



**Figura 19 – Andamento delle temperatura superficiale del vetro**

Infine, il grafico di figura 20, riporta l'andamento della temperatura nel riflettore secondario che si presenta perfettamente simmetrico con un massimo sulla cuspide di circa 67 °C.

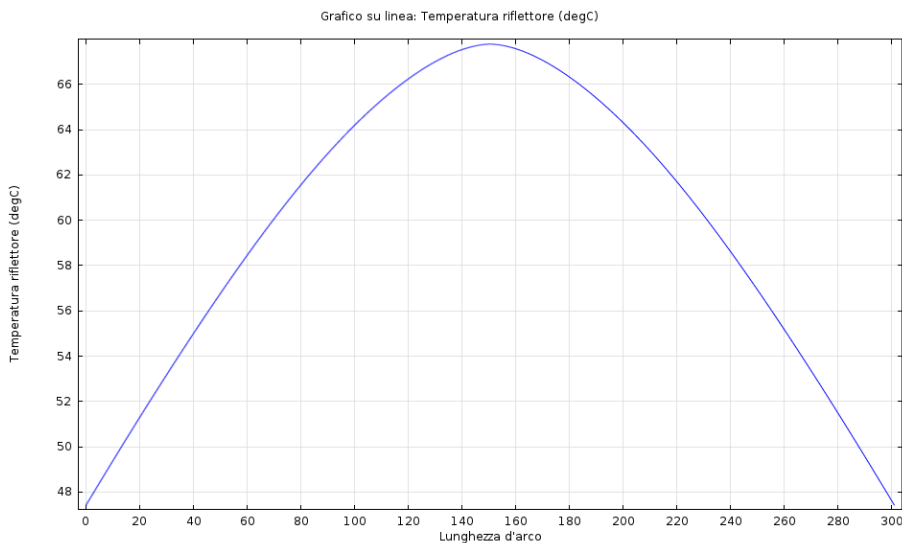


Figura 20 – Andamento della temperatura sul riflettore CPC

Come evidenziato nelle descrizioni riportate ai punti precedenti, il software utilizzato, oltre a fornire in output il campo di temperatura nei vari domini, permette di calcolare i relativi flussi termici. In particolare integrando il flusso termico per convezione tra parete interna del tubo in acciaio e olio diatermico si è potuto stimare la potenza termica utile ( $Q_{utile}$ ) ceduta al fluido termo-vettore per unità di lunghezza del tubo ricevitore che ovviamente è funzione, a parità di tutte le altre condizioni al contorno, della sola temperatura in ingresso dell’olio diatermico ( $T_i$ ). Con lo stesso procedimento sono state calcolate le perdite termiche complessive ( $Q_{loss}$ ) del tubo ricevitore verso l’ambiente esterno.

La tabella seguente riporta i valori calcolati delle due potenze definite sopra, per entrambe le tipologie di collettori a concentrazione considerati.

Tabella 7 – Dati di flusso termico relativi al tubo ricevitore

$T_i$ [°C]	CASO 1 Concentratore parabolico		CASO 2 Concentratore Linear Fresnel	
	$Q_{utile}$ [W/m]	$Q_{loss}$ [W/m]	$Q_{utile}$ [W/m]	$Q_{loss}$ [W/m]
100	1582.0	144.4	2156.18	68.6
150	1533.3	193.2	2138.47	86.31
200	1486.7	239.7	2106.33	118.45
250	1395.1	331.4	2064.11	160.67

I grafici seguenti riportano per entrambe le tipologie di concentratori considerate, gli andamenti delle grandezze riportate in tabella in funzione della temperatura dell’olio diatermico. I grafici riportano anche le correlazioni ottenute con il metodo dei minimi quadrati, le cui espressioni sono state utilizzate per l’analisi delle prestazioni termiche dell’intero collettore come descritto nel paragrafo successivo.

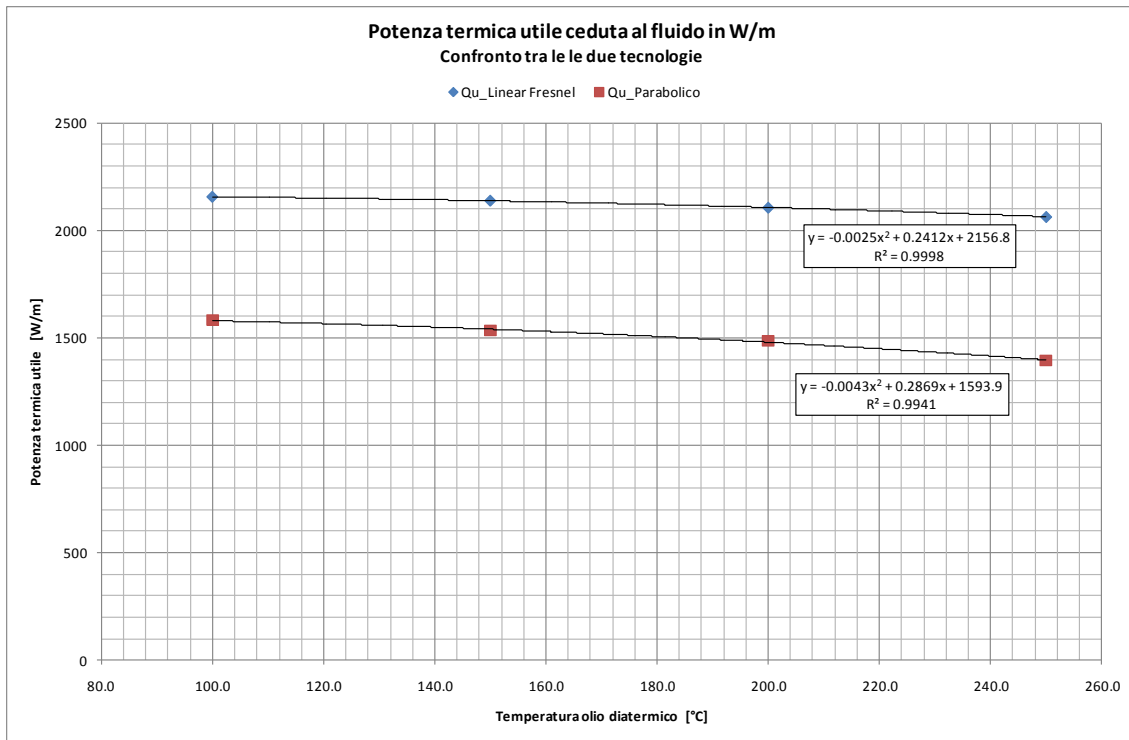


Figura 21 - Potenza termica ceduta al fluido termo-vettore per unità di lunghezza del tubo ricevitore

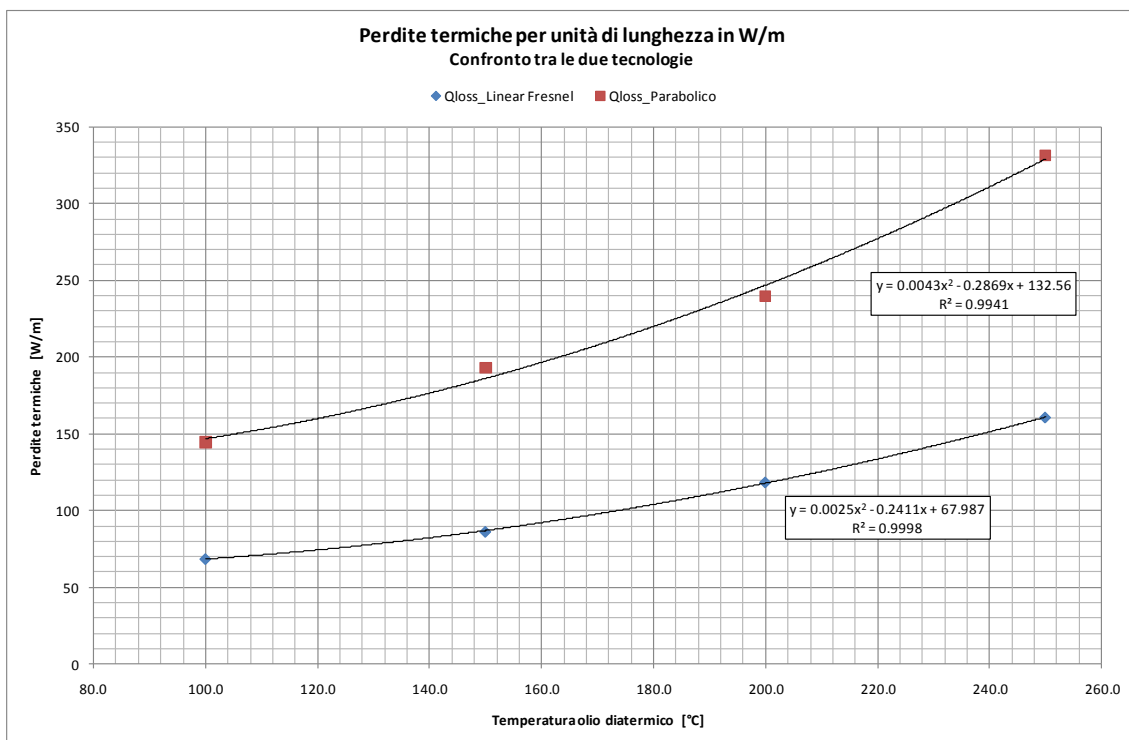


Figura 22 - Perdite termiche per unità di lunghezza valutate a diverse temperature del fluido termo-vettore

Poiché le perdite termiche in sistemi solari a concentrazione sono fortemente dipendenti dalle proprietà ottiche delle superfici radianti, è stata condotta un'analisi di sensibilità per valutare gli effetti indotti dall'aumento dei valori emissività caratteristici del coating utilizzato per il trattamento superficiale del tubo ricevitore.

I grafici seguenti mostrano, per entrambe le tipologie di concentratori, gli andamenti sia della potenza ceduta al fluido termo-vettore sia delle perdite termiche compressive verso l'ambiente per valori di  $\epsilon$  pari a 0.15, 0.5 e 0.85.

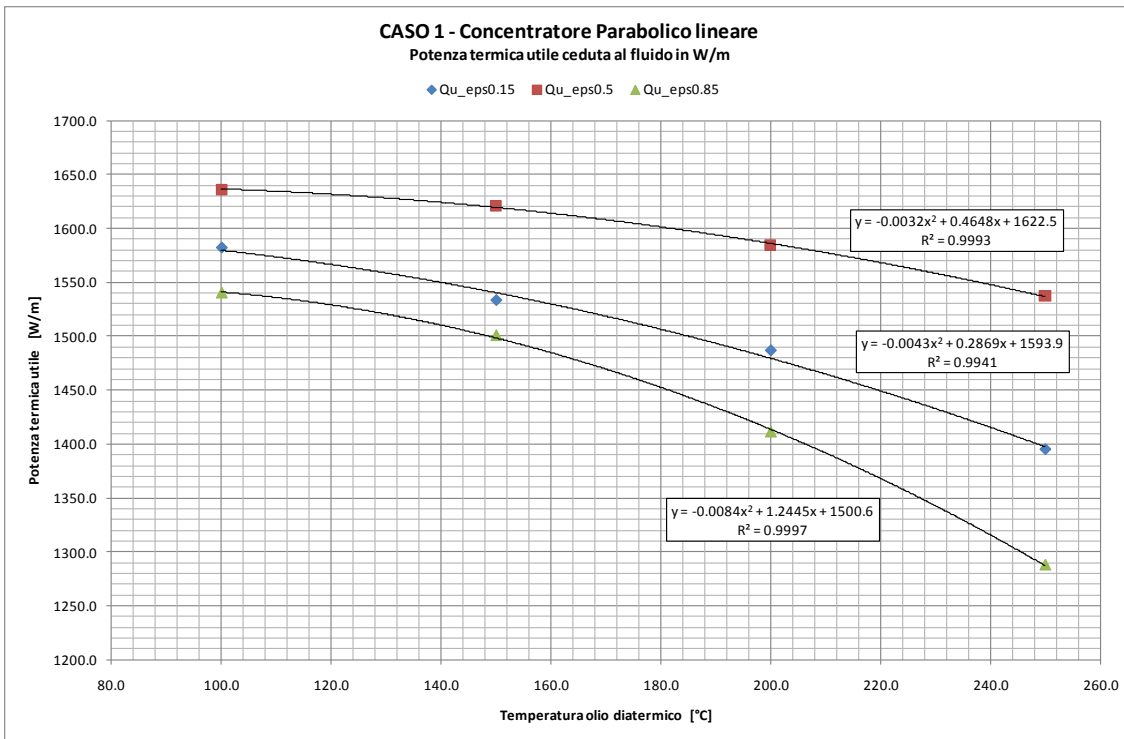


Figura 23 – Calore utile estratto dal ricevitore per unità di lunghezza al variare dell'emissività del coating superficiale (Caso 1 – Concentratore parabolico lineare)

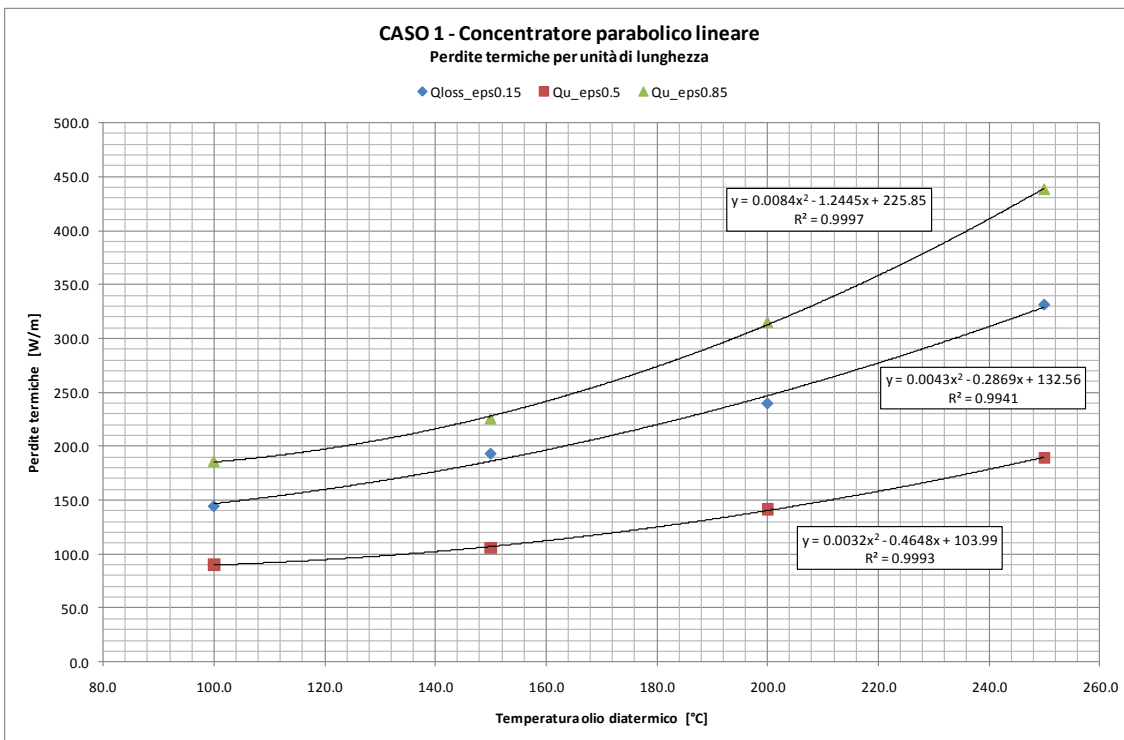


Figura 24 – Perdite termiche per unità di lunghezza al variare dell'emissività del coating superficiale (Caso 1 – Concentratore parabolico lineare)



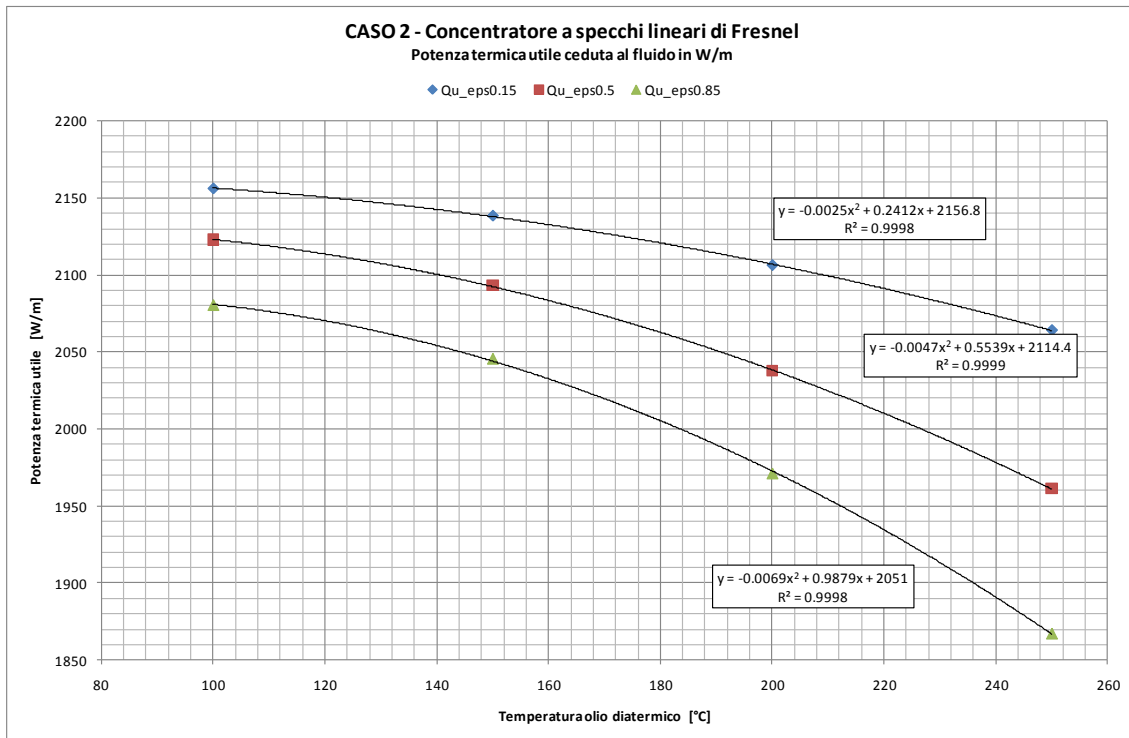


Figura 25 – Calore utile estratto dal ricevitore per unità di lunghezza al variare dell'emissività del coating superficiale (Caso 2 – Concentratore Linear Fresnel)

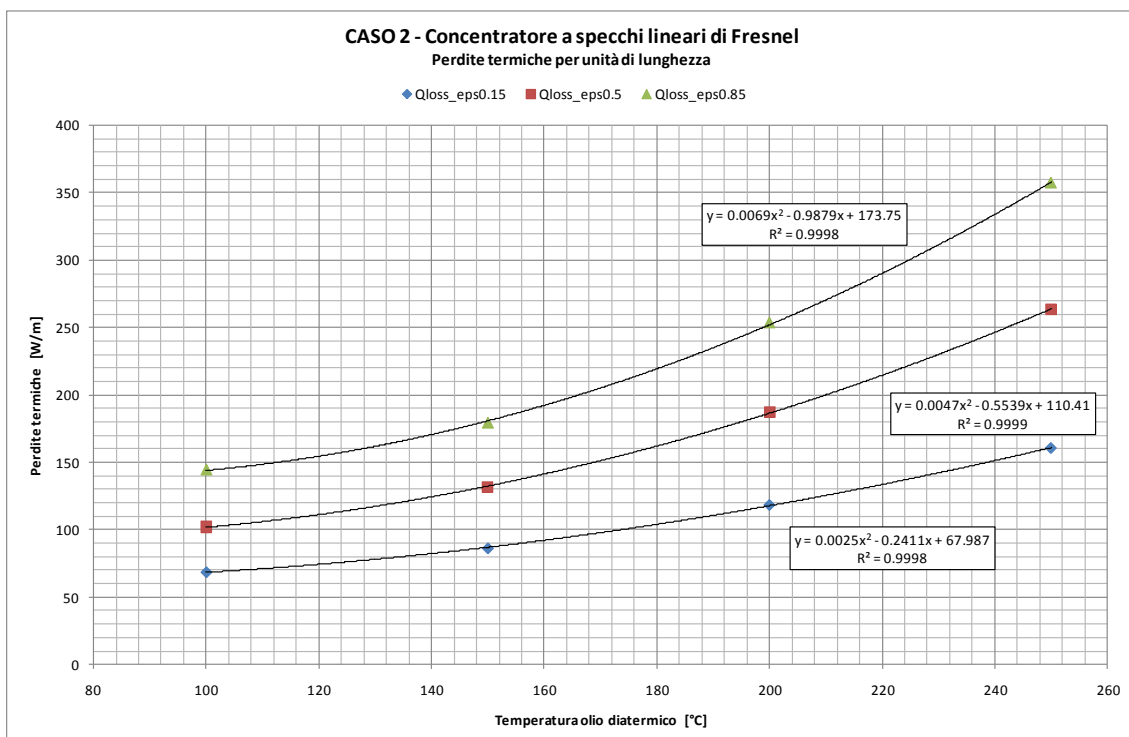


Figura 26 – Perdite termiche per unità di lunghezza al variare dell'emissività del coating superficiale (Caso 2 – Concentratore Linear Fresnel)

### 2.1.4 Stima della curva di efficienza

In generale la dipendenza dell'efficienza termica di un collettore solare dai parametri termo-fluidodinamici e meteo-climatici è espressa dalla seguente relazione matematica:

$$\eta = \eta_0 + a_1 \frac{T_m - T_a}{G} + a_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{G} \quad \text{con} \quad T_m = \frac{T_i + T_e}{2}$$

dove:

- $G$  radiazione solare (globale o diretta a seconda della tipologia di collettore) che incide sul piano di apertura del collettore ( $\text{W/m}^2$ )
- $T_i$  temperatura del fluido in ingresso al collettore ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $T_e$  temperatura del fluido in uscita dal collettore ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $T_a$  temperatura ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ )

Il coefficiente  $\eta_0$  rappresenta l'efficienza ottica del collettore (intesa come l'efficienza in assenza di perdite termiche), mentre i coefficienti  $a_1$  e  $a_2$  rappresentano i parametri che descrivono le perdite termiche del collettore.

Al fine di valutare i parametri della curva di efficienza caratteristici delle due tipologie di collettore a concentrazione presi in esame, si è proceduto come segue:

- sono stati considerati i valori espressi in  $\text{W/m}$  della potenza utile ceduta al fluido termo-vettore (ed ottenuti attraverso le simulazioni ottiche e termiche descritte nei paragrafi precedenti) in funzione della temperatura in ingresso al collettore, si è quindi valutata la temperatura di uscita del primo tratto di lunghezza unitaria del tubo ricevitore, considerando valori di portata, radiazione e temperatura ambiente analoghi a quelli ipotizzati nell'analisi termica del ricevitore;
- nota la temperatura di uscita del primo tratto di lunghezza unitaria, questa è stata utilizzata come temperatura di ingresso per il secondo tratto;
- ripetendo i calcoli per gli  $n$  segmenti di lunghezza unitaria in cui è stato suddiviso il tubo ricevitore, si è potuto calcolare la potenza termica totale  $Q_{tot}$  come somma delle potenze termiche  $Q_i$  dei singoli tratti di lunghezza unitaria.

La resa termica dell'intero collettore, alla fissata temperatura di ingresso, è quindi data da:

$$\eta = \frac{Q_{tot}}{A_a G} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i}{A_a G}$$

dove  $A_a$  è l'area di apertura del collettore.

La relativa temperatura media  $T_m$  di funzionamento del collettore è data dal valore medio tra la temperatura in ingresso al collettore e la temperatura di uscita dall'ultimo tratto di tubo. Nota tale temperatura è stata calcolata la relativa temperatura ridotta, ossia:

$$T^* = \frac{(T_m - T_a)}{G}$$

Variando la temperatura di ingresso tra un valore minimo ed un valore massimo, si sono ottenute coppie di valori ( $T^*_i$ ,  $\eta_i$ ) per cui è stato possibile effettuare una regressione per ottenere la curva di efficienza dell'intero collettore.

Il grafico seguente mostra l'andamento delle curve di efficienza in stato stazionario ottenute per il caso del concentratore parabolico lineare. Tali curve si riferiscono ai diversi valori dell'emissività del coating superficiale utilizzato per la realizzazione del tubo ricevitore.

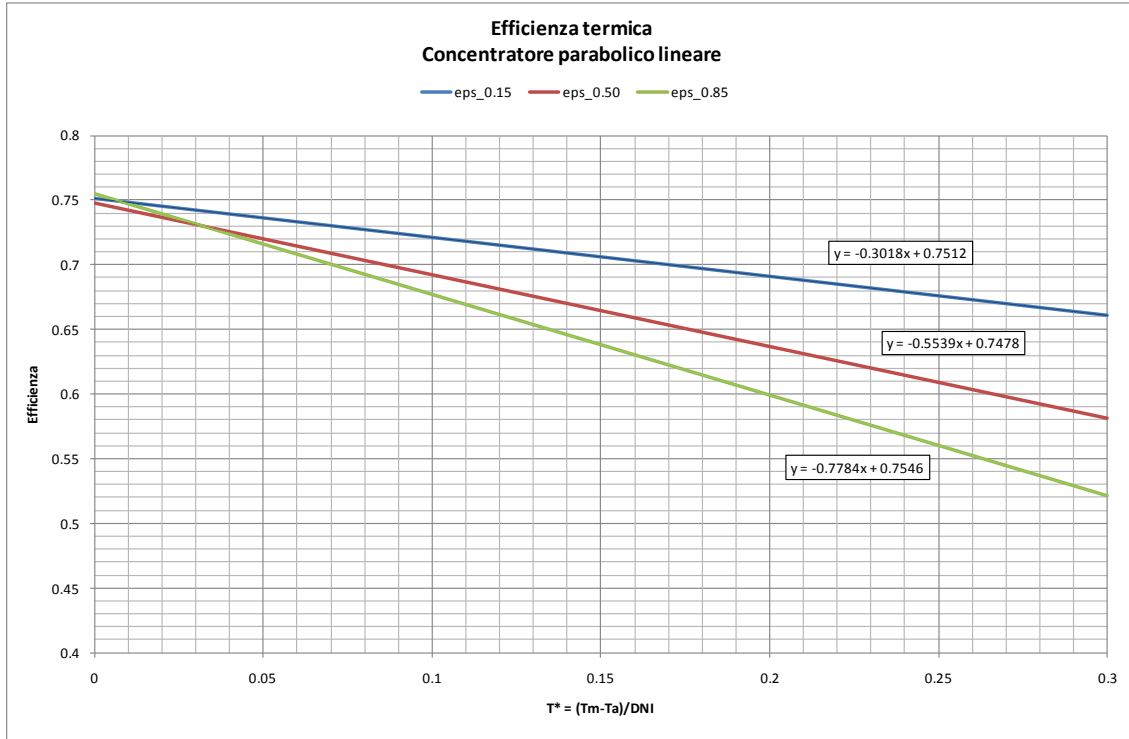


Figura 27 – Curve di efficienza termica per diversi valori dell'emissività (CASO 1 – Concentratore parabolico lineare)

Analogamente al caso precedente, il grafico seguente mostra l'andamento delle curve di efficienza in stato stazionario ottenute nelle medesime condizioni per il concentratore a specchi lineari di Fresnel.

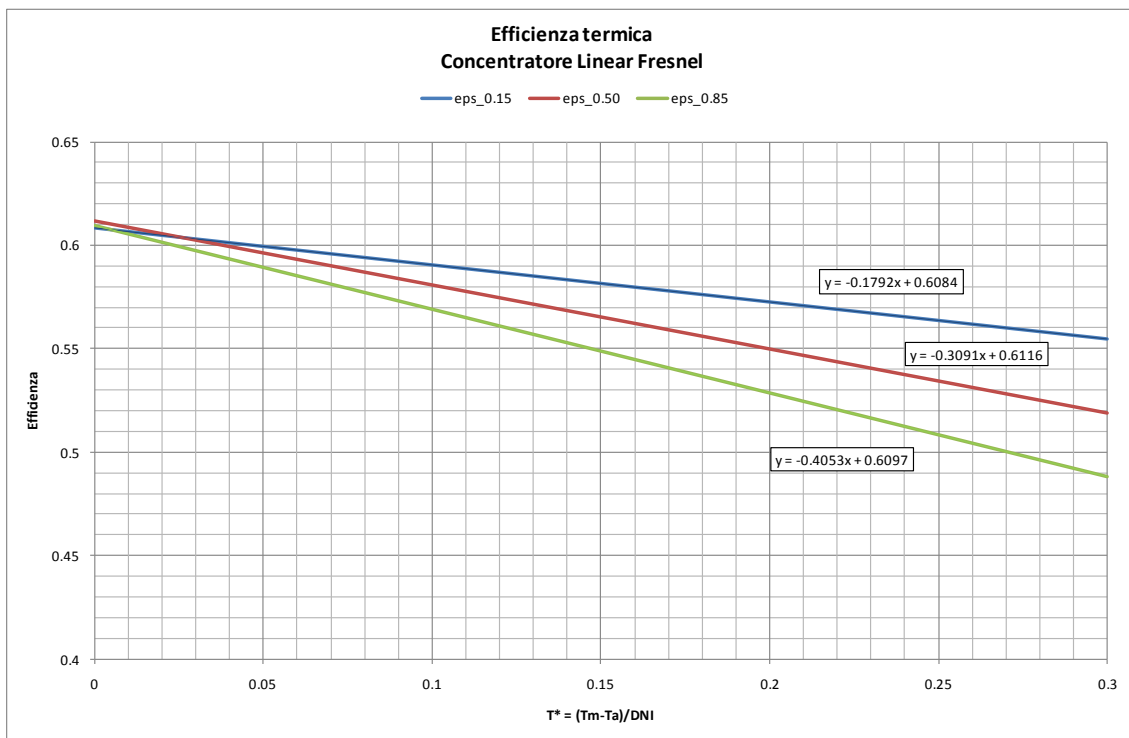


Figura 28 – Curve di efficienza termica per diversi valori dell'emissività (CASO 2 – Concentratore Linear Fresnel)

### 2.1.5 Caratterizzazione energetica e sperimentazione di concentratori a media temperatura

Lo scopo essenziale dell'attività di modellazione descritta nei paragrafi precedenti è stato quello di mettere a punto uno strumento di calcolo delle grandezze energetiche di interesse per la caratterizzazione termica dei concentratori presi in esame, che tenga conto in maniera dettagliata ed accurata del maggior numero possibile di variabili che caratterizzano il loro funzionamento.

E' chiaro che risulta altrettanto necessaria una serie di campagne sperimentali con lo scopo di validare lo strumento matematico messo a punto. La sperimentazione infatti può essere utile nell'individuare eventuali punti deboli del modello e indicare le eventuali correzioni.

Pertanto sono state condotte campagne sperimentali su prototipi di concentratori parabolici lineari e a specchi lineari di Fresnel dalle caratteristiche simili a quelle considerate nelle analisi teoriche illustrate nei paragrafi precedenti.

#### 2.1.5.1 *Setup sperimentale e descrizione dei componenti solari utilizzati nella sperimentazione*

Le foto seguenti illustrano i setup sperimentali allestiti nel corso della presente annualità dell'accordo di programma, che hanno permesso di caratterizzare dal punto di vista energetico le due diverse tecnologie solari a concentrazione oggetto del presente rapporto.



**Figura 29 - Foto del collettore parabolico lineare in fase di sperimentazione**



**Figura 30 - Foto del collettore a specchi lineari di Fresnel in fase di sperimentazione**

Per essi è stata determinata la curva di efficienza con il metodo stazionario descritto nella norma UNI\_EN12975-2:2006 utilizzando il circuito ad olio diatermico (realizzato e messo a punto nelle precedenti annualità dell'accordo di programma) che ha permesso la caratterizzazione energetica di entrambi i componenti esaminati in un range di temperatura compreso tra 100 e 250°C.

### 2.1.5.2 Condizioni di test

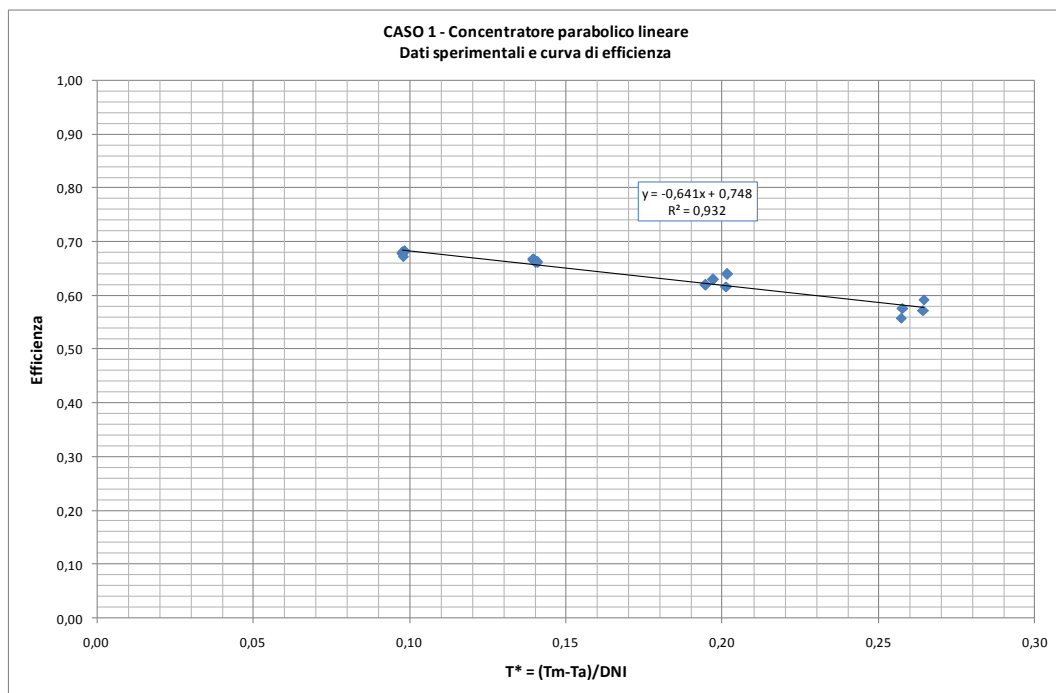
La tabella seguente riassume le condizioni medie di test registrate durante le sperimentazioni effettuate sulle due tipologie di concentratori.

**Tabella 8 – Condizioni di test**

<b>Sito</b>	Centro ENEA Trisaia	
<b>Latitudine</b>	40°09' N	
<b>Longitudine</b>	16°38' E	
<b>Inclinazione ed azimuth</b>	Sistema ad inseguimento mono-assiale con asse di rotazione orientato nella direzione E-W	
<b>Tipo di fluido utilizzato</b>	Olio diatermico – Therminol 66	
<b>Portata media di test</b>	0.032 kg/s m <sup>2</sup>	
	<b>Sistema parabolico lineare</b>	<b>Sistema Linear-Fresnel</b>
<b>DNI media</b>	910 W/m <sup>2</sup>	873 W/m <sup>2</sup>
<b>Temperatura ambiente media</b>	22.9 °C	31.5 °C

### 2.1.5.3 Risultati sperimentali e confronto con le previsioni modellistiche

I grafici seguenti riportano i dati sperimentali ottenuti durante le campagne di misura effettuate sulle due tipologie di concentratori presi in esame. A tali dati sono sovrapposte le curve di regressione ottenute con il metodo dei mini quadrati.



**Figura 31 – Curva di efficienza sperimentale (CASO 1 – Concentratore parabolico lineare)**

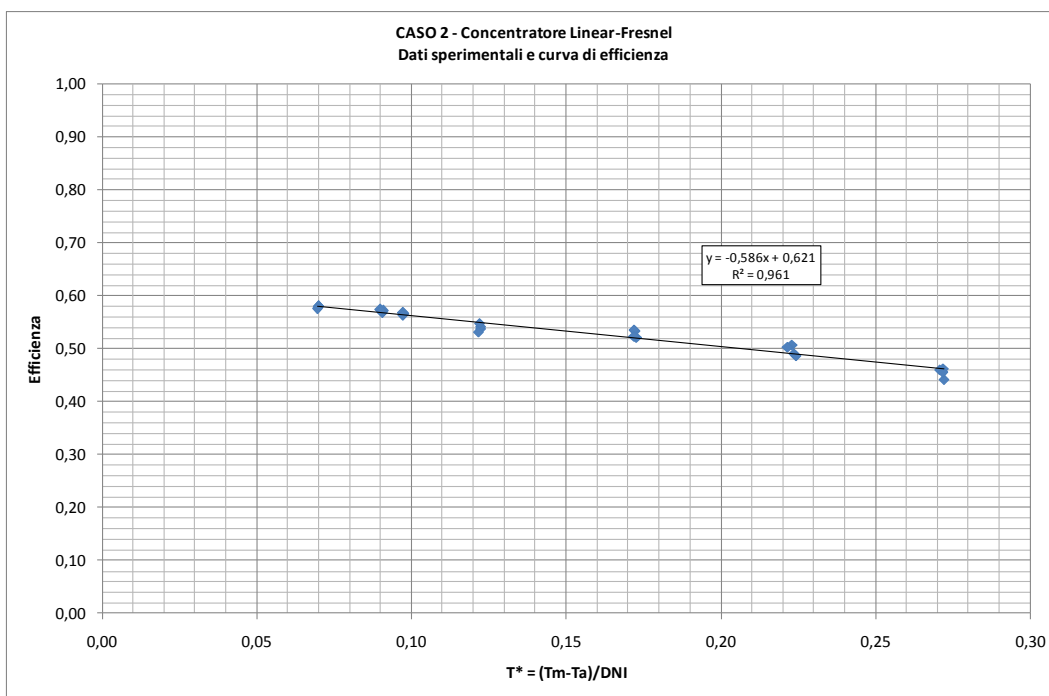


Figura 32 – Curva di efficienza sperimentale (CASO 2 – Concentratore Linear-Fresnel)

Contestualmente alle prove sperimentali sono state condotte le valutazioni teoriche utilizzando i modelli di calcolo ottici e termo fluidodinamici sviluppati ed illustrati nei paragrafi precedenti.

**CASO 1 – CONCENTRATORE PARABOLICO LINEARE**

I dati riportati in tabella si riferiscono agli esiti delle valutazioni eseguite sul concentratore parabolico lineare in corrispondenza del mezzogiorno solare con Sole allo zenit (angolo di inclinazione di 0° rispetto alla verticale).

Tabella 9 – Dati calcolati per il concentratore parabolico lineare

T <sub>i</sub> [°C]	T <sub>u</sub> [°C]	T <sub>e</sub> -T <sub>i</sub> [°C]	T <sub>m</sub> [°C]	C <sub>p</sub> [J/kgK]	Q <sub>utile</sub> [kW]	(T <sub>m</sub> -T <sub>a</sub> )/DNI [K/(W/m²)]	η [-]
100	111,5	11,5	105,7	1856	9,37	0,085730	0,689
150	160,2	10,2	155,1	2031	9,13	0,135100	0,672
200	208,9	8,9	204,5	2211	8,68	0,184460	0,638
250	257,6	7,6	253,8	2395	8,02	0,233800	0,589

Il grafico seguente mostra l’andamento della curva di efficienza in stato stazionario relativa al concentratore parabolico lineare ed ottenuta applicando i modelli ottici e termo-fluidodinamici illustrati nei paragrafi precedenti. Tale curva si riferisce ad un valore di emissività della vernice utilizzata per la realizzazione del coating superficiale del tubo ricevitore pari a **0.65**.

A tale curva sono stati sovrapposti i dati sperimentali ottenuti nella campagna di misure. Dal confronto tra dati sperimentali e previsioni teoriche appare evidente l’ottimo accordo tra gli stessi.

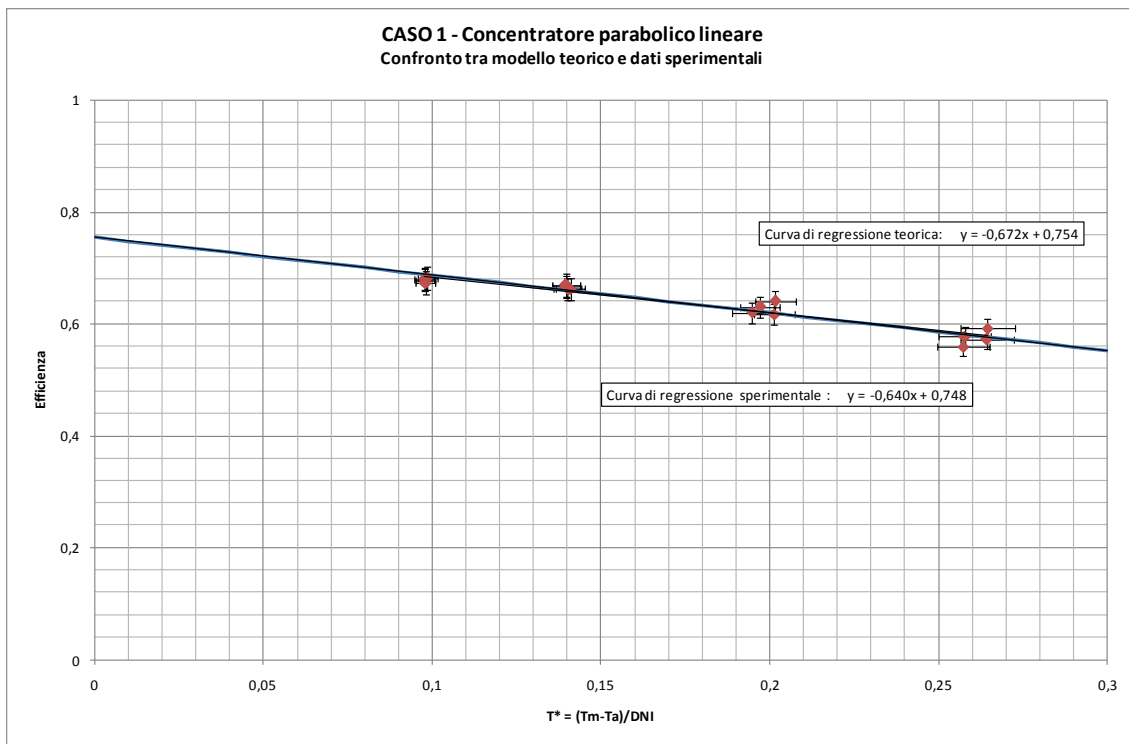


Figura 33 – Confronto tra dati sperimentali e previsione modellistica (CASO 1 – Concentratore parabolico lineare)

### CASO 2 – CONCENTRATORE A SPECCHI LINEARI DI FRESNEL

Analogamente a quanto fatto per il collettore parabolico lineare, la tabella seguente riporta gli esiti delle valutazioni teoriche sempre con Sole allo zenit.

Tabella 10 – Dati calcolati per il concentratore a specchi lineari di Fresnel

$T_i$ [°C]	$T_u$ [°C]	$T_e - T_i$ [°C]	$T_m$ [°C]	$C_p$ [J/kgK]	$Q_{utile}$ [kW]	$(T_m - T_a)/DNI$ [K/(W/m <sup>2</sup> )]	$\eta$ [-]
100	109,8	9,8	104,9	1853	12,63	0,084880	0,578
150	158,8	8,8	154,4	2029	12,40	0,134370	0,568
200	207,8	7,8	203,9	2209	12,02	0,183890	0,550
250	256,9	6,9	253,4	2393	11,46	0,233430	0,525

Anche in questo il grafico seguente mostra l'andamento della curva di efficienza teorica ottenuta in condizioni di stato stazionario per il concentratore a specchi lineari di Fresnel. Tale curva si riferisce sempre ad un valore di emissività  $\epsilon = 0.65$ .

Diversamente però dal caso precedente, la sovrapposizione dei dati sperimentali apparentemente non evidenzia lo stesso accordo tra dati sperimentali e dati teorici. Ciò è motivato dal fatto che i dati sperimentali, sebbene ottenuti in corrispondenza del mezzogiorno solare, non corrispondono alla condizione simulata di Sole allo zenit. Ciò è dovuto al fatto che alla latitudine del sito di prova, l'altezza del Sole all'orizzonte raggiunge un massimo (solstizio estivo) al più di circa 73° a cui corrisponde un angolo di incidenza trasversale al mezzogiorno solare di circa 17°.

Poiché le prove sul sistema Linear-Fresnel sono state eseguite nel periodo Giugno-Luglio 2013, l'escursione angolare dei raggi solari al mezzogiorno è variata da un minimo di circa 17° fino ad un massimo di circa 20°. Intervallo angolare entro cui non sono trascurabili gli effetti dell'IAM trasversale. Pertanto, applicando una

adeguata correzione ai dati sperimentali per tener conto di tale effetto, è stato possibile ricondurre il dataset sperimentale ad una condizione di omogeneità corrispondente alla situazione ideale di Sole allo zenit. Dal confronto tra dati sperimentali corretti (punti in verde) e curva di efficienza teorica, risulta evidente come le discrepanze inizialmente evidenziate non siano più presenti, a favore nuovamente di un ottimale accordo tra dati sperimentali e previsioni teoriche.

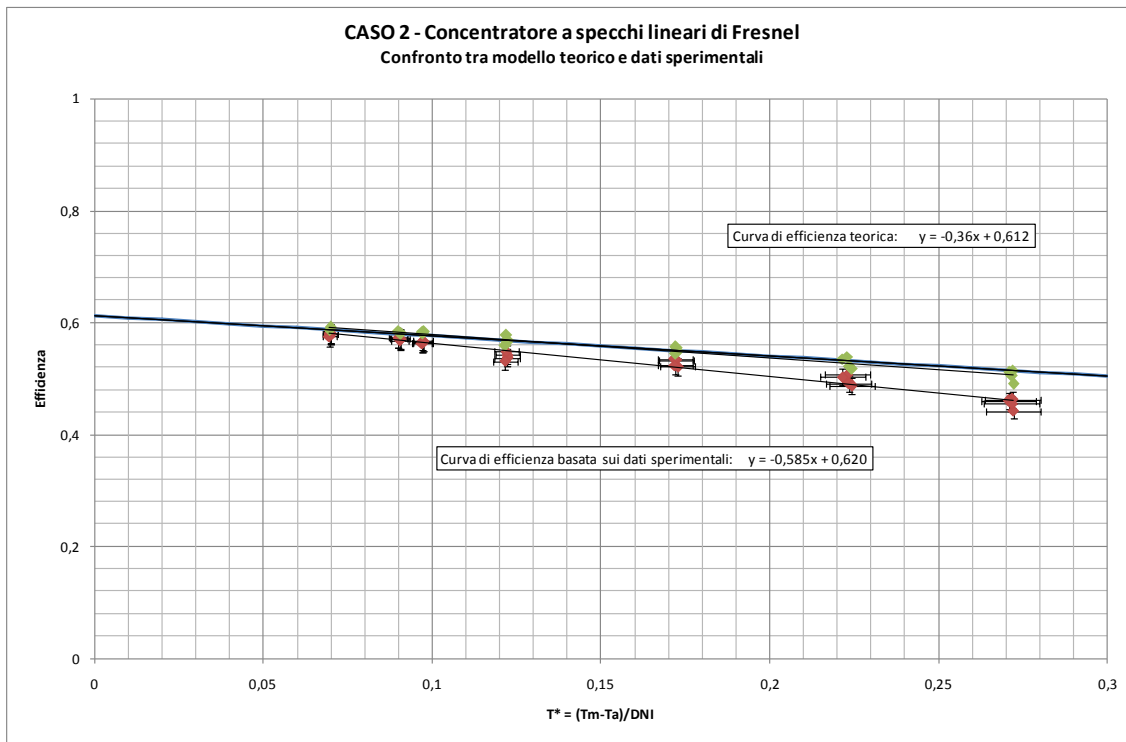


Figura 34 – Confronto tra dati sperimentali e previsione modellistica (CASO 2 – Concentratore Linear Fresnel)

### 2.1.6 Riferimenti bibliografici

- [1] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, J. Wiley & Sons., 2006, New York
- [2] M.A. Cucumo, V. Marinelli, G. Oliveti, *Ingegneria Solare – Principi ed applicazioni*, Pitagora Editrice, 1994, Bologna
- [3] G. Morin, J. Dersch, W. Platzer, M. Eck d, A. Haberle, *Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector Power Plants*, *Solar Energy*, 2011, 86, 1-12
- [4] A. Giostri, M. Binotti, P. Silva, E. Macchi, G. Manzolini, *Comparison of Two Linear Collectors in Solar Thermal Plants: Parabolic Trough Versus Fresnel*, *J. Sol. Energy Eng.*, 2012, 135(1)
- [5] C. Cancro, G. Contento, *La Fornace Solare E Il Laboratorio Elioslab: Definizione Del Layout, Degli Elementi Ottici, Delle Loro Principali Caratteristiche Termo-Meccaniche E Delle Loro Dimensioni*, Rapporto Tecnico ENEA, EGE 08036, 2008
- [6] S. K. Kalogirou, "Solar thermal collectors and applications", *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, pp. 131-295, 2004.
- [7] J. C. Heinrich, D. W. Pepper, *Intermediate Finite Element Method: Fluid Flow And Heat Transfer Applications*, Taylor & Francis ed., 1999
- [8] F. Cesari, *Il Metodo Degli Elementi Finiti applicato Al Moto Dei Fluidi*, Pitagora ed., 1986
- [9] R. Forristall, *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*, Technical Report NREL/TP-550-34169, 2003



- [10] F. Burkholder and C. Kutscher, Heat Loss Testing Of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver, Technical Report NREL/TP-550-45633,2009
- [11] Dudley, V., G. Kolb, A. R. Mahoney, T. Mancini, C. Matthews, M. Sloan, D. Kearney, "Test Results SEGS LS-2 Solar Collector," SAND94-1884, December 1994.
- [12] V. Sabatelli, D. Marano, A. Ebolese, P. Colucci, G. Braccio, "Sviluppo e caratterizzazione di componenti solari per applicazioni di solar cooling - RAPPORTO FINALE", ENEA, Report RdS/2012/130, 2012
- [13] European Standard, *EN 12975 - Thermal solar systems and components - Solar collectors – Part 2: Test methods*, 2006
- [14] The MathWorks Inc., MatLab software.
- [15] COMSOL Multiphysics – Ver. 4.3b – 2013.

## 2.2 SISTEMI SOLARI A CONCENTRAZIONE CON RICEVITORI A MINICANALI

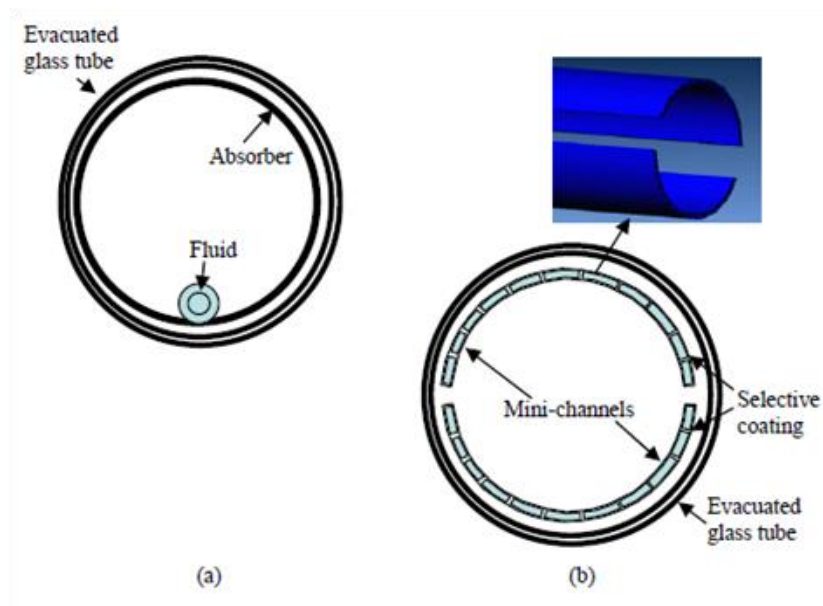
Le attività descritte nel presente capitolo sono state condotte nell'ambito dell'Accordo di Collaborazione tra l'ENEA ed il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova, tra i cui obiettivi rientra l'elaborazione di uno studio specifico inerente l'analisi e la sperimentazione di dispositivi di scambio termico a mini o micro-canali da utilizzare come ricevitori in collettori solari a concentrazione a media temperatura.

### 2.2.1 Descrizione della tecnologia

L'efficienza e la compattezza dei sistemi di scambio termico a minicanali e microcanali ne hanno permesso l'applicazione in molteplici campi come il condizionamento dell'aria, la refrigerazione ed il raffreddamento di celle a combustibile. Alcune recenti applicazioni nel settore elettronico richiedono di asportare elevate potenze termiche in piccole aree. In particolare, il raffreddamento di dispositivi elettronici richiede che il calore venga rimosso dalla superficie del componente ma anche che il dispositivo sia mantenuto ad una temperatura relativamente bassa. Comunemente si parla di minicanali quando il diametro idraulico è inferiore a 3 mm, ma non esiste in letteratura una distinzione rigorosa ed univoca tra microcanali e minicanali, pertanto ci si attiene ai termini proposti da ogni autore nel presentare gli articoli reperibili in letteratura. Come riportato in Agostini et al. [1], in questi anni sono state esplorate varie soluzioni tecnologiche con l'obiettivo di rimuovere flussi termici molto elevati (fino a  $300 \text{ W cm}^{-2}$ ): deflusso monofase in minicanali/microcanali, deflusso monofase e bifase in mezzi porosi, deflusso bifase in minicanali/microcanali e raffreddamento tramite getto incidente (jet impingement).

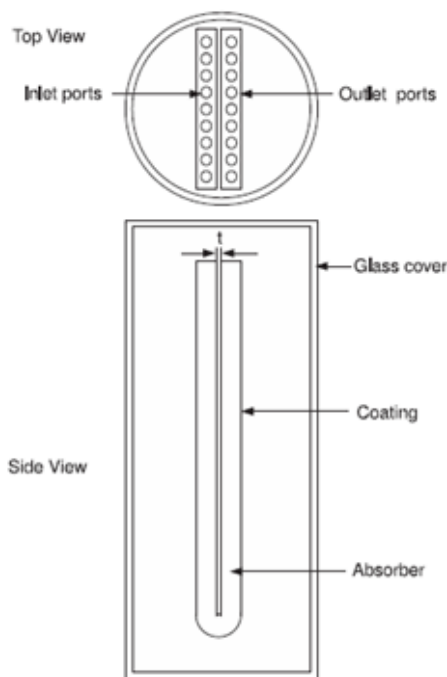
Nei collettori solari, l'utilizzo di minicanali o microcanali è giustificato da alcuni aspetti geometrici che favoriscono lo scambio termico. In primo luogo, viene aumentata la superficie di scambio termico tra le pareti dei canali e il fluido operativo, perché, a parità di superficie dell'assorbitore è possibile utilizzare tecniche di produzione che consentono di incrementare il numero di canali senza aumentare i costi di produzione. Inoltre, i minicanali si trovano integrati nell'assorbitore e non sono saldati ad una piastra come nei collettori piani a tubi di rame disponibili a livello commerciale, né richiedono l'utilizzo di superfici estese come nei collettori a tubi evacuati tradizionali.

Diaz [2] ha studiato l'applicazione della tecnologia dei minicanali in collettori solari a tubi evacuati dotati di riflettori CPC in grado di operare fino a  $200^\circ\text{C}$ . L'utilizzo dei minicanali potrebbe portare a migliorare l'efficienza del collettore solare perché si realizza l'integrazione tra assorbitore e parte canalizzata e perché, a parità di sezione di passaggio complessiva, il perimetro bagnato dal fluido aumenta (Figura 2.1).



**Figura 2.1. Rappresentazione schematica di un collettore a tubi evacuati tradizionale (a) e del collettore solare a tubi evacuati con minicanali proposto da Diaz [2] (b).**

Per le proprietà dei minicanali, inoltre, la quantità di fluido operativo utilizzato nel collettore diminuisce. Questo aspetto è particolarmente importante quando, come nel caso del lavoro di Diaz [2], si utilizza come fluido termovettore anidride carbonica, che richiede pressioni di esercizio molto elevate. Viene inoltre valutata la possibilità di accoppiare questi collettori solari a minicanali con un ciclo Rankine ad anidride carbonica per la produzione di energia elettrica e calore e si conclude che è necessario valutare attentamente i parametri operativi per ottimizzare tale applicazione. Sharma e Diaz [3] hanno realizzato un modello di scambio termico che comprende convezione e radiazione ed hanno presentato i risultati di alcune simulazioni numeriche per un collettore solare a tubi evacuati in cui l'assorbitore è costituito da un multiport piatto ad U, come rappresentato in Figura 2.2.



**Figura 2.2. Vista dall'alto e laterale dell'assorbitore a minicanali posto all'interno del tubo di vetro evacuato (Sharma e Diaz [3]).**

Nell'analisi di Sharma e Diaz [3], l'assorbitore è coperto da una vernice selettiva, il diametro dei minicanali è pari a 3 mm ed il fluido operativo è il Duratherm 600. Tra i risultati del loro lavoro, è emerso che per contenere le perdite di carico, dato il fluido utilizzato, non è conveniente utilizzare il collettore a minicanali a temperature basse o portate di massa elevate. Dal punto di vista delle prestazioni, il confronto con un collettore a tubi evacuati tradizionale con la stessa area di apertura ha evidenziato che il rendimento del collettore a minicanali è superiore, soprattutto ad elevate temperature operative.

Khamis Mansour [4] ha sviluppato un modello matematico per studiare le prestazioni termiche ed idrauliche di un collettore solare piano che utilizza acqua come fluido termovettore ed in cui l'assorbitore è costituito da una serie di minicanali a sezione quadrata, ciascuno con diametro idraulico pari a 2 mm ed è coperto con una vernice selettiva. Il modello è stato validato sperimentalmente utilizzando un prototipo del collettore solare ed è stato impiegato per confrontare le prestazioni termiche del collettore piano a minicanali con quelle di un collettore piano tradizionale, a parità di area dell'assorbitore e condizioni operative. I risultati numerici indicano che, in virtù del maggiore coefficiente di scambio termico che si ottiene in piccoli canali e della minore resistenza di conduzione legata alla configurazione della piastra nel sistema a minicanali, la temperatura dell'assorbitore è molto più vicina a quella del fluido operativo rispetto a quanto accade nel collettore tradizionale. Inoltre, la temperatura del vetro di copertura è molto vicina a quella dell'ambiente esterno nel caso di collettori a minicanali. Di conseguenza, nel collettore a minicanali proposto si ottiene un maggiore rendimento termico per tutto l'intervallo di temperature medie ridotte da 0 a  $0.1 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$ . All'aumento del rendimento termico è associato un aumento delle perdite di carico, che però comporta un trascurabile incremento nella potenza spesa per il pompaggio. Il confronto di prestazioni è poi esteso ad altre tipologie di collettore solare: la curva di efficienza del collettore piano a minicanali resta comunque sopra a quella di un collettore tradizionale a tubi evacuati e di un collettore a tubi evacuati con tubi di calore, mentre presenta valori inferiori a quella del collettore a tubi evacuati a minicanali proposto da Sharma e Diaz [3].

In conclusione, l'utilizzo dei minicanali nei collettori solari incontra la necessità di migliorare l'efficienza di conversione per abbassare il costo di produzione della potenza termica nella matura tecnologia dei dispositivi solari termici.

I sistemi basati sulla tecnologia dei minicanali/microcanali sono maggiormente studiati nell'ambito del raffreddamento di celle fotovoltaiche. Le celle fotovoltaiche, infatti, hanno rendimenti che decrescono all'aumentare della temperatura, secondo un coefficiente di penalizzazione che dipende dal materiale della cella e che, a titolo d'esempio, è pari a 0.4-0.5 %/°C per le celle al silicio e pari a 0.05-0.1 %/°C per le celle a tripla giunzione. Inoltre, se la temperatura operativa è eccessiva, le celle fotovoltaiche subiscono danni irreparabili. Infine, il rendimento di una cella fotovoltaica decresce se non ci sono condizioni di uniformità di temperatura sulla sua superficie.

Nei pannelli fotovoltaici - termici piani (PVT), l'utilizzo di minicanali o microcanali porta ad un miglioramento dell'efficienza elettrica di produzione. In alcuni sistemi ibridi a microcanali viene utilizzata aria come fluido operativo (Agrawal e Tiwari [5], Agrawal e Tiwari [6]), anche se la minore capacità termica può comportare una forte disuniformità di temperatura lungo le celle. In questa sede, si preferisce riportare in dettaglio esempi di sistemi a minicanali per il raffreddamento attivo delle celle che utilizzano liquidi o miscele bifase. Del Col et al. [7] hanno studiato pannelli ibridi in cui le celle fotovoltaiche vengono raffreddate in modo attivo utilizzando acqua che scorre all'interno di una piastra canalizzata di alluminio. Il diametro idraulico di ogni canale è circa di 2.5 mm. Sono state considerati tre moduli ibridi che si differenziano in base alla modalità di applicazione della piastra di alluminio al modulo fotovoltaico in silicio. Nel primo caso, la piastra è incollata alle celle fotovoltaiche, nel secondo caso, la piastra è posta in contatto meccanico con le celle attraverso un sistema a molle e nel terzo caso, il modulo ibrido viene realizzato tramite un unico processo di laminazione.

Valeh-e-Sheyda et al.[8] hanno analizzato sperimentalmente l'utilizzo di un sistema a microcanali per raffreddare un piccolo modulo fotovoltaico di dimensione  $26 \times 13 \text{ cm}^2$  dotato di celle al silicio. I microcanali sono incollati alle celle fotovoltaiche tramite uno strato adesivo, sono realizzati in plexiglass e sono di forma

rettangolare: il diametro idraulico è pari a 0.667 mm. Il dispositivo è stato testato in ambiente interno sotto simulatore solare e per il raffreddamento è stata utilizzata una miscela bifase di acqua ed aria.

Nei sistemi solari a fotovoltaici a concentrazione (CPV), l'adozione di un sistema di raffreddamento delle celle è di fondamentale importanza a causa dell'elevato flusso di radiazione concentrata cui è sottoposto il materiale fotovoltaico (Royne et al. [9]). Nei concentratori fotovoltaici a fuoco puntuale, solitamente la radiazione solare è concentrata su una singola cella o su gruppi di pochissime celle. In questa situazione, per ragioni di costo e di semplicità e per rapporti di concentrazione fino a 1000x, si preferisce adottare sistemi di raffreddamento passivi, in cui superfici alettate tanto più complesse quanto maggiore è il flusso concentrato sono esposte all'aria e il calore è asportato per convezione naturale. D'altra parte, nei concentratori a fuoco lineare e in quelli in cui eliostati o paraboloidi concentrano la radiazione incidenti su moduli ad elevato *packaging factor*, il sistema di raffreddamento deve necessariamente essere attivo ed utilizzare fluidi ad elevata capacità termica perché l'area a disposizione per la dissipazione termica per ogni singola cella è nettamente minore rispetto al caso di fuoco puntuale. In questi sistemi a concentrazione, l'utilizzo di minicanali o microcanali oppure di getti incidenti (*impinging jets*) è fortemente consigliato: essendo sistemi compatti si prestano bene ad essere posti dietro alla ridotta superficie delle celle, inoltre, l'elevata efficienza comporta il raggiungimento di alti coefficienti di scambio termico e quindi di basse resistenze termiche. Il *jet impingement* richiede però un'elevata potenza di pompaggio; inoltre il problema dell'erosione della superficie da parte getti ad alta velocità non è ancora stato affrontato. Con riferimento alla tecnologia a minicanali e microcanali, in sistemi ottimizzati con canali realizzati direttamente sul substrato delle celle o comunque posti in ottimo contatto termico con le celle attraverso strati ad elevata conduttività, la bassa resistenza termica riduce la differenza tra la temperatura del fluido e quella delle celle, garantendo un eccellente controllo termico del sistema. Il sistema di raffreddamento delle celle basato su minicanali e microcanali permette di recuperare e rendere disponibile l'energia termica a livelli di temperatura adatti a diverse applicazioni termiche, specialmente se il concentratore è dotato di celle a tripla giunzione sul ricevitore (sistemi CPVT). Infatti, a differenza delle celle in silicio, le celle a tripla giunzione GaInP/GaInAs/Ge mantengono rendimenti superiori al 30% anche a temperature di funzionamento attorno a 100°C. La possibilità di utilizzare l'energia termica recuperata da un sistema a concentrazione giustifica il costo addizionale dovuto alla progettazione di un sistema di raffreddamento avanzato, contribuendo ad aumentare il valore economico dell'output energetico del sistema (Escher et al. [10]). Ad esempio, calore disponibile a temperature tra 60°C e 90°C può essere utilizzato in sistemi ad assorbimento o di desalinizzazione dell'acqua mentre energia termica disponibile ad un livello di temperatura tra 80°C e 110°C si addice all'utilizzo di sistemi ad adsorbimento oppure al teleriscaldamento.

Il deflusso monofase in minicanali/microcanali è un processo ben noto che è stato parecchio investigato in questi ultimi anni per la rimozione di elevati flussi termici. Nonostante il suo potenziale per rimuovere alti flussi di calore, questa tecnologia richiede elevate potenze di pompaggio quando si vuole mantenere l'aumento di temperatura del fluido entro certi limiti. Le principali soluzioni proposte per ridurre tale inconveniente comprendono la progettazione di collettori di ingresso e di uscita in posizioni tali da realizzare un'alternanza nella direzione di deflusso nei minicanali/microcanali oppure la realizzazione di minicanali/microcanali secondo la geometria dei frattali, riprendendo la configurazione dei sistemi di circolazione e respirazione dei mammiferi. Tali soluzioni comportano una resistenza termica minore e richiedono potenze di pompaggio inferiori rispetto ai sistemi a minicanali/microcanali paralleli con deflusso monofase. In alternativa, l'uso dei mezzi porosi, sia con deflusso bifase o monofase, è vantaggioso a causa della grande area delle superfici coinvolte ma la potenza di pompaggio rimane comunque alta.

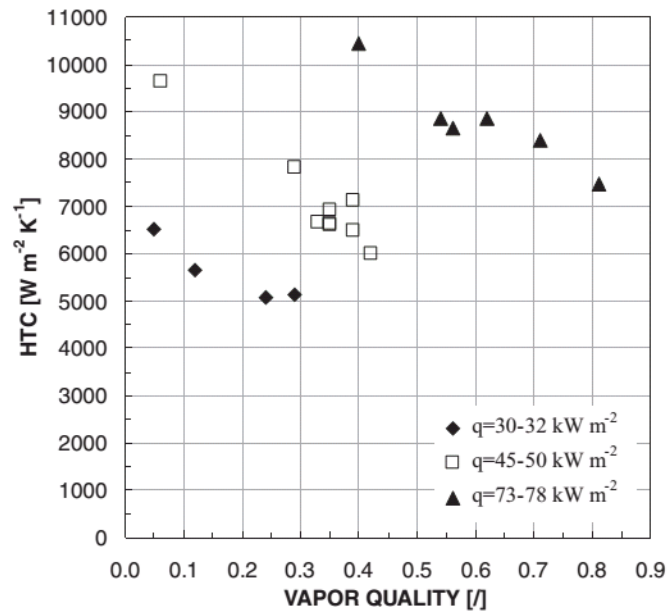
Infine, è di grande interesse la realizzazione di sistemi di raffreddamento attivo basati sulla convezione forzata bifase all'interno dei minicanali. Il flusso termico viene asportato sfruttando il calore latente di evaporazione del fluido operativo che si trova in condizioni di equilibrio tra la sua fase liquida e quella vapore e quindi ad una temperatura (temperatura di saturazione) uniforme a meno della variazione dovuta alle perdite di carico. In questo caso, è importante che un film di liquido sia sempre a contatto con la parete del canale ed è fondamentale evitare il *dryout* termico che si verifica con flussi termici troppo elevati (oltre il flusso termico critico) o con titoli di vapore alti, quando la fase gassosa impedisce alla parete di essere bagnata dal liquido e fa crollare il coefficiente di scambio termico. Il *dryout* comporta un forte aumento

della temperatura di parete, che nel caso dei sistemi CPV danneggerebbe irreversibilmente le celle fotovoltaiche. Considerando l'impiego di acqua a 100°C e considerando di avere un massimo titolo di vapore in uscita del 30%, è necessaria una portata di massa pari a  $1.48 \cdot 10^{-3}$  kg/s per asportare 1 kW di potenza termica. Questa potrebbe essere la migliore soluzione, ma è anche la tecnologia che al momento è meno sviluppata e che richiede una progettazione più complessa. Gli studi sperimentali condotti durante l'ebollizione in minicanali/microcanali sui regimi di deflusso e sui coefficienti di scambio termico hanno dimostrato che i modelli e le mappe sviluppate per i canali convenzionali (macroscala) non forniscono valori attendibili al diminuire delle dimensioni. In particolare, la resistenza termica segue un andamento decrescente con l'aumento del flusso termico (prima che il flusso termico critico venga raggiunto) e con la diminuzione del diametro idraulico, aspetti che risultano essere entrambi potenzialmente benefici. Inoltre i sistemi che utilizzano la vaporizzazione in minicanali/microcanali sono flessibili in quanto permettono un controllo indipendente della temperatura di saturazione del fluido e della portata. Tuttavia, i problemi di instabilità di flusso, accurata previsione dei coefficienti di scambio termico e del flusso termico critico, nonché gli aspetti relativi alla distribuzione del fluido nei diversi canali sono aspetti della tecnologia in questione cui prestare grande attenzione. In conclusione, il deflusso bifase durante l'ebollizione in minicanali/microcanali mostra un grande potenziale, anche se sono ancora necessari ulteriori studi e sviluppi tecnologici. Per questa ragione, il trasferimento di calore durante la vaporizzazione convettiva in minicanali/microcanali è un importante argomento di ricerca.

Chen et al. [11] hanno investigato i regimi di deflusso bifase di R134a in quattro tubi circolari con diametri interni di 1.10, 2.01, 2.88 e 4.26 mm. Le caratteristiche del deflusso nei tubi di 2.88 e di 4.26 millimetri sono simili a quelli tipicamente osservati nei canali convenzionali, mentre i tubi di 2.01 millimetri e 1.10 mm mostrano le caratteristiche tipiche della microscala (bubble confinement). Il diametro critico utilizzato per distinguere macro e minicanali/microcanali è dedotto dalle osservazioni ed è di circa 2 mm. I meccanismi coinvolti nel trasferimento del calore durante l'ebollizione in minicanali/microcanali non sono ancora del tutto chiari in letteratura e ulteriori studi sono necessari per indagare i fenomeni di scambio termico.

Lee e Garimella [12] hanno investigato l'ebollizione convettiva con acqua in un array di microcanali paralleli; la larghezza dei condotti varia da 102 micron a 997 micron, mentre la profondità del canale è pari a 400 micron. Ai più bassi valori di flusso termico, il coefficiente di scambio termico aumenta con il flusso termico, mentre per flussi di calore più elevati, il coefficiente di scambio termico diventa insensibile al flusso termico. Agostini et al. [13] hanno studiato la vaporizzazione con i refrigeranti R236fa e R245fa in un dissipatore di calore in silicio. Il dissipatore di calore è composto da 67 canali paralleli aventi 223 micron di larghezza e 680 micron di altezza; il flusso termico è stata variato da 3.6 a 221 W cm<sup>-2</sup> e la portata di massa specifica da 281 a 1501 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. Nella maggior parte delle condizioni operative, il coefficiente di scambio termico aumenta con il flusso termico ed è quasi indipendente dal titolo di vapore e dalla portata. Bertsch et al. [14] hanno eseguito delle prove sperimentali durante l'ebollizione di R134a in un evaporatore costituito da 17 microcanali rettangolari di diametro idraulico pari a 1.09 mm. La portata specifica di massa è stata regolata da 20 a 81 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> mentre il flusso di calore è stato variato da 0 a 20 W cm<sup>-2</sup>. Il coefficiente di scambio termico varia significativamente con il titolo e mostra un picco ad un titolo di vapore pari a 0.2 per tutti gli esperimenti condotti. Inoltre il coefficiente di scambio termico aumenta fortemente con la portata e il flusso termico. Shiferaw et al. [15] hanno studiato l'ebollizione all'interno di un tubo in acciaio di 1.1 mm di diametro interno; il fluido operativo è R134a, la portata di massa specifica è stata variata nell'intervallo 100-600 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> e il flusso di calore nell'intervallo 16-150 kW m<sup>-2</sup>. Gli autori hanno trovato che il coefficiente di scambio termico aumenta con il flusso termico, ma non cambia con il titolo di vapore quando il titolo è inferiore a circa il 50 %, mentre l'effetto della velocità è osservato essere insignificante.

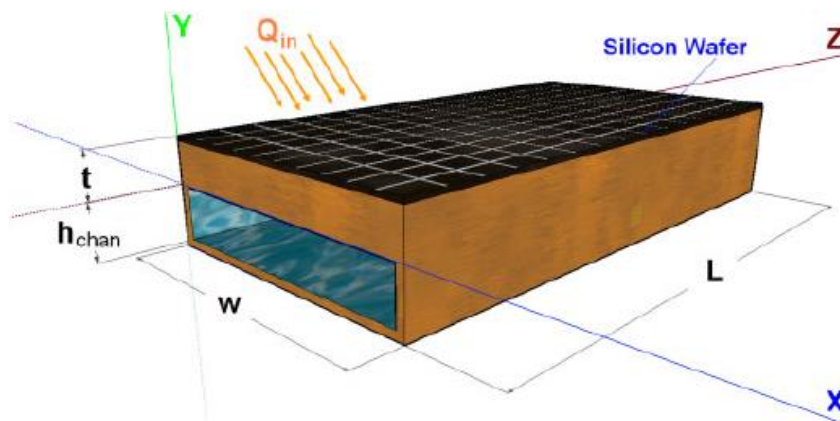
Karayiannis et al. [16] hanno presentato i risultati di uno studio condotto durante l'ebollizione di R134a in cinque tubi di acciaio inox del diametro interno compreso tra 0.52 e 4.26 millimetri. La portata specifica di massa è stata variata tra 100 e 700 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> e il flusso di calore da 1.6 a 135 kW m<sup>-2</sup>. Il coefficiente di scambio termico aumenta con il flusso termico e con la pressione del sistema, ma diminuisce con il titolo di vapore.



**Figura 2.3. Andamento del coefficiente di scambio termico con il titolo di vapore durante la vaporizzazione di R245fa (Bortolin et al. [17]). I punti sperimentali sono stati misurati a tre valori diversi del flusso termico.**

Recentemente, Bortolin et al. [17] hanno misurato i coefficienti di scambio termico durante la vaporizzazione di R245fa all'interno di un microcanale circolare di diametro pari a 0.96 mm. R245fa è un fluido alogenato che presenta una bassa pressione di saturazione se confrontato con gli altri refrigeranti alla medesima temperatura. Questa caratteristica lo rende un fluido interessante per l'impiego nei sistemi a concentrazione solare dove sono presenti componenti d'impianto che non possono sostenere pressioni elevate. Le prove sono state eseguite alla pressione di saturazione di 1.85 bar, a cui corrisponde una temperatura di saturazione pari a 31°C. I dati sperimentali sono stati raccolti variando la portata specifica di massa da 200 fino a 400 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, flusso termico variabile tra 5-85 kW m<sup>-2</sup> e titolo di vapore compreso tra 0.05 e 0.8. Gli autori riportano che il coefficiente di scambio termico dipende fortemente dal flusso termico e cresce all'aumentare di quest'ultimo. Come si può vedere dal grafico in Figura 2.3, per un flusso termico di 30 kW m<sup>-2</sup> (che è anche un valore prossimo al flusso termico atteso sul ricevitore del sistema a concentrazione presentato in seguito) il coefficiente di scambio termico varia tra 5000 e 7000 W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup> con il titolo che passa da 0.05 a 0.3.

Con riferimento all'applicazione di un sistema a minicanali/microcanali per il raffreddamento attivo delle celle fotovoltaiche in sistemi ibridi a concentrazione, Ho et al. [18], [19] hanno sviluppato un modello matematico per simulare il comportamento di un sistema a minicanali per raffreddare celle fotovoltaiche in silicio ad elevato *packaging factor* soggette ad una concentrazione di 100x con un sistema a singolo canale, come in Figura 2.4. Il canale ha una larghezza di 10 mm e altezza di 1 mm, per ottenere un diametro equivalente di 1.82 mm. Nel caso di deflusso bifase in convezione forzata, si è evidenziato che la scelta del fluido e la sua pressione di ingresso sono i parametri da cui è maggiormente influenzato il rendimento delle celle fotovoltaiche. Sono stati considerati otto fluidi nel sistema di raffreddamento attivo basato sulla convezione forzata in regime bifase: R134a, R11, R113, R114, R123, R141b, acqua ed ammoniaca. Si è concluso che il rapporto massimo di concentrazione è vicino a 2000x se vengono utilizzati fluidi organici mentre, in conseguenza al maggior calore latente di vaporizzazione, per acqua e ammoniaca il limite pratico di concentrazione è rispettivamente 4000x e 6000x.



**Figura 2.4. Rappresentazione tridimensionale del sistema di raffreddamento attivo con convezione forzata bifase esaminato da Ho et al. [18], [19].**

In letteratura, non sono disponibili ricevitori a minicanali/microcanali in sistemi a concentrazione per la produzione di energia termica. Questo lavoro pertanto risulta essere originale ed innovativo e dà la possibilità di valutare le prestazioni e il campo di utilizzo di un concentratore solare termico a circa 100x rispetto ai collettori solari disponibili in commercio. L'aspettativa è di avere delle ottime prestazioni anche ad elevate temperature di ingresso del fluido, in conseguenza della ridotta superficie di incidenza della radiazione concentrata che consente di limitare le dissipazioni verso l'ambiente esterno e del migliore trasferimento del calore dall'assorbitore al fluido operativo.

## 2.2.2 Investigazione sperimentale

### 2.2.2.1 Apparato sperimentale

L'apparato sperimentale consiste di un concentratore solare a specchi parabolici con inseguimento su due assi con fuoco lineare e di un ricevitore termico a minicanali. L'installazione si trova nel laboratorio CoEnSo (Conversione di Energia Solare) del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova. Figura 2.5 riporta una immagine del prototipo di concentratore solare. È costituito da quattro specchi parabolici che concentrano la radiazione solare su un linea focale di lunghezza 2.4 m, in cui è collocato il collettore termico. La superficie di apertura del sistema attuale è 6.86 m<sup>2</sup> e il rapporto di concentrazione geometrica è 130. Il dispositivo ha una configurazione modulare e il numero di specchi e la lunghezza del ricevitore potrebbero essere aumentati. Il sistema si muove su due assi (azimutale e zenitale), per avere la radiazione diretta normale al piano. Il movimento è governato da un algoritmo solare e, quando è in prossimità della posizione del sole, da un sensore solare per ottenere migliore precisione nell'allineamento.

Figura 2.6 mostra il ricevitore termico a minicanale montato sul concentratore. Il ricevitore consiste di un pannello canalizzato roll-bond in alluminio lungo 1.2 m. Un lato della piastra canalizzata è piano e rappresenta la superficie ricevente, che è stata opportunamente rivestita con una superficie selettiva, avente proprietà di assorbimento della radiazione solare di 0.87 e proprietà di emissività della radiazione termica di 0.35. Sopra la superficie assorbente non è presente alcuna copertura vetrata. Il presente prototipo rappresenta infatti una soluzione preliminare che ha lo scopo di indagare la potenzialità di tale sistema. Nell'altro lato della piastra roll-bond si sviluppano quattro minicanali di diametro equivalente idraulico 2 mm, disposti parallelamente nella direzione lunga della piastra roll-bond. Il ricevitore è caratterizzato da due ingressi posizionati alle estremità della piastra ed una unica uscita centrale. Il fluido operativo utilizzato è acqua in condizioni monofase.

Termocoppie rame/costantina sono state costruite, calibrate e quindi applicate sulla parete dei canali per monitorare la distribuzione del flusso nei vari canali. La Figura 2.7 mostra un particolare della zona di

ingresso e di uscita: si possono osservare le termocoppie installate sui canali in prossimità dell'uscita. Una volta installato sul concentratore il retro del ricevitore roll-bond è stato isolato termicamente.



**Figura 2.5. Prototipo di concentratore solare installato presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova.**



**Figura 2.6. Prototipo di ricevitore termico a minicanali, installato sul concentratore, durante una prova.**



**Figura 2.7. Particolare del ricevitore strumentato.**

Il ricevitore è idraulicamente collegato ad un circuito di prova, il cui schema è riportato in Figura 2.8. L'acqua proveniente dal ricevitore termico entra nell'accumulo 1 e quindi passa attraverso uno scambiatore di calore a piastre che funge da dissipatore di calore. Quindi, l'acqua entra nell'accumulo 2, che contiene quattro riscaldatori elettrici per la regolazione della temperatura. In funzione della portata di massa scelta, è possibile impostare la potenza elettrica necessaria ad ottenere la temperatura desiderata per l'acqua in ingresso alla sezione di prova e mantenerla costante. Dall'accumulo 2 l'acqua viene pompata attraverso un misuratore di portata massica ad effetto Coriolis prima di entrare nel ricevitore. Le temperature di ingresso



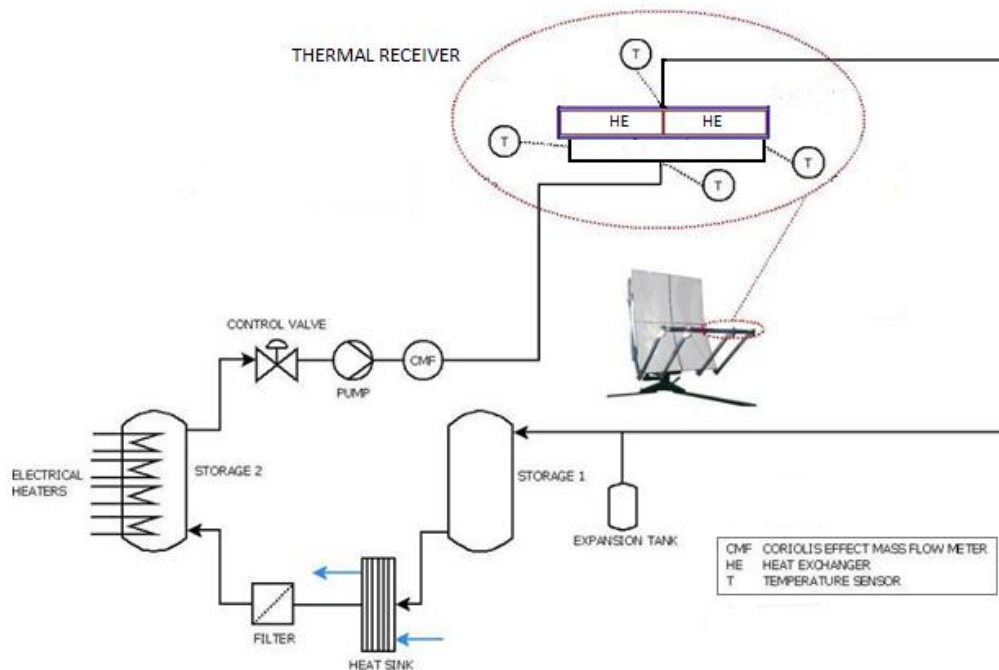
e di uscita dell'acqua nella sezione di prova sono misurate tramite termoresistenze PT100. La temperatura dell'aria ambiente è misurata con una termocoppia.

Il laboratorio è dotato di un sistema di misura della radiazione solare, composto da un piranometro standard secondario per la misura dell'irradianza globale sul piano orizzontale, un piranometro standard secondario ombreggiato con una banda per la misura dell'irradianza diffusa sul piano orizzontale ed una pireliometro montato su un inseguitore solare per la misura dell'irradianza diretta normale (DNI).

I sensori di misura sono acquisiti da uno strumento Agilent 34970A. Per la misura di temperatura con le termocoppie si è utilizzato un strumento Kaye che realizza un punto fisso di riferimento a 0 °C. Tabella 2.1 riporta le incertezze di misura dei sensori utilizzati, espresse con un livello di confidenza del 95%.

**Tabella 2.1. Incertezza sperimentale dei parametri misurati.**

Parametro misurato	Incertezza
Temperatura dell'acqua	$\pm 0.04 \text{ K a } 5 \text{ °C} / \pm 0.1 \text{ K a } 90 \text{ °C}$
Temperatura ambiente	$\pm 0.05 \text{ K}$
Portata di massa	$\pm 0.1\%$
DNI	$\pm 2.5\% \text{ a } 900 \text{ W m}^{-2}$



**Figura 2.8. Schema del circuito dell'impianto sperimentale.**

### 2.2.2.2 Misure sperimentali su ricevitore termico a minicanali

Le prove sono state eseguite secondo il metodo stazionario descritto dalla norma EN 12975-2 [20], avendo cura di utilizzare come radiazione solare in ingresso al sistema la DNI. In accordo con tale procedura, sono state eseguite diverse prove sperimentali caratterizzate da diversi valori di temperatura di ingresso dell'acqua. Durante ciascuna prova la temperatura in ingresso viene mantenuta costante, così come la portata dell'acqua che in accordo con [20] è posta pari  $0.02 \text{ kg s}^{-1} \text{ m}^{-2}$  rispetto all'area di apertura degli specchi.

Nelle presenti prove, la portata di massa dell'acqua risulta uguale a 260 L h<sup>-1</sup>. Sono state indagate tre diverse condizioni operative corrispondenti ad una temperatura di ingresso dell'acqua di 50 °C, 65 °C e 80 °C.

La riduzione dei dati sperimentali prevede di ottenere la potenza termica a partire dalle misure di temperatura e portata massica. L'efficienza termica è misurata come rapporto tra la potenza termica utile estratta e la potenza solare in ingresso data dal prodotto di DNI e area di apertura degli specchi:

$$\eta_{th,conc} = \frac{q_{th}}{DNI \cdot A_m} = \frac{\dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in})}{DNI \cdot A_m} \quad (2-1)$$

dove  $q_{th}$  è il flusso termico utile,  $DNI$  è l'irradianza diretta normale,  $A_m$  è l'area di apertura proiettata degli specchi,  $T_{w,in}$  è la temperatura dell'acqua in ingresso al ricevitore,  $T_{w,out}$  è la temperatura di uscita dell'acqua dal ricevitore,  $\dot{m}_w$  è la portata di massa dell'acqua,  $c_{p,w}$  è il calore specifico dell'acqua a pressione costante.

I risultati sono espressi come punti sperimentali in un diagramma che riporta l'efficienza termica in funzione della differenza di temperatura media ridotta:

$$T_m^* = \frac{T_{w,out} + T_{w,in} - T_{amb}}{2} \quad (2-2)$$

dove  $T_{amb}$  è la temperatura media dell'aria ambiente

Come si osserva in Figura 2.8, la temperatura di ingresso dell'acqua viene misurata sia in un pozzetto posto prima della diramazione che conduce ai due ingressi sia in prossimità di ciascun ingresso. La riduzione dei dati ha evidenziato come le tre misure siano in accordo entro la loro incertezza sperimentale.

Per ogni punto sperimentale è stata determinata la corrispondente incertezza di misura. L'analisi è stata svolta secondo le linee guida fornite da [21].

Il grafico di Figura 2.9 mostra i dati di efficienza misurati, con le rispettive incertezze di misura, per il ricevitore termico a concentrazione. L'efficienza mostra solo una leggera diminuzione al crescere della differenza di temperatura media ridotta e questo è dovuto alla ridotta superficie del ricevitore che comporta limitate dissipazioni verso l'ambiente. Si osserva che i punti a  $T_m^*$  attorno a 0.08 K m<sup>2</sup> W<sup>-1</sup>, che nelle presenti prove corrispondono ad una produzione di acqua calda alla temperatura di 87 °C, sono caratterizzati da una efficienza termica di circa 75%. Tale risultato è molto promettente dal punto di vista applicativo per rispondere alla domanda di calore a media temperatura. In genere, il calore viene definito a media temperatura quando è disponibile al livello di temperatura richiesto dagli impieghi nei processi industriali; in accordo con Kalogirou [22], ciò significa che la temperatura è compresa tra 80 °C e 240 °C. Alcuni esempi di applicazioni di processo sono l'industria alimentare, tessile e chimica. Tali livelli di temperatura sono anche interessanti per applicazioni di climatizzazione di edifici. Infatti, per esempio, pompe di calore ad assorbimento a singolo effetto richiedono calore in ingresso tra 80 °C e 150 °C, mentre la temperatura di funzionamento in unità di assorbimento a doppio effetto può variare tra 150 °C e 200 °C, [22].

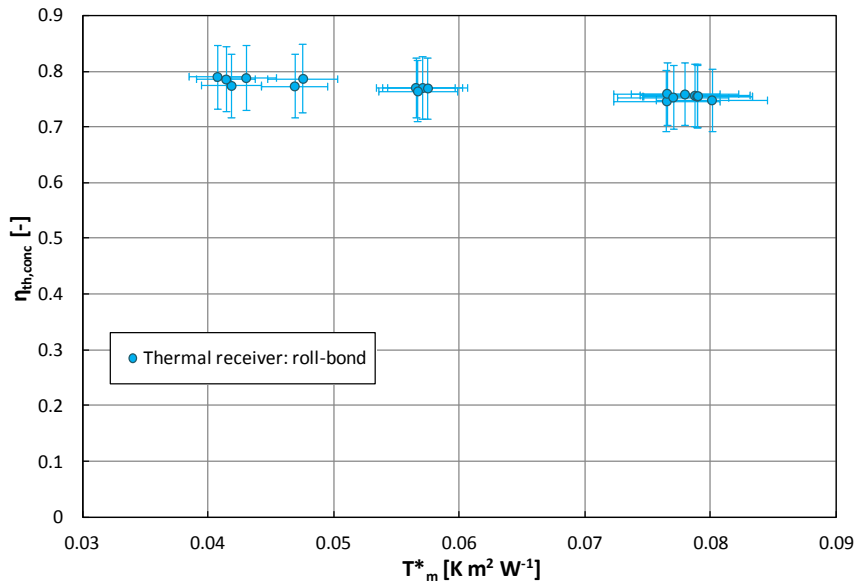


Figura 2.9. Efficienza vs. differenza di temperatura media ridotta: risultati sperimentali.

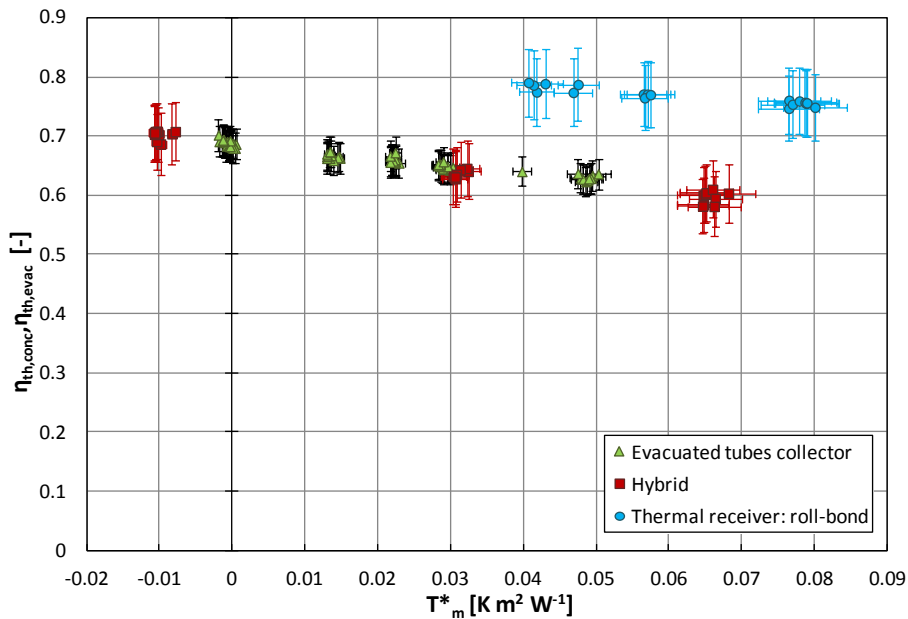
Per meglio evidenziare le potenzialità applicative nel campo della media temperatura i dati di efficienza misurati per il ricevitore termico a concentrazione sono confrontati in Figura 2.10 con dati di efficienza misurati su un ricevitore ibrido termico-fotovoltaico a minicanali operante a concentrazione in modalità solo termico e un collettore solare a tubi evacuati. Nel caso del collettore solare a tubi evacuati, l'efficienza termica e la differenza di temperatura media ridotta sono definite rispetto all'irradianza globale sulla superficie di apertura del collettore:

$$\eta_{th,evac} = \frac{q_{th}}{G_{tilt} \cdot A_{coll}} = \frac{\dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in})}{G_{tilt} \cdot A_{coll}} \quad (2-3)$$

$$T_m^* = \frac{T_{w,out} + T_{w,in} - T_{amb}}{2} \cdot \frac{1}{G_{tilt}} \quad (2-4)$$

dove  $q_{th}$  è il flusso termico utile,  $G_{tilt}$  è l'irradianza globale sul piano del collettore,  $A_{coll}$  è l'area di apertura del collettore solare,  $T_{w,in}$  è la temperatura dell'acqua in ingresso al ricevitore,  $T_{w,out}$  è la temperatura di uscita dell'acqua dal ricevitore,  $\dot{m}_w$  è la portata di massa dell'acqua,  $c_{p,w}$  è il calore specifico dell'acqua a pressione costante. Si sottolinea come diversamente dai ricevitori a concentrazione il collettore a tubi evacuati sfrutta l'irradianza globale, quindi sia la componente diretta che quella diffusa

I punti sperimentali per il collettore solare a tubi evacuati sono stati ottenuti secondo il metodo stazionario descritto da EN 12975-2 [20]. I dati riportati sono stati ricavati in condizioni di radiazione solare quasi normale alla superficie di apertura del collettore; ciò significa che l'angolo di incidenza tra la componente di radiazione diretta e la normale al piano del collettore è inferiore a 20°.



**Figura 2.10** Efficienza misurata vs. differenza di temperatura media ridotta: confronto ricevitore termico a concentrazione, ricevitore ibrido a concentrazione operante in modalità "solo termico" e collettore solare a tubi evacuati.

### 2.2.3 Studio numerico su concentratore con ricevitore a minicanali

#### 2.2.3.1 Modello numerico di ricevitore termico a minicanali

È stato sviluppato un modello del concentratore con ricevitore a minicanali. Lo studio numerico si articola su due fronti: la modellazione del sistema ottico e la modellazione del ricevitore termico. Lo studio ottico si rende necessario per conoscere, a partire dalla DNI, l'effettivo flusso radiativo in ingresso al ricevitore. Le prestazioni ottiche del ricevitore a specchi parabolici e fuoco lineare sono valutate utilizzando il software SolTrace 2012.7.9 [23]. Si tratta di un software di ray-tracing concepito per l'ottimizzazione e la valutazione delle performance ottiche di sistemi solari a fuoco lineare, a fuoco puntuale, torri solari e fornaci solari. In generale, il ray tracing consente di seguire un raggio dalla sorgente fino al punto di una superficie in cui è completamente assorbito, trasmesso o riflesso verso una direzione dove non sono presenti altri elementi. Il metodo Monte Carlo accoppiato al ray tracing è utilizzato per determinare, secondo criteri probabilistici, le traiettorie che risultano quando un raggio incide su una superficie caratterizzata da un certo comportamento ottico.

Per un'accurata valutazione del sistema dal punto di vista ottico, è indispensabile riferirsi a condizioni di non idealità, tenendo conto di tutti i fattori che contribuiscono a determinare una distribuzione angolare probabilistica di intensità della radiazione attraverso il disco solare e una distribuzione statistica delle proprietà ottiche delle superfici che concorrono nel definire la traiettoria di ogni raggio nell'analisi di ray-tracing attraverso il metodo Monte Carlo. Nel modello del concentratore sono quindi formulate delle ipotesi per descrivere gli effetti della dimensione angolare finita del disco solare, degli errori dovuti al sistema di inseguimento solare e determinati dal tipo di sensore di luminosità installato e dal sistema di attuazione del movimento del concentratore, degli errori di posizionamento del ricevitore rispetto alla linea focale ideale e degli errori macroscopici (forma e struttura) e microscopici (rugosità) delle componenti ottiche di riflessione (specchi) o rifrazione (lenti). L'effetto combinato dei fattori di non idealità determina l'allargamento dell'immagine solare in direzione ortogonale rispetto alla linea focale ideale del sistema a concentrazione in esame.

Il software SolTrace [23] richiede in input la definizione della posizione solare e della distribuzione angolare dell'intensità della radiazione solare attraverso il disco solare (indicata con il termine sun shape), la

definizione delle proprietà ottiche degli elementi di riflessione o di rifrazione e la distribuzione statistica con cui sono considerati gli errori propri delle superfici interessate da raggi incidenti. Nel concentratore solare a specchi parabolici e fuoco lineare considerato, l'inseguimento è su due assi, in direzione azimutale e zenitale, perciò si considera una posizione media fissa del sole rispetto al sistema e nella definizione della distribuzione statistica di irradianza solare attraverso il disco saranno inclusi gli errori di posizionamento del ricevitore e di inseguimento, oltre alla dimensione effettiva finita del disco solare. In letteratura, generalmente, si accetta che la distribuzione angolare statistica dell'intensità della radiazione solare sia descritta in modo semplificato da due funzioni: una gaussiana a media nulla oppure una distribuzione uniforme (indicata con il termine pillbox).

Il concentratore considerato nel presente caso studio ha un rapporto di concentrazione di 130 e dispone di un'ottica primaria utilizzata anche in sistemi solari termodinamici, nei quali tuttavia, in conseguenza della maggiore lunghezza focale, si attua un inseguimento a singolo asse. Il concentratore considerato risulta nel complesso un sistema snello, richiede un inseguimento ottimizzato e che ha un minore errore di inseguimento dovuto agli attuatori, data la minore inerzia rispetto a sistemi a concentrazione più grandi. In accordo con queste considerazioni, nella presente analisi si è scelta una distribuzione angolare dell'intensità attraverso il disco solare di tipo uniforme con un semiangolo pari a 3.04 mrad.

Nel modello del concentratore, l'ottica primaria è rappresentata da un paraboloide a fuoco lineare, del quale solo un'area pari a 7 m<sup>2</sup> è effettivamente illuminata ed è caratterizzata da una riflettività pari a 96.1%, secondo i dati forniti dal costruttore. Gli errori macroscopici di forma e microscopici della superficie riflettente dell'ottica primaria sono descritti considerando distribuzioni di probabilità di tipo gaussiano a media nulla, con una deviazione standard di 2 mrad e 0.5 mrad rispettivamente. Il ricevitore è descritto attraverso una superficie piana con fattore di assorbimento unitario, con un'inclinazione di 45° rispetto all'orizzontale ed avente la linea focale come asse di simmetria.

Il ricevitore termico è stato modellato con uno schema a nodi e resistenze implementato in Matlab/Simulink [24]. Quattro nodi sono stati considerati: elemento centrale roll-bond, elementi disperdenti della piastra roll-bond, acqua nei canali centrali (w1) e esterni (w2). Le equazioni sono riportate di seguito:

- Nodo zona centrale piastra roll-bond

$$(\rho c_p V)_{RB} \frac{\partial T_{RB}}{\partial t} = q_{solar} - \frac{1}{R_{th, RB-w1}} (T_{RB} - T_{w1}) - \frac{1}{R_{th, RB-F}} (T_{RB} - T_F) - \frac{1}{R_{th, RB-w2}} (T_{RB} - T_{w2}) - \frac{1}{R_{th, RB-t}} (T_{RB} - T_{air}) - \frac{1}{R_{th, RB-b}} (T_{RB} - T_{air}) \quad (2-5)$$

- Nodo elementi disperdenti della piastra roll-bond

$$(\rho c_p V)_F \frac{\partial T_F}{\partial t} = - \frac{1}{R_{th, RB-F}} (T_F - T_{RB}) - \frac{1}{R_{th, F-w2}} (T_F - T_{w2}) - \frac{1}{R_{th, F-e}} (T_F - T_{air}) \quad (2-6)$$

- Nodo acqua per i canali centrali

$$(\rho c_p V)_{w1} \frac{\partial T_{w1}}{\partial t} = -q_{th, w1} - \frac{1}{R_{th, RB-w1}} (T_{w1} - T_{RB}) \quad (2-7)$$

- Nodo acqua per i canali più esterni

$$(\rho c_p V)_{w2} \frac{\partial T_{w2}}{\partial t} = -q_{th, w2} - \frac{1}{R_{th, F-w2}} (T_{w2} - T_F) - \frac{1}{R_{th, RB-w2}} (T_{w2} - T_{RB}) \quad (2-8)$$

Tutti i simboli sono definiti in Nomenclatura.

I coefficienti di scambio termico, utilizzati nel modello in Matlab/Simulink [24], sono stati ricavati da una analisi CFD svolta con Ansys/Fluent [25]. La simulazione CFD ha consentito di valutare la distribuzione delle velocità nei canali, la distribuzione di temperatura nella piastra roll-bond e i coefficienti di scambio termico. In Figura 2.11 e Figura 2.12 vengono mostrati alcuni risultati ottenuti dalla simulazione CFD, relativi alla distribuzione delle velocità. Per motivi di simmetria della geometria, nelle simulazioni è stata considerata solo una porzione della piastra roll-bond. Dal dettaglio di Figura 2.12 si può osservare che le velocità nei canali centrali è superiore a quella nei canali esterni a causa della configurazione adottata per l'ingresso, che convoglia meno portata nei canali esterni. Questo è coerente con lo studio ottico che ha mostrato come il flusso concentrato sia maggiore nella zona pertinente ai due canali centrali.

Il modello numerico richiede come dati di input: temperatura di ingresso dell'acqua, portata massica dell'acqua, DNI, temperatura ambiente e velocità del vento. Come risultato il modello fornisce la temperature di uscita dell'acqua, la potenza termica fornita dal ricevitore e l'efficienza termica.

Il grafico di Figura 2.13 riporta la curva di efficienza termica ottenuta dal modello numerico e i dati sperimentali in funzione della differenza di temperatura media ridotta: l'efficienza calcolata è in accordo con quella misurata entro l'incertezza dei dati sperimentali.

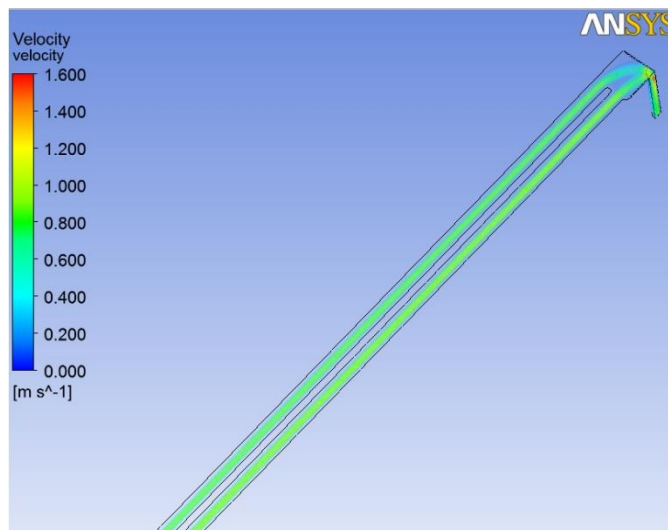


Figura 2.11 Risultati simulazione CFD: velocità nei canali della piastra roll-bond.

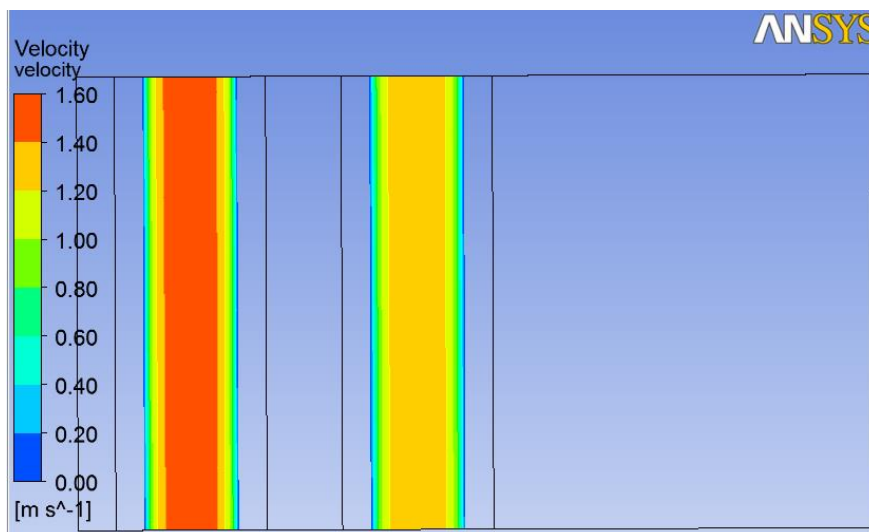


Figura 2.12 Risultati simulazione CFD: velocità nei canali della piastra roll-bond in un tratto centrale della piastra canalizzata: un canale centrale (a sinistra) e un canale esterno (a destra).

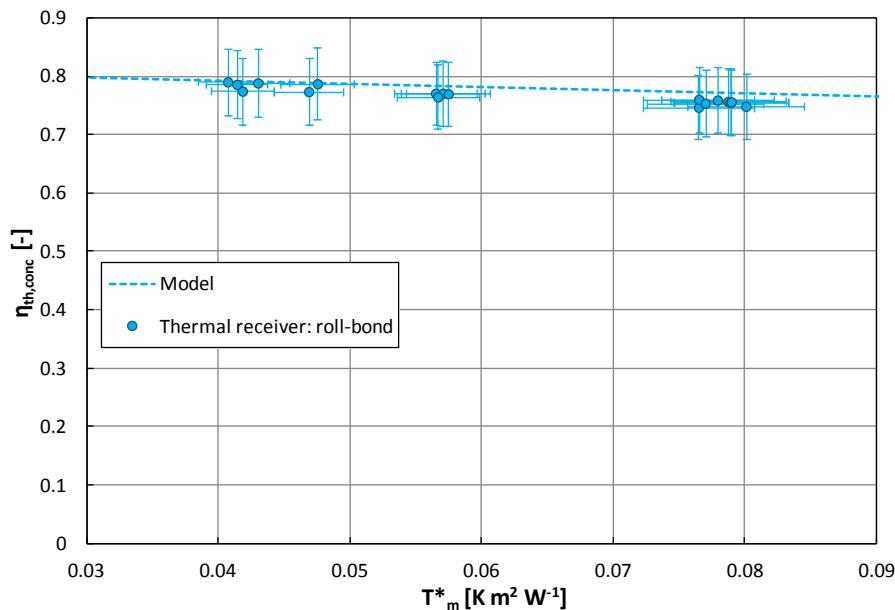


Figura 2.13. Ricevitore termico a concentrazione: confronto tra dati sperimentali e curva ottenuta con il modello numerico.

### Producibilità di un ricevitore termico a minicanali in cambiamento di fase

Una volta verificato il modello, si è passati a valutare la producibilità di un ricevitore termico a minicanali con fluido in cambiamento di fase. In questo caso un fluido vaporizza all'interno dei canali della piastra roll-bond per effetto del flusso termico in ingresso al ricevitore e aumenta la sua entalpia. Sono stati considerati due fluidi operativi: R245fa e acqua. L'obiettivo è studiare la fattibilità di produzione di calore fino a temperatura di 150 °C per mezzo di fluidi in vaporizzazione. Come discusso in 2.2.1 la vaporizzazione consente una temperatura uniforme lungo il ricevitore, elevati coefficienti di trasmissione del calore e, con la scelta ottimale di fluidi di lavoro, elevati valori di calore latente.

Si è scelto R245fa per impiego tra 100 °C e 115 °C di temperatura di saturazione, mentre acqua per impiego tra 125 °C e 150 °C. Si deve sottolineare come l'utilizzo di minicanali risulta d'obbligo data l'elevata pressione di saturazione di R245fa nel campo di temperature di saturazione investigato.

Nel caso di fluidi in vaporizzazione l'efficienza termica viene definita come:

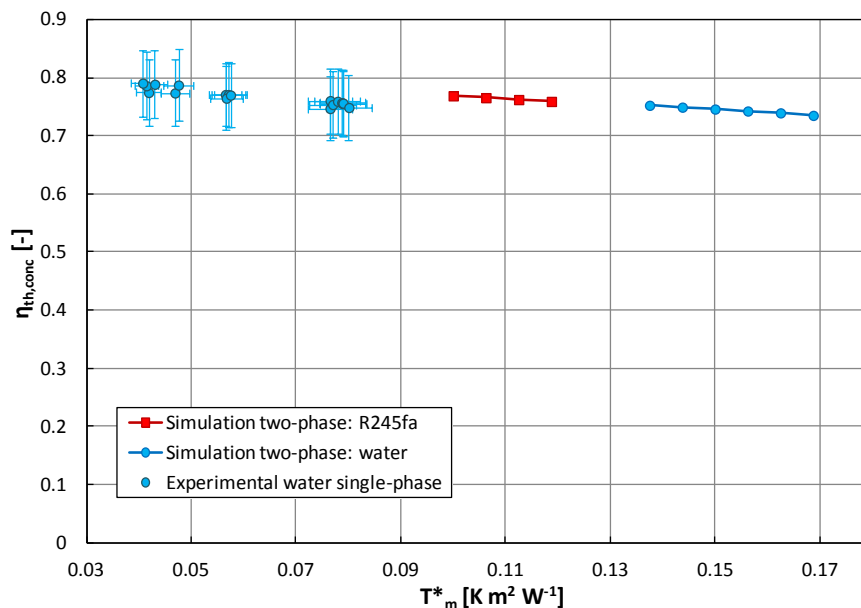
$$\eta_{th,conc} = \frac{q_{th}}{DNI \cdot A_m} = \frac{\dot{m}_f \cdot h_{L-G} \Delta x}{DNI \cdot A_m} \quad (2-9)$$

dove  $\dot{m}_f$  è la portata di fluido operativo,  $h_{L-G}$  è il calore latente di vaporizzazione e  $\Delta x$  è la variazione di titolo di vapore attraverso il ricevitore.

Le condizioni operative assunte per le simulazioni sono: DNI di 800 W m<sup>-2</sup>, temperatura ambiente di 20 °C. La temperatura all'ingresso del ricevitore è la temperatura di saturazione del fluido. Per le proprietà ottiche della superficie assorbente, sono stati utilizzati gli stessi valori del ricevitore testato in precedenza.

In Figura 2.14 sono riportati i risultati ottenuti dalle simulazioni con il modello. Per confronto si riportano anche i dati sperimentali ottenuti con acqua in condizione monofase: in questo caso l'efficienza termica è ottenuta da Eq. ((2-1)). L'intervallo di differenza di temperatura ridotta nelle condizioni considerate va da 0.09 a 0.18 K m<sup>2</sup> W<sup>-1</sup>. I risultati mostrano che è possibile produrre calore fino a 150 °C con efficienze superiori a 70%. Inoltre, si osserva solo una lieve diminuzione dell'efficienza all'aumentare della differenza

di temperatura ridotta, che corrisponde ad un aumento della temperatura di saturazione del fluido all'interno del ricevitore.



**Figura 2.14. Ricevitore termico a concentrazione: risultati ottenuti con il modello numerico nel caso di fluido in vaporizzazione per R245fa e acqua e confronto con dati sperimentali per acqua in monofase.**

#### 2.2.4 Riferimenti bibliografici

- [1] B. Agostini, M. Fabbri, J. Park, L. Wojtan, J. R. Thome e B. Michel, «State of art of High Heat Flux Cooling Technologies,» *Heat Transfer Engineering*, vol. 28, pp. 258-281, 2007.
- [2] G. Diaz, «Numerical analysis of a minichannel solar collector for CO2-based Rankine cycle applications,» *Energy and Sustainability II: WTI Transactions on Ecology and the Environment*, vol. 121, pp. 23-34, 2009.
- [3] N. Sharma e G. Diaz, «Performance model of a novel evacuated-tube solar collector based on minichannels,» *Solar Energy*, vol. 85, pp. 881-890, 2011.
- [4] M. Khamis Mansour, «Thermal analysis of a novel minichannel-based solar flat-plate collector,» *Energy*, p. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.08.013>, 2013.
- [5] S. Agrawal e A. Tiwari, «Experimental validation of glazed hybrid micro-channel solar thermal tile,» *Solar Energy*, vol. 85, pp. 3046-3056, 2011.
- [6] S. Agrawal e G. N. Tiwari, «Energy and exergy analysis of a hybrid micro-channel photovoltaic thermal module,» *Solar Energy*, vol. 85, pp. 356-370, 2011.
- [7] D. Del Col, M. Dai Pr , M. Bortolato and A. Padovan, «Investigation of PV solar devices for electricity production and heat recovery,» in *67° Congresso Nazionale ATI, Trieste*, 2012.
- [8] P. Valeh-e-Sheyda, M. Rahimi, E. Karimi e M. Asadi, «Application of two-phase flow for cooling oh hybrid microchannel PV cells: A comparative study,» *Energy Conversion and Management*, vol. 69, pp. 122-130, 2013.
- [9] A. Royne, C. J. Dey and D. R. Mills, «Cooling of photovoltaic cells under concentrated illumination: a critical review,» *Solar Energy Materials & Solar Cells*, vol. 86, pp. 451-483, 2005.
- [10] W. Escher, S. Paredes, S. Zimmermann, C. L. Ong, P. Ruch and B. Michel, «Thermal management and overall performance of a high concentration PV,» in *8th International Conference on Concentrating*



*Photovoltaic Systems: CPV-8, Toledo, Spain, 2012.*

- [11] L. Chen, Y. S. Tian e T. G. Karayiannis, «The effect of tube diameter on vertical two-phase flow regimes in small tubes,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 4220-4230, 2006.
- [12] P. Lee e S. V. Garimella, «Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop in silicon microchannels arrays,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 789-806, 2008.
- [13] B. Agostini, J. R. Thome, M. Fabbri, B. Michel, D. Calmi e U. Kloster, «High heat flux boiling in silicon multi-microchannels - Part I: Heat transfer characteristics of refrigerant R236fa, Part II: Heat transfer characteristics of R245fa,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 5400-5425, 2008.
- [14] S. S. Bertsch, E. A. Groll e S. V. Garimella, «Refrigerant flow boiling heat transfer in parallel microchannels as a function of local vapor quality,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 4775-4787, 2008.
- [15] D. Shiferaw, T. G. Karayiannis e D. B. R. Kenning, «Flow boiling in a 1.1 mm tube with R134a: Experimental results and comparison with model,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 331-341, 2009.
- [16] T. G. Karayiannis, D. Shiferaw, D. B. R. Kenning e V. V. Wadekar, «Flow patterns and heat transfer for flow boiling in small to micro diameter tubes,» *Heat Transfer Engineering*, vol. 31, pp. 257-275, 2010.
- [17] S. Bortolin, D. Del Col e L. Rossetto, «Flow boiling of R245fa in a single circular microchannel,» *Heat Transfer Engineering*, vol. 32, pp. 1160-1172, 2011.
- [18] T. Ho, S. S. Mao and R. Greif, «Improving efficiency of high-concentrator photovoltaics by cooling with two-phase forced convection,» *International Journal of Energy Research*, vol. 34, pp. 1257-1271, 2010.
- [19] T. Ho, S. S. Mao e R. Greif, «The impact of cooling on cell temperature and the practical solar concentration limits for photovoltaics,» *International Journal of Energy Research*, vol. 35, pp. 1250-1257, 2011.
- [20] E. 12975-2, «Thermal solar systems and components - Solar collectors - Part 2: test methods,» CEN, Brussels, 2006.
- [21] ISO GUM standard, «Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement,» 1995.
- [22] S. K. Kalogirou, «Solar thermal collectors and applications,» *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, pp. 131-295, 2004.
- [23] NREL, «<http://www.nrel.gov/csp/soltrace/>».
- [24] The MathWorks, Inc., «Simulink 7.3, Matlab R2009a,» 2009.
- [25] ANSYS, Inc., «ANSYS 13,» 2012.

### 3 Conclusioni

Il presente rapporto si compone di due capitoli riguardanti il primo l'analisi e la sperimentazione di collettori solari a concentrazione ed il secondo l'analisi della tecnologia, la sperimentazione e lo studio numerico di sistemi solari a concentrazione con ricevitori a minicanali.

Per quanto riguarda la prima linea di attività essa ha riguardato la messa a punto di modelli ottici e termofluidodinamici di due tipologie di concentratori : i concentratori parabolici lineari e i concentratori a specchi lineari di Fresnel. L'analisi ottica è stata condotta con tecniche di ray-tracing tenendo conto delle imperfezioni costruttive e meccaniche delle parabole e degli specchi e della precisione del sistema di inseguimento. L'analisi ottica effettuata ha evidenziato, a parità di dimensioni del ricevitore, una maggiore criticità nella progettazione del sistema ottico per i sistemi Fresnel rispetto a quelli parabolici lineari. La simulazione ottica ha permesso di determinare la distribuzione di radiazione concentrata a partire da quella incidente sulla parabola e sugli specchi. Tale dato, assieme ai valori di temperatura ambiente, di velocità del vento e di temperatura e portata in ingresso al tubo ricevitore, è stato utilizzato come dato di input ad un

modello termico sviluppato in parte in ambiente MatLab ed in parte in ambiente COMSOL. Tale modello ha consentito di determinare per via teorica la curva di efficienza di entrambi i collettori. Essa è stata altresì ottenuta mediante prove sperimentali che hanno evidenziato criticità differenti nella stima delle performance energetiche a seconda della tipologia di collettore. Infatti, per il caso del collettore parabolico lineare le determinazioni sperimentali si sono rivelate in ottimo accordo con le previsioni modellistiche, mettendo da subito in evidenza la buona capacità predittiva del modello. Nel caso invece del collettore Linear-Fresnel, le determinazioni sperimentali sono risultate in prima battuta in parziale disaccordo con le previsioni teoriche. Tale disaccordo si giustifica con il fatto che mentre la curva teorica si riferisce a una situazione ideale di Sole allo zenit (on-axis), quella sperimentale si riferisce a dati ricavati in condizioni off-axis. Data la particolare tipologia di concentratore e considerata la localizzazione geografica del sito di test, la circostanza ideale di Sole allo zenit non è riscontrabile in alcun periodo dell'anno. Correggendo i dati per tener conto di tale effetto, anche in questo caso si è trovato un ottimale accordo tra dati sperimentali e previsioni teoriche.

Per quanto riguarda invece la seconda linea di attività, essa ha avuto come scopo l'analisi e lo sviluppo di ricevitori termici per la produzione di calore a media temperatura, tra 80 °C e 150 °C, da applicare in sistemi a concentrazione. In letteratura, non sono riportati ricevitori a minicanali/microcanali per la produzione di calore a media temperatura. In questo lavoro si è inteso valutare le prestazioni e il campo di utilizzo di un concentratore solare termico a circa 100x rispetto ai collettori solari disponibili in commercio. Per fare questo è stato realizzato un prototipo di ricevitore solare piano a minicanali ed è stato testato su un concentratore parabolico a fuoco lineare con inseguimento a due assi. Dai risultati ottenuti nelle prove sperimentali condotte con acqua in deflusso monofase si osserva come il rendimento termico di questa soluzione mostri rendimenti compresi tra il 75 % e 80 % per temperature medie ridotte comprese tra 0.04 e 0.08 K m<sup>2</sup> W<sup>-1</sup>. I risultati sono soddisfacenti, anche tenuto conto del fatto che il prototipo di ricevitore presenta ampi margini di ottimizzazione. Tali risultati sperimentali hanno consentito di sviluppare e verificare un modello numerico del sistema a concentrazione con il quale si è poi proceduto a stimare l'efficienza di un sistema simile ma operante con fluido evaporante a più alte temperature. Da simulazioni condotte per R245fa e acqua in vaporizzazione sono stati calcolati rendimenti complessivi (ottica + ricevitore) superiori al 70% a temperature del fluido comprese tra 100 e 150 °C.

## 4 Abbreviazioni ed acronimi

### Simbologia

$A_{coll}$	Area di apertura del collettore a tubi evacuati [m <sup>2</sup> ]
$A_m$	Area di apertura degli specchi [m <sup>2</sup> ]
$c_p$	Calore specifico [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$DNI$	Irradianza diretta normale ( <i>Direct Normal Irradiance</i> ) [W m <sup>-2</sup> ]
$G_{tilt}$	Irradianza globale sulla superficie di apertura del collettore solare ) [W m <sup>-2</sup> ]
$h_{L-G}$	Calore latente di vaporizzazione [J kg <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}$	Portata di massa [kg s <sup>-1</sup> ]
$R_{th}$	Resistenza di scambio termico [K W <sup>-1</sup> ]
$q_{solar}$	Flusso termico associato alla radiazione solare [W]
$q_{th}$	Flusso termico utile [W]
$t$	Tempo [s]
$T$	Temperatura [°C]
$T_m^*$	Differenza di temperatura media ridotta [K m <sup>2</sup> W <sup>-1</sup> ]
$V$	volume [m <sup>3</sup> ]
$x$	Titolo di vapore [-]

### Lettere greche

$\Delta$	variazione
$\eta_{th,conc}$	Efficienza termica ricevitore a concentrazione[-]
$\eta_{th,evac}$	Efficienza termica collettore solare a tubi evacuati
$\rho$	Densità [ $\text{kg m}^{-3}$ ]

### Significato dei pedici

<i>air</i>	Aria
<i>amb</i>	Ambiente
<i>b</i>	Bottom
<i>e</i>	Edge
<i>f</i>	Fluido
<i>F</i>	Aletta (Fin)
<i>HE</i>	Ricevitore roll-bond
<i>in</i>	Ingresso
<i>out</i>	Uscita
<i>RB</i>	Roll-bond
<i>t</i>	Top
<i>W</i>	Acqua
<i>w1</i>	Acqua nel canale centrale
<i>w2</i>	Acqua nel canale laterale