



## Ricerca di Sistema elettrico

# Sviluppo e validazione sperimentale di metodiche per la caratterizzazione ottica e termica di concentratori a media temperatura

*V. Sabatelli, D. Marano, A. Ebolese, A. Bruno, C. Copeta*

SVILUPPO E VALIDAZIONE SPERIMENTALE DI METODICHE PER LA CARATTERIZZAZIONE OTTICA E TERMICA  
DI CONCENTRATORI A MEDIA TEMPERATURA

V. Sabatelli, D. Marano, A. Ebolese, A. Bruno, C. Copeta (ENEA)

Settembre 2014

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2013

Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

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

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE .....	5
1.1 OBIETTIVI GENERALI .....	5
1.2 OBIETTIVI SPECIFICI RELATIVI ALLA LINEA DI ATTIVITÀ B .....	6
1.3 OBIETTIVI E ARTICOLAZIONE DEL DOCUMENTO .....	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	7
2.1 MODELLAZIONE OTTICA E TERMO-FLUIDODINAMICA SU DIVERSE TIPOLOGIE DI CONCENTRATORI PER L'ANALISI E LA PREVISIONE DELLE LORO PRESTAZIONI ENERGETICHE .....	7
2.1.1 <i>Descrizione del collettore oggetto delle analisi</i> .....	7
2.1.2 <i>Descrizione dei modelli sviluppati e risultati ottenuti</i> .....	8
2.1.2.1 CASO 1: Modello bidimensionale piano.....	9
2.1.2.2 CASO 2: Modello assial-simmetrico .....	15
2.1.2.3 CASO 3: Modello tridimensionale .....	18
2.1.3 <i>Confronto tra i risultati ottenuti con i diversi modelli</i> .....	21
2.1.4 <i>Attività sperimentali</i> .....	31
2.1.4.1 Setup sperimentale e descrizione dei componenti solari utilizzati nella sperimentazione .....	31
2.1.4.2 Condizioni di test .....	32
2.1.4.3 Risultati sperimentali e confronto con le previsioni modellistiche .....	32
2.2 SVILUPPO DI METODICHE DI PROVA SPECIFICHE PER CONCENTRATORI A MEDIA TEMPERATURA E RELATIVA SPERIMENTAZIONE IN CAMPO .....	36
2.2.1 <i>Descrizione dei modelli sviluppati</i> .....	36
2.2.2 <i>Stima degli effetti capacitivi in condizioni non perfettamente stazionarie</i> .....	38
2.2.3 <i>Stima degli effetti capacitivi in condizioni fortemente transitorie</i> .....	42
2.2.4 <i>Sperimentazione in campo dei modelli sviluppati</i> .....	45
2.2.4.1 Setup sperimentale e descrizione dei componenti solari utilizzati nella sperimentazione .....	45
2.2.4.2 Risultati sperimentali e confronto con le previsioni modellistiche .....	46
2.3 ANALISI DELLE METODICHE DI MISURA DELLA RADIAZIONE SOLARE CONCENTRATA E PROGETTAZIONE PRELIMINARE DI UN RADIOMETRO DA UTILIZZARSI PER LA CARATTERIZZAZIONE SPERIMENTALE.....	50
2.3.1 <i>Tecniche di misura della radiazione solare concentrata</i> .....	50
2.3.2 <i>Misurazione diretta del flusso termico concentrato</i> .....	51
2.3.3 <i>Principali caratteristiche tecniche del prototipo di "radiometro" in fase di sviluppo</i> .....	54
2.3.4 <i>Layout del dispositivo e principali caratteristiche funzionali</i> .....	55
3 CONCLUSIONI.....	57
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	58

## Sommario

Il presente documento riporta gli esiti delle attività di ricerca e sperimentazione condotte su componenti solari a concentrazione in vista della loro ottimizzazione per applicazioni distribuite di piccola taglia a media temperatura destinati sia alla climatizzazione degli ambienti in ambito residenziale, commerciale e terziario, sia alla produzione di freddo in ambito industriale. Per il raggiungimento di tale obiettivo sono state condotte le seguenti attività:

1. Modellazione ottica e termo-fluidodinamica su diverse tipologie di concentratori per l'analisi e la previsione delle loro prestazioni energetiche
2. Sviluppo di metodiche di prova specifiche per concentratori a media temperatura e relativa sperimentazione in campo
3. Analisi delle metodiche di misura della radiazione solare concentrata e progettazione preliminare di un radiometro da utilizzarsi per la caratterizzazione sperimentale

Relativamente alle attività di *modellazione ottica e termo-fluidodinamica di concentratori solari termici a media temperatura* è stata messa a punto una procedura di calcolo basata sul metodo degli elementi finiti e dei volumi finiti che permette la determinazione teorica della curva di efficienza per collettori operanti a media temperatura (da 100 a 250°C), utilizzando risorse di calcolo non troppo onerose, e che può essere estesa a tutti i concentratori aventi ricevitore a geometria cilindrica.

Relativamente invece allo *sviluppo di metodiche di prova specifiche per concentratori a media temperatura* è stata messa a punto e validata sperimentalmente una metodica che consente di stimare i parametri della curva di efficienza, a partire da misure in campo effettuate in condizioni forzatamente transitorie.

Relativamente, infine, alle attività inerenti *la misura della radiazione solare concentrata*, sono state analizzate le problematiche inerenti tale tipologia di misura in applicazioni solari termiche a media temperatura, a valle delle quali è stato progettato un dispositivo prototipale per la misura diretta della radiazione solare concentrata che utilizza un micro-sensore del tipo HFM per la mappatura di flusso in ricevitori a geometria cilindrica.

## 1 Introduzione

Obiettivo del progetto a cui afferisce la presente attività (Progetto C.3: “UTILIZZO DEL CALORE SOLARE E AMBIENTALE PER LA CLIMATIZZAZIONE”) è quello di mostrare come un utilizzo appropriato delle fonti di energia rinnovabile disponibili e l’adozione di sistemi produttivi integrati, in grado quindi di sfruttare in maniera ottimale tutti i flussi termici prodotti, possa consentire di ottenere risultati interessanti in termini di risparmio, efficienza energetica e salvaguardia ambientale.

Diverse attività di ricerca e sviluppo tecnologico sono attualmente focalizzate sullo studio di sistemi per la climatizzazione in ambito residenziale basati su tecnologie innovative che utilizzano fonti di energia alternative ed in particolare l’energia solare (sistemi di *solar heating & cooling*). L’impiego dell’energia solare nella stagione estiva per il condizionamento dell’aria costituisce infatti una soluzione tecnica molto interessante dal punto di vista energetico, vista la coincidenza della domanda di climatizzazione con la disponibilità di energia solare. Inoltre, lo sviluppo di tecnologie innovative di *solar heating & cooling*, caratterizzate da elevati livelli di produttività ed affidabilità, può consentire l’impiego di tali sistemi non solo in ambito residenziale ma anche in ambito industriale, dove è elevata la richiesta di produzione di calore e/o freddo a bassa e media temperatura eventualmente abbinata alla produzione di energia elettrica.

Ne consegue che oltre alla climatizzazione elio-assistita in ambito residenziale, le tecnologie solari termiche a bassa e media temperatura rappresentano un settore che può contribuire in maniera sostanziale allo sviluppo e diffusione di sistemi combinati per la produzione di calore ed elettricità (CHP-Combined Heat Power). In quest’ambito, una delle soluzioni tecnologiche più promettenti da indagare e sviluppare è rappresentata da sistemi integrati co- e tri-generativi di piccola taglia alimentati da fonti rinnovabili ed in particolare da energia solare, mediante collettori a concentrazione da abbinare a micro-turbine per la produzione congiunta di calore e/o freddo ed elettricità. La scelta della tecnologia solare a concentrazione più idonea per tale tipologia di applicazione, si baserà sul livello di temperatura di progetto dell’impianto, per cui potranno essere presi in considerazione diverse soluzioni tra quelle disponibili, che spaziano da sistemi basati su ottiche “non-imaging” del tipo a CPC, per impiaghi a più bassa temperatura, o da sistemi che utilizzano ottiche del tipo parabolico lineare e/o a specchi lineari di Fresnel, per applicazioni a medio-alta temperatura.

In quest’ambito, per valutare e rendere più performanti tali tecnologie emergenti sono state realizzate presso il Centro Ricerche ENEA di Trisaia alcune facility di prova che consentono di studiare, sperimentare e qualificare tali tipologie di componenti.

### 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 specifici relativi alla linea di attività B

Le attività afferenti alla linea B prevedono l'analisi, la sperimentale e la qualificazione di componenti solari a concentrazione ottimizzati per applicazioni a media temperatura da destinarsi ai settori della climatizzazione residenziale, commerciale e terziaria, alla produzione di freddo in ambito industriale e alla produzione di calore per alimentare processi co-generativi ad uso industriale.

Le attività proposte nella presente annualità riguardano:

- B1. Attività di **ricerca, sperimentazione e qualificazione di componenti solari a concentrazione ottimizzati per applicazioni distribuite di piccola taglia a media temperatura** destinati sia alla climatizzazione degli ambienti in ambito residenziale, commerciale e terziario, sia alla produzione di freddo in ambito industriale. Tali concentratori possono essere utilizzati anche per fornire calore a processi co-generativi nelle attività industriali quando richiesto. In particolare verranno analizzate le prestazioni energetiche di concentratori di piccola taglia (micro-PTC, micro-LF e CPC innovativi) al fine di analizzarne le potenzialità e le eventuali criticità in vista di un loro utilizzo negli ambiti sopra descritti. Dato il carattere fortemente innovativo di tali tecnologie solari, l'analisi ottica e termo-fluidodinamica abbinata alla sperimentazione in campo di prototipi e/o di prodotti pre-industriali diventa un passo essenziale per una loro diffusione su larga scala. A tale scopo verranno messe a punto metodiche e tecniche di analisi che tengano conto della particolarità dei componenti da testare soprattutto per quanto riguarda gli aspetti del sistema ottico di concentrazione (misura della radiazione solare concentrata, analisi delle imperfezioni ottiche, ecc.).
- B2. **Sviluppo, caratterizzazione e sperimentazione di concentratori solari** modulari compatti che utilizzino ottiche di piccole dimensioni accoppiati a ricevitori (eventualmente integrati nell'ottica di concentrazione) basati sulla tecnologia dei mini e micro-canali. In continuità con le attività avviate nella precedente annualità, si proseguiranno le indagini teorico-sperimentali sulla termo-fluidodinamica di questo tipo di ricevitore al fine di valutare l'incremento delle performance termiche rispetto a ricevitori tradizionali sia utilizzando fluidi in fase liquida che fluidi in transizione di fase.

## 1.3 Obiettivi e articolazione del documento

Con riferimento all'**obiettivo B1** il presente documento riporta gli esiti delle attività di ricerca e sperimentazione condotte su componenti solari a concentrazione in vista della loro ottimizzazione per applicazioni distribuite di piccola taglia a media temperatura destinati sia alla climatizzazione degli ambienti in ambito residenziale, commerciale e terziario, sia alla produzione di freddo in ambito industriale.

Per il raggiungimento di tale obiettivo sono state condotte le seguenti attività:

4. Modellazione ottica e termo-fluidodinamica su diverse tipologie di concentratori per l'analisi e la previsione delle loro prestazioni energetiche
5. Sviluppo di metodiche di prova specifiche per concentratori a media temperatura e relativa sperimentazione in campo
6. Analisi delle metodiche di misura della radiazione solare concentrata e progettazione preliminare di un radiometro da utilizzarsi per la caratterizzazione sperimentale

## 2 Descrizione delle attività svolte e risultati

### 2.1 Modellazione ottica e termo-fluidodinamica su diverse tipologie di concentratori per l'analisi e la previsione delle loro prestazioni energetiche

Obiettivo della presente attività è la messa a punto di una metodica per la determinazione teorica della curva di efficienza di concentratori parabolici lineari e concentratori a specchi lineari di Fresnel, operanti a media temperatura. Tale attività è complementare alla determinazione sperimentale della curva di efficienza mediante il circuito di prova ad olio diatermico realizzato presso il laboratorio del CR ENEA Trisaia nelle precedenti annualità.

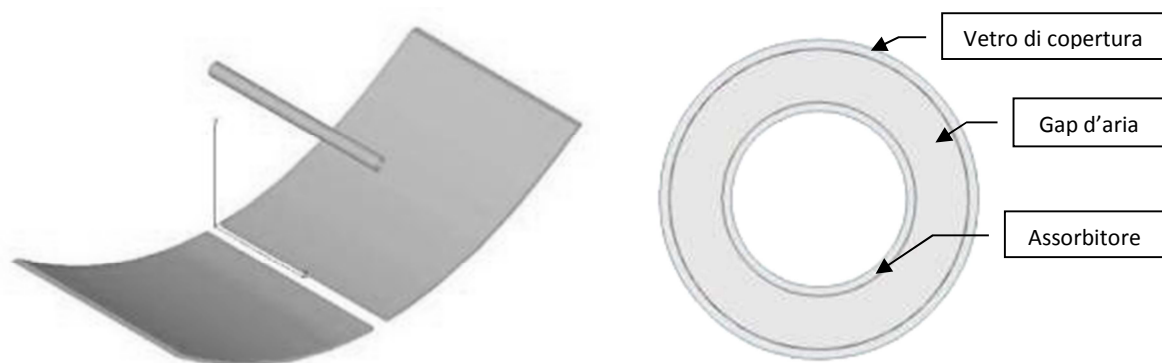
L'obiettivo finale è la realizzazione di uno strumento di calcolo che da una parte sia sufficientemente accurato e dall'altra richieda risorse di calcolo contenute entro limiti ragionevoli. L'idea che sta alla base dell'esposizione seguente è quella di utilizzare i risultati di modelli complessi 2D e 3D (basati sia sul metodo degli elementi finiti che su quello dei volumi finiti) come base per dedurre, a partire dai risultati ottenuti, un modello monodimensionale del ricevitore assai più semplice dei modelli di partenza ma al contempo sufficientemente flessibile ed accurato.

I risultati complessivi delle simulazioni effettuate sono poi stati confrontati con i risultati sperimentali relativi a un concentratore parabolico lineare testato presso il laboratorio. E' bene precisare che il metodo può essere generalizzato ad altre tipologie di collettori a concentrazione purché la geometria del relativo ricevitore sia di tipo cilindrico. I metodi di calcolo utilizzati hanno prodotto una grande mole di risultati a partire dai quali è stato possibile ottenere indicazioni utili per l'ottimizzazione dal punto di vista termo-fluidodinamico dei collettori a concentrazione operanti a media temperatura.

#### 2.1.1 Descrizione del collettore oggetto delle analisi

La modellazione termo-fluidodinamica è stata sviluppata, come accennato nella introduzione, per un concentratore parabolico lineare dotato di un ricevitore tubolare non evacuato.

Il 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 1 è riportata sia la vista assometrica di una porzione del concentratore sia la vista in sezione del ricevitore.



**Figura 1: Vista assometrica di una porzione del concentratore parabolico lineare e dettaglio del ricevitore visto in sezione**

Nella seguente tabella sono riassunte le principali caratteristiche geometriche del concentratore

**Tabella 1 – Principali caratteristiche geometriche del concentratore**

Apertura sistema ottico primario	2.37 m
Lunghezza specchi	6 m
Diametro esterno assorbitore	42.4 mm
Diametro esterno tubo di vetro	70 mm

### 2.1.2 Descrizione dei modelli sviluppati e risultati ottenuti

A tutt'oggi la simulazione di collettori parabolici lineari vanta una mole notevole di lavori per la cui indicazione e descrizione sommaria si rinvia alla bibliografia [12]. Qui di seguito si integra tale bibliografia indicando alcuni dei più recenti contributi sul tema. Si tratta di lavori riguardanti sia la simulazione ottica sia quella termo-fluidodinamica che molto spesso sono combinate tra loro. In quest'ultimo caso la simulazione ottica permette di fornire in input alla simulazione fluidodinamica la distribuzione del flusso radiante sul tubo ricevitore rendendo così possibile la determinazione del campo termico e fluido-dinamico di esso. Molti di questi lavori presentano anche una comparazione tra dati calcolati e dati misurati su collettori parabolici lineari presenti sul mercato. In particolare i lavori [12 e 13] effettuano un'analisi tridimensionale del tubo ricevitore utilizzando per la parte ottica un software basato su tecniche di ray-tracing in modo da tenere in conto le disuniformità di flusso radiante sul ricevitore. La simulazione termo-fluidodinamica è effettuata con il codice di calcolo FLUENT che, come è noto, si basa sul metodo dei volumi finiti. I risultati ottenuti sono comparati con dati sperimentali con differenze al massimo di qualche per cento. Il software di ray-tracing utilizzato in tali lavori è stato sviluppato dagli autori e le sue principali caratteristiche possono essere reperite in [14]. Un altro lavoro [15] reperibile in letteratura effettua un'analisi tridimensionale utilizzando anche in questo caso un software di ray-trace e il FLUENT. In tale lavoro sono effettuati calcoli in regime transitorio la cui conoscenza è di grande importanza per l'analisi strutturale del ricevitore e l'identificazione di cause di possibili rotture dovute a dilatazioni termiche differenziali. Un'analisi sia ottica che termo - fluidodinamica, condotta quest'ultima con il metodo dei volumi finiti in modo da discretizzare il dominio di calcolo sia in direzione assiale sia in direzione azimutale è reperibile in [19]. L'analisi termica relativamente al fluido all'interno dell'assorbitore in tale lavoro è di tipo monodimensionale; il set di equazioni algebriche ottenute applicando il metodo dei volumi finiti è risolto mediante un solutore diretto (TDMA). Il modello ottico utilizzato, basato su tecniche di ray - trace e sul metodo dei volumi finiti, è stato validato per confronto con dati analitici reperiti in letteratura mostrando un buon accordo con essi; la successiva validazione del modello termico è stata condotta confrontando i risultati ottenuti con i dati sperimentali dei Sandia National Laboratories, mostrando anche in questo caso un buon accordo con essi. Un'analisi termica unidimensionale basata sul metodo delle differenze finite è reperibile in [16]. Le analisi in esso effettuate hanno mostrato un buon accordo con dati sperimentali e con modelli più complessi bidimensionali e tridimensionali. Un approccio diverso alla simulazione termo fluidodinamica è quello indicato in [17] dove, considerata una sezione del tubo ricevitore con un piano ortogonale all'asse, si sono scritte le equazioni di bilancio per il fluido termo-vettore, il tubo ricevitore, e il vetro ; il sistema di equazioni algebriche non lineari ottenuto per tale via è stato risolto mediante il software EES (Engineering Equation Solver). Una analisi termo-fluidodinamica basata sul metodo degli elementi finiti è svolta in [18]. Il modello utilizzato è tridimensionale ed è stato confrontato con un modello analitico bidimensionale sviluppato dalla società tedesca DLR, facilmente implementabile in software quali il MatLab, e con il Sandia Model, che è un modello monodimensionale empirico le cui equazioni sono risolte dal software EES. I risultati riguardanti il calcolo delle perdite hanno indicato un buon accordo tra modello agli elementi finiti, il Sandia Model e i dati sperimentali. Differenze notevoli sono state riscontrate tra il modello agli elementi finiti e gli altri due per quanto riguarda la determinazione del profilo di temperatura lungo il tubo .

Tutti i lavori qui indicati si riferiscono a collettori parabolici lineari ad alta temperatura con gap tra ricevitore e tubo in vetro in cui è praticato il vuoto anche se alcuni di essi effettuano anche il calcolo in condizioni di perdita del vuoto. Il collettore analizzato nel presente lavoro è indicato per un funzionamento



a temperature tra i 100 e i 250 °C e quindi presumibilmente con intensità di turbolenza dell'olio diatermico inferiore rispetto ai ricevitori ad alta temperatura; in esso inoltre per scelta del costruttore non è praticato il vuoto nell'intercapedine. I lavori indicati in questo paragrafo che utilizzano per la simulazione termo-fluidodinamica il codice FLUENT, modellano la turbolenza mediante il modello  $k \epsilon$  [3, 7, 11] che richiede l'utilizzo delle funzioni di parete [7, 11, 12] per estendere il calcolo allo strato a ridosso delle pareti del tubo dove gli sforzi viscosi predominano rispetto a quelli turbolenti e a rigore è valido per moto turbolento completamente sviluppato. Nel presente lavoro le analisi sono state svolte utilizzando come modello di turbolenza sia il modello  $k \epsilon$  sia una sua derivazione nota in letteratura come modello Low Reynolds  $k \epsilon$  [7, 11] le cui equazioni rimangono valide anche negli strati laminari a ridosso della parete e nelle eventuali zone del tubo in regime di transizione senza la necessità dell'uso delle funzioni di parete; zone queste in cui il numero di Reynolds è basso, da ciò il nome di Low-Reynolds con cui il modello è conosciuto.

Le analisi riportate nel presente rapporto sono state effettuate utilizzando il software COMSOL che è basato sul metodo degli elementi finiti [2, 5, 11] e il software FLUENT [20] che si basa sul metodo dei volumi finiti.

Il primo modello utilizzato nell'analisi qui esposta è bidimensionale e riferito a una sezione del tubo ortogonale al suo asse. Ciò permette di introdurre nel modello la disuniformità del flusso radiante. Occorre naturalmente effettuare il calcolo con una temperatura dell'olio diatermico imposta. Tale modello è estremamente semplificato in quanto la termo fluidodinamica dell'olio diatermico è semplicemente modellata attraverso l'introduzione di un coefficiente di scambio termico tra parete del tubo e olio che è funzione dei numeri di Reynolds e di Prandtl dell'efflusso. Dal calcolo comunque si ricava il flusso termico per unità di lunghezza in funzione di una data temperatura del fluido per cui è immediato, una volta che si sia diviso il tubo in tratti di lunghezza prefissata, determinare l'incremento di temperatura lungo l'asse.

Accanto a tale modello ne è stato sviluppato un secondo che tiene conto dell'assial-simmetria del tubo ricevitore effettuando in questo caso il calcolo con flusso radiante uniforme e applicando i modelli di turbolenza  $k \epsilon$  e "Low Reynolds  $k \epsilon$ " all'olio diatermico, che permettono di ottenere una mappa dettagliata del campo termico e di quello del moto all'interno nell'olio diatermico

### 2.1.2.1 CASO 1: Modello bidimensionale piano

Il primo dei modelli sviluppati è un modello bidimensionale piano, per il quale i relativi calcoli sono svolti su una sezione del tubo (considerato indefinito) ortogonale all'asse. Tale modello era stato già introdotto nella precedente annualità ed i risultati e le analisi qui riportate riprendono e completano quelle a suo tempo svolte.

Per le considerazioni che svolgeremo in questo paragrafo appare utile introdurre un sistema di coordinate cilindrico, avente l'asse  $z$  sovrapposto all'asse del tubo ricevitore e l'asse radiale  $r$  e l'ascissa angolare  $\theta$  contenuti in piani ortogonali all'asse  $z$ . In questo modo potremo esprimere, in maniera del tutto generale, le grandezze di interesse quali temperature, velocità, pressioni, densità, etc. come funzioni delle tre variabili  $r, \theta, z$ . Fissata l'attenzione su una data ascissa  $z$  definiremo come temperatura media massica la temperatura  $T_f(z)$  ottenuta dalla seguente espressione, corrispondente alla media pesata (con pesi dati dalla portata massica) delle temperature registrate sulla sezione del tubo ricevitore:

$$T_f(z) = \frac{\iint \rho(r, \theta, z)v(r, \theta, z)T(r, \theta, z)rdrd\theta}{\iint \rho(r, \theta, z)v(r, \theta, z)rdrd\theta}$$

dove  $\rho$  è la densità del fluido vettore e  $v$  la relativa velocità. La grandezza  $T_f(z)$  così introdotta soddisfa la seguente semplice equazione differenziale:

$$\Gamma c_p(T_f) \frac{\partial T_f}{\partial z} = q'(T_f, \Gamma, G, T_{amb})$$

dove  $q'$  è il flusso termico per unità di lunghezza che si instaura tra parete interna del tubo in acciaio e fluido termo-vettore,  $\Gamma$  è la portata massica,  $G$  è la radianza sul piano di apertura e  $T_{amb}$  la temperatura ambiente. Come vedremo in seguito, è possibile esprimere  $q'$  ( $W/m$ ) in funzione della sola  $T_f$ , una volta fissate le condizioni al contorno ( $\Gamma, G, T_{amb}$ ) e determinati il campo delle velocità e quello termico nel tubo in acciaio, nel tubo in vetro e nella relativa intercapedine. Ciò fatto, applicando a tale equazione il metodo di Eulero esplicito [8], si ottiene la seguente equazione ricorsiva:

$$T_{f,i+1} = T_{f,i} + \frac{q'(T_{f,i})}{\Gamma c_p(T_{f,i})} \Delta z_i$$

Tale equazione, nota la temperatura media massica di ingresso, consente di calcolare le temperature per ogni tratto  $\Delta z_i$  e quindi permette la determinazione della temperatura media massica in uscita dal tubo ricevitore. Per poter procedere è necessario determinare la funzione  $q'(T_f)$  con portata, radianza, temperatura in ingresso e temperatura ambiente fissate. A tale scopo si considera un modello piano bidimensionale costituito dalla sezione del tubo ricevitore con un piano ortogonale all'asse  $z$ , come riportato in figura 1.

Riferendoci al sistema di coordinate cilindriche introdotto all'inizio di questo paragrafo, le varie grandezze di interesse saranno funzioni delle due variabili spaziali  $r$  e  $\theta$ . Le incognite da risolvere sono di seguito elencate:

- La distribuzione delle componenti della velocità dell'aria nell'intercapedine:  $u_\theta(r, \theta), u_r(r, \theta)$
- La distribuzione della pressione dell'aria nell'intercapedine:  $p(r, \theta)$
- La distribuzione della temperatura dell'aria contenuta nell'intercapedine:  $T_a(r, \theta)$
- La distribuzione della temperatura del tubo ricevitore:  $T_r(r, \theta)$
- La distribuzione della temperatura del tubo in vetro:  $T_v(r, \theta)$
- La distribuzione delle radiosità  $J(r, \theta)$  relative allo scambio radiativo tra la superficie esterna del tubo ricevitore e la superficie interna del tubo in vetro.

Le simulazioni sono state condotte utilizzando il software agli elementi finiti COMSOL, facendo riferimento allo stato stazionario relativo a condizioni al contorno costanti nel tempo. Ciò in vista del fatto che tali simulazioni sono propedeutiche alla determinazione teorica della curva di efficienza che sperimentalmente è effettuata con il collettore in stato stazionario.

Le condizioni al contorno utilizzate (uguali per tutte le simulazioni) sono state le seguenti:

- Temperatura ambiente: 20 °C
- Radianza sul piano di apertura con sole allo zenit :1000  $W/m^2$
- Portata dell'olio diatermico: 0.441 kg/s
- Temperatura media di massa dell'olio diatermico in ingresso: 100 – 150 – 200 – 250 °C
- Temperatura apparente del cielo: 10 °C

Con tecniche di ray- tracing, a partire dalla radianza sul piano di apertura, si è calcolata la potenza radiante incidente sul tubo ricevitore il cui valor medio è risultato pari a 12.97  $kW/m^2$ .

I grafici seguenti mostrano gli esiti delle analisi ottiche eseguite con il software di ray-tracing TRACEPRO, i cui risultati sono stati successivamente rielaborati mediante un apposito script di Matlab per estrapolare i dati di interesse per le successive analisi termo-fluidodinamiche.

In particolare, le figure seguenti mostrano la distribuzione della radiazione solare concentrata (espressa in  $W/m^2$ ) su una sezione del tubo ricevitore e l'andamento della stessa lungo un tratto di tubo della lunghezza di qualche cm. Dai tre grafici riportati in figura appare evidente la disuniformità del flusso solare concentrato sul tubo ricevitore. Sempre nella stessa figura è riportata anche la distribuzione angolare del flusso solare concentrato 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.

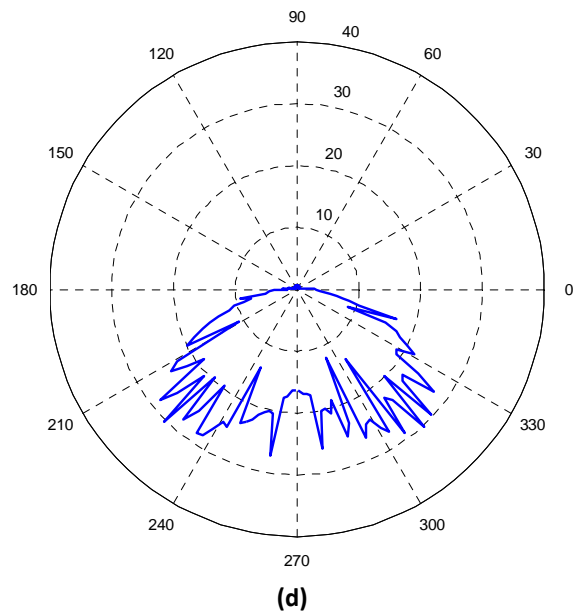
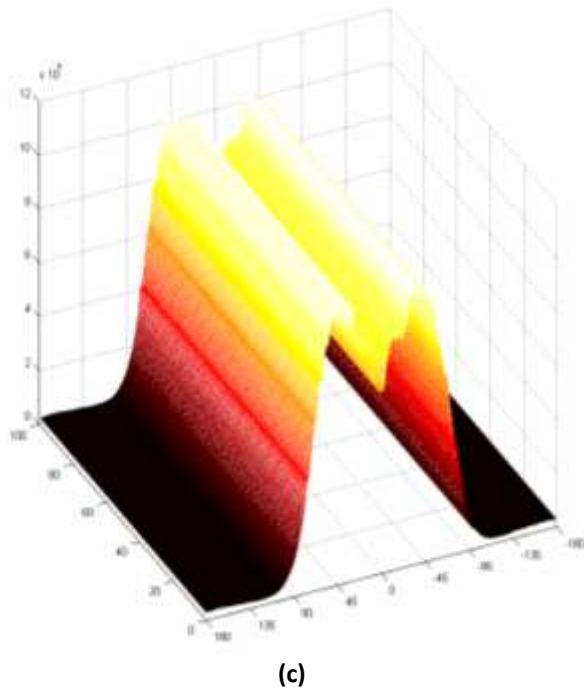
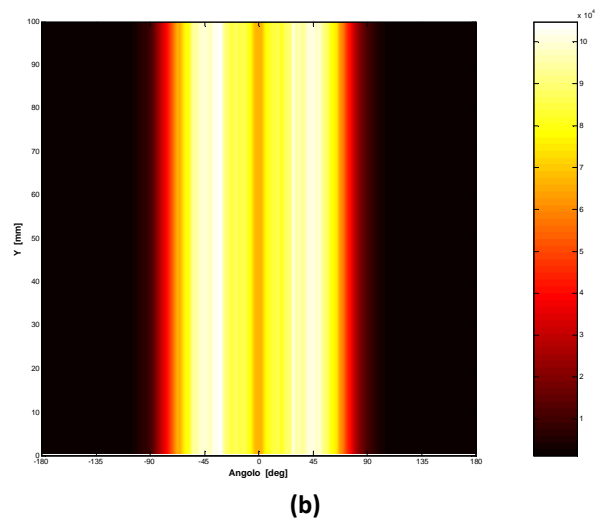
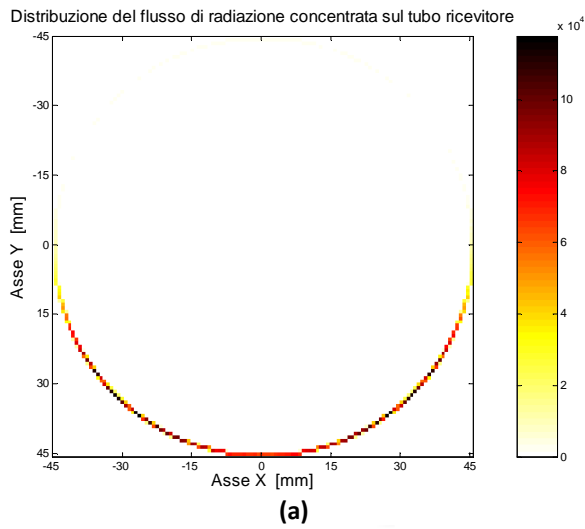


Figura 2: Distribuzione della radiazione solare concentrata lungo la circonferenza del tubo ricevitore

I dati principali introdotti nella simulazione sono riportati nella tabella seguente:

Tabella 2 – Parametri della simulazione

Parametro	Valore
Tipologia di fluido	Olio diatermico – Therminol® 66
Portata del fluido termo-vettore	0.441kg/s
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	$\epsilon = 0.15$
Emissività vetro	$\epsilon = 0.89$
Conducibilità tubo assorbitore	$k = 14.8 + 0.0153 T_{abs} \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$
Conducibilità vetro	$k = 1.38 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$

Si fa notare che le simulazioni sono state effettuate considerando l'effettiva distribuzione di flusso radiante sul tubo ricevitore (come riportato in figura xx) e non il suo valor medio. Il modello piano introdotto assume che il tubo sia indefinitamente esteso lungo il suo asse e che la temperatura media di massa del fluido  $T_f$ , sia a sua volta costante lungo il predetto asse. Naturalmente ciò non corrisponde alla realtà in quanto il fluido si riscalda procedendo verso l'uscita. Si è riscontrato però che il gradiente di temperatura del fluido lungo l'asse z è al massimo pari a 1.5 °C per metro e quindi assai inferiore ai gradienti di temperatura che si instaurano nel sistema nelle direzioni r e  $\theta$ . Da tali considerazioni segue che il flusso termico per unità di lunghezza  $q'$  [W/m] può essere valutato senza apprezzabile errore considerando una temperatura  $T_f$  costante.

Nel modello in questione il fluido termo-vettore è esterno al dominio di calcolo; da ciò segue che il flusso termico per unità di superficie dalla superficie interna del tubo ricevitore all'olio diatermico,  $q''$  [W/m<sup>2</sup>], per essere valutato necessita dell'introduzione di un coefficiente di scambio termico  $h$  [W/m<sup>2</sup>K] definito come segue [6]:

$$h = \frac{-k \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{parete}}{T_p - T_f}$$

Ne consegue per  $q''$  l'espressione:

$$q''(r_{tubo}, \theta) = h(R_e, Pr, f)(T_p(r_{tubo}, \theta) - T_f)$$

Integrando  $q''$  sulla circonferenza, che nel modello bidimensionale rappresenta la faccia interna del tubo dove la temperatura di parete è  $T_p(r_{tubo}, \theta)$ , si ottiene il flusso termico per unità di lunghezza  $q'$  [ $\frac{W}{m}$ ].

$$q' = \int_0^{2\pi} h(R_e, Pr, f) \cdot (T_p(r_{tubo}, \theta) - T_f) r_{tubo} d\theta$$

Da tale equazione si riconosce che per la determinazione di  $q'$  occorre preliminarmente conoscere la temperatura sulla faccia interna del tubo in acciaio  $T_p(r_{tubo}, \theta)$  e ciò è possibile solo conoscendo a sua volta l'intero campo termico e di moto sulla sezione ortogonale del tubo, come già accennato.

Introducendo il numero di Nusselt  $N_u$ ,  $h$  è desumibile dalle seguenti formule [1]:

$$N_u = \frac{hD}{k}$$

$$N_u = \frac{\frac{f}{8}(R_e - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^n$$

$n = 0.11$  per riscaldamento del fluido e  $0.25$  per raffreddamento.

Per il fattore di attrito  $f$  si è fatta l'ipotesi di tubo liscio in quanto essa porta a valutare un coefficiente di scambio termico più piccolo rispetto al caso di tubo scabro e quindi perdite verso l'ambiente esterno maggiori in maniera tale che l'analisi condotta sia conservativa. Sotto tale ipotesi per  $f$  si è considerata la seguente correlazione [1]:

$$f = (0.79 \cdot \ln(R_e) - 1.64)^{-2}$$

I limiti di validità della formula sono:

$$2300 < R_e < 5 \cdot 10^6$$

$$0.5 < Pr < 2000$$

Fissata la portata (come è nel nostro caso)  $h$  risulta funzione della sola temperatura  $T_f$ . Infatti in questo caso il numero di Reynolds si può scrivere come:

$$Re = \frac{D\Gamma}{A\mu}$$

Da tale formula si deduce che, se la portata è costante, l'unico parametro variabile nel numero di Reynolds è  $\mu$  che è funzione in pratica della sola temperatura  $T_f$ . Inoltre si riconosce facilmente che i termini che concorrono a formare il numero di Prandtl sono anch'essi funzioni unicamente di  $T_f$ . In base a tale considerazione si è calcolato  $h$  per un certo numero di valori della temperatura media di massa  $T_f$  compresi tra 100 e 250 °C, mediante un apposito script di Matlab (deducendo l'andamento di  $k$ ,  $\rho$ ,  $c_p$ ,  $\mu$  in funzione della temperatura  $T_f$  del fluido termovettore da apposite tabelle), e si sono fittati i dati con il metodo dei minimi quadrati, ottenendo la seguente correlazione, utilizzata nelle simulazioni:

$$h = -0.0025T_f^2 + 3.7093T_f - 134.54 \left( \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right)$$

Con  $T_f$  in tale relazione espressa in °C.

Il dato più importante delle simulazioni, in vista della determinazione della curva di efficienza è la potenza termica ceduta al fluido per unità di lunghezza del tubo ricevitore  $q'$ . Essa, fissate le condizioni al contorno dipende solo dalla temperatura  $T_f$  del fluido. In riferimento a ciò i dati relativi alle simulazioni effettuate sono riportati nella seguente tabella. In essa sono anche riportate le perdite  $q'_p$  (W/m), e il valore medio per unità di lunghezza della potenza radiante incidente sul ricevitore.

**Tabella 3 – Risultati della simulazione bidimensionale con il metodo degli elementi finiti**

$T_f$ (°C)	$q'$ (W/m)	$q'_p$ (W/m)	$G'_{inc}$ (W/m)
100	1632.20	99.13	1727.33
150	1614.07	113.26	1727.33
200	1576.17	151.16	1727.33
250	1525.94	201.39	1727.33

Fittando i valori calcolati di  $q'$  con un polinomio quadratico in  $T_f$  si è ottenuta la seguente correlazione:

$$q'(T_f) = -0.0032T_f^2 + 0.4103T_f + 1623.6$$

La  $q'(T_f)$  è riportata nel grafico seguente:

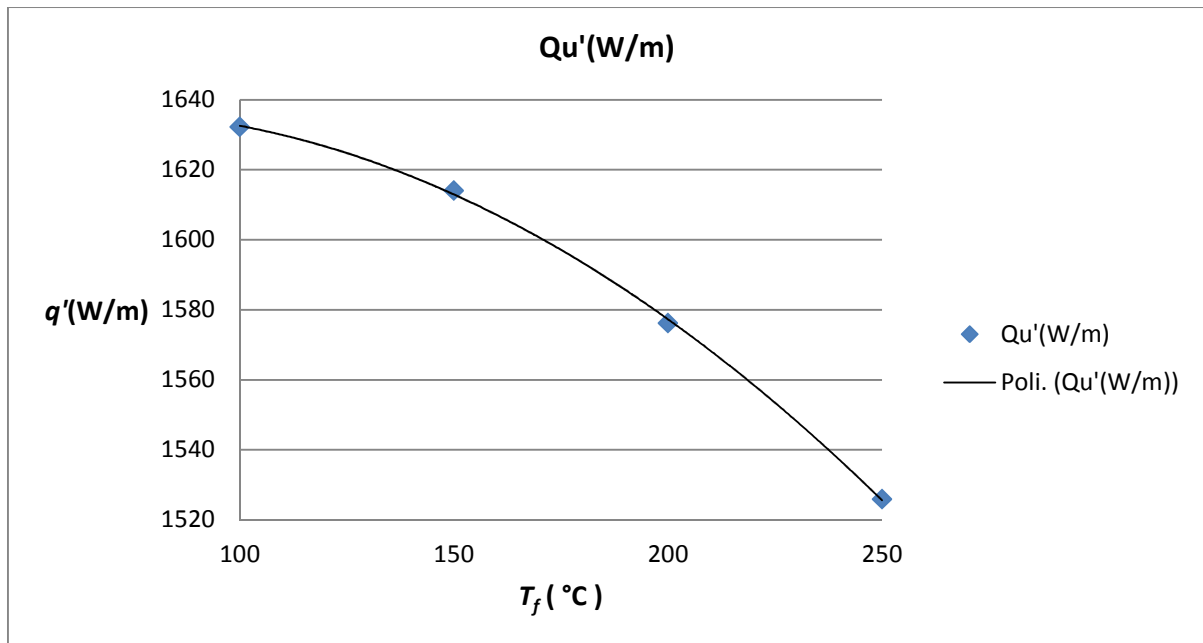


Figura 3: Potenza termica lineare (W/m) trasferita al fluido in funzione della sua temperatura

A questo punto si è considerato un tratto di tubo della lunghezza  $\Delta z_i$  e si è fissata l'attenzione sulla temperatura  $T_{f,i}$  in ingresso e su quella  $T_{f,i+1}$  in uscita:

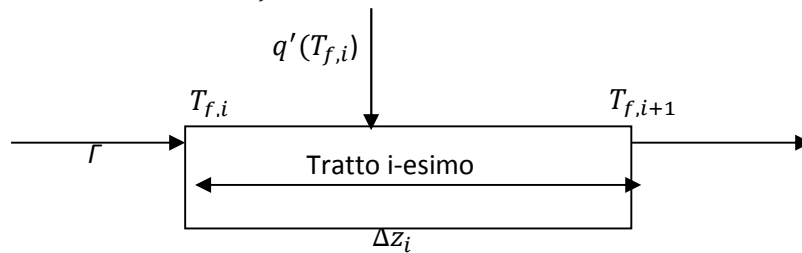


Figura 4: Indicazione delle temperature e del flusso termico lineare per i tratto i-esimo di tubo

Per quanto detto all'inizio del paragrafo sussiste la seguente equazione alle differenze in avanti:

$$T_{f,i+1} = T_{f,i} + \frac{q'(T_{f,i})}{\Gamma c_p(T_{f,i})} \Delta z_i$$

Essa, note che siano la temperatura media massica all'ingresso  $T_{f,0}$  e la funzione  $q'(T_{f,i})$ , permette di calcolare le temperature per ogni tratto  $\Delta z_i$  e quindi anche la temperatura media massica in uscita  $T_{f,u}$ . Il calcolo è stato ripetuto per quattro temperature di ingresso  $T_{f,0}$  : 100, 150, 200 e 250 °C. Per ognuna delle temperature in ingresso si è calcolata iterativamente la relativa efficienza [9] :

$$c_{p,m} = \frac{\int_{T_{f,0}}^{T_{f,u}} c_p(T) dT}{T_{f,u} - T_{f,0}}$$

$$\eta = \frac{\Gamma c_{p,m} (T_{f,u} - T_{f,0})}{A_a G}$$

E quindi si è proceduto al calcolo della curva di efficienza allo stesso modo del metodo sperimentale [9].

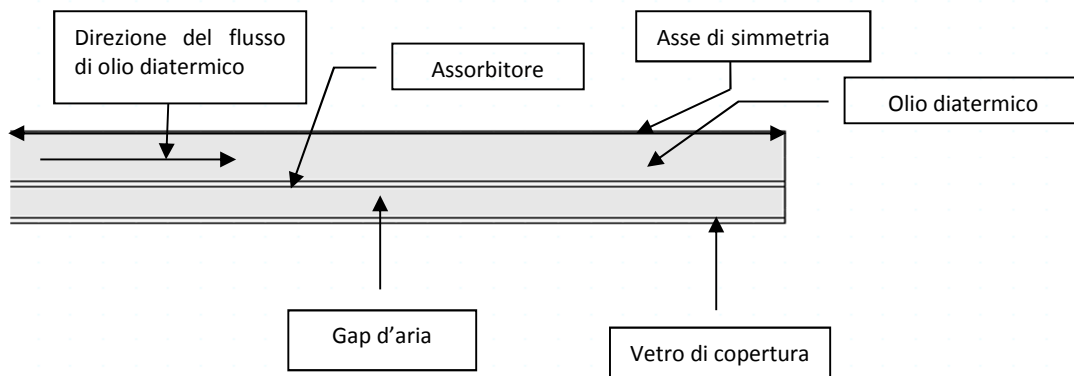
Dopo aver eseguito i calcoli si è trovata la seguente espressione per la curva di efficienza:

$$\eta = 0.7534 - 0.3277T^*$$

### 2.1.2.2 CASO 2: Modello assial-simmetrico

Il secondo modello utilizzato si basa sulla constatazione che la forma geometrica del ricevitore è assial-simmetrica rispetto all'asse z del tubo e si procede assumendo assial-simmetrico il flusso dell'olio diatermico. Ciò non è verificato nella realtà in quanto la potenza radiante incidente sul tubo ricevitore non è uniforme e non è neppure assial-simmetrica la forza di gravità. Supponendo tuttavia che gli effetti della gravità sul moto dell'olio diatermico e di quello dell'aria nell'intercapedine siano trascurabili, dato il piccolo sviluppo del tubo in verticale e che gli effetti sulla temperatura media di massa  $T_f$  della potenza radiante incidente sul tubo ricevitore siano grosso modo gli stessi, se si sostituisce la distribuzione effettiva di flusso radiante con una distribuzione uniforme, in modo che in entrambi i casi il flusso radiante totale sia lo stesso, l'analisi può essere condotta ed ha significato. Tutto ciò, ovviamente, fatto salvo il necessario passo ulteriore di verifica del modello mediante simulazioni 3D.

Ciò premesso, per impostare il modello assial-simmetrico si è scelto un sistema di assi con l'asse z coincidente con l'asse del tubo e l'asse r ad esso ortogonale (per effetto della simmetria assiale considerata, non interviene l'ascissa angolare  $\theta$  in quanto le grandezze che caratterizzano il moto e lo scambio termico sono le stesse qualunque sia il piano meridiano considerato). Nella figura seguente è rappresentata la sezione del tubo ricevitore effettuata con un piano meridiano.



**Figura 5: Sezione meridiana del tubo ricevitore**

Si fa notare che in questo modello l'olio diatermico fa parte del dominio di calcolo ed essendo il moto turbolento, nell'applicare il metodo degli elementi finiti, occorre ricorrere a un modello matematico della turbolenza [2, 3, 4, 6, 7] fra quelli disponibili. Nel nostro caso si sono utilizzati sia il modello  $k-\epsilon$ , sia il modello Low Reynolds  $k-\epsilon$  [7, 11].

La tabella seguente riporta i numeri di Reynolds relativi alla portata e alla temperatura di ingresso del fluido; da essa si nota un valore di  $Re$  a  $100^\circ\text{C}$  abbastanza vicino al limite del moto laminare che è intorno a 2300. Risulta quindi assai interessante vedere come i tre modelli di calcolo utilizzati risolvano il campo termico e di moto in tale situazione particolare.

**Tabella 4 – Numero di Reynolds relativo alla temperatura di ingresso del fluido  $T_{in}$  ( $^\circ\text{C}$ )**

$T_{in}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$Re$
100	4150
150	9323
200	16556
250	25846

I modelli di turbolenza considerati introducono due nuove variabili: l'energia cinetica turbolenta  $k$  e la dissipazione di energia cinetica turbolenta  $\varepsilon$  per la descrizione delle quali si rimanda alla letteratura [3, 7, 11, 12]. Per implementare i modelli occorre definire le condizioni al contorno per il sistema. Tali condizioni sono state scelte in modo da approssimare la situazione di spezzone del tubo della lunghezza di 1 m lontano dalle sezioni di ingresso e di uscita del ricevitore e quindi approssimano tanto meglio la realtà quanto più il tubo è lungo. Naturalmente è teoricamente possibile effettuare il calcolo agli elementi finiti su tutto il tubo ricevitore invece che effettuare il calcolo su una lunghezza predefinita e poi utilizzare il risultato ottenuto per determinare l'andamento assiale di temperatura lungo tutto il ricevitore con la equazione ricorsiva:

$$T_{f,i+1} = T_{f,i} + \frac{q'(T_{f,i})}{\Gamma c_p(T_{f,i})} \Delta z_i$$

In realtà, come verrà mostrato in seguito, già il calcolo accurato su uno spezzone della lunghezza di un metro richiede tempi di calcolo e impegno di memoria assai elevati. Il calcolo tridimensionale, senza utilizzare l'ipotesi di simmetria, sull'intero ricevitore (tenuto conto che la lunghezza dei moduli di questo tipo di concentratore può essere superiore anche a 100 m), richiede tempi di calcolo e risorse di memoria assai elevate, senza che per di più i risultati ottenuti siano generalizzabili. Tenendo conto di tutto ciò si è preferito applicare il metodo degli elementi finiti su un tratto di 1 m e utilizzare il calcolo monodimensionale dell'andamento assiale della temperatura, salvo poi effettuare il raffronto tra tale modello e un modello generale 3D.

Di seguito vengono riportate le condizioni al contorno utilizzate per simulare una parte del ricevitore, lontana dai bordi e della lunghezza di 1 m, in modo da approssimare le condizioni di tubo di lunghezza indefinita:

- Velocità dell'olio diatermico all'ingresso del ricevitore è stata simulata con una legge di potenza tipica di moto completamente sviluppato all'ingresso del tubo ricevitore [6]
- Intensità della turbolenza in ingresso al ricevitore  $I_{T0}$  è stata fatta variare tra il 3% e il 10%. Analisi per valori più bassi della turbolenza in ingresso del 3% non sono stati possibili in quanto al di sotto di tali valori l'algoritmo risolutivo utilizzato dal COMSOL è risultato non convergente
- Scala caratteristica della turbolenza in ingresso data dalla seguente espressione [11]:  $L_{T0} = 0.07D$ , dove  $D$  è il diametro interno del tubo
- Temperatura nominale dell'olio diatermico in ingresso al tubo  $T_o$ : 100, 150, 200, 250 °C
- Pressione dell'olio diatermico in uscita: 1.5 bar
- Gradienti di  $k$  e  $\varepsilon$  nella sezione di uscita per l'olio diatermico, in direzione  $z$ : nulli
- Flusso termico per conduzione dell'olio nella sezione di uscita in direzione  $z$ : nullo
- Flusso radiante sulla superficie esterna del tubo in acciaio:  $G_0 = 12967.57 \frac{W}{m^2}$ , come emerso dall'analisi ottica ottenuta con metodi di ray-tracing illustrati prima
- Flusso termico per conduzione in direzione  $z$  agli estremi del tubo in acciaio, dell'intercapedine dell'aria e del tubo in vetro: nulli
- Velocità in ingresso dell'aria nell'intercapedine e relativa Intensità della turbolenza: nulle
- Pressione di uscita dell'aria dall'intercapedine: 1 bar
- Flusso termico dalla parete esterna del vetro all'ambiente è stata valutata sommando i termini relativi allo scambio radiativo con il cielo e lo scambio convettivo con l'aria ambiente

Per quanto riguarda la temperatura in ingresso si sono considerati due casi estremi:

- Fluido completamente miscelato all'ingresso ( $T_0$  costante lungo il raggio) e livello di turbolenza in ingresso elevato (10%)
- Distribuzione di temperatura completamente sviluppata in ingresso (pari a quella rilevata in uscita dalle simulazioni precedenti) utilizzando una correlazione del tipo:



$$T_{in} = T_{in,0} + \left(\frac{r}{r_t}\right)^n \Delta T_0$$

Dove l'esponente  $n$  e  $\Delta T_0$  sono stati determinati in base ai dati relativi alla temperatura in uscita delle simulazioni con  $T_{in}$  costante in ingresso lungo il raggio. Ovviamente tali condizioni ai limiti approssimano meglio il modello ideale di tubo indefinito. Di seguito è riportato come esempio l'espressione della temperatura in ingresso utilizzata per una temperatura sull'asse di 100 °C.

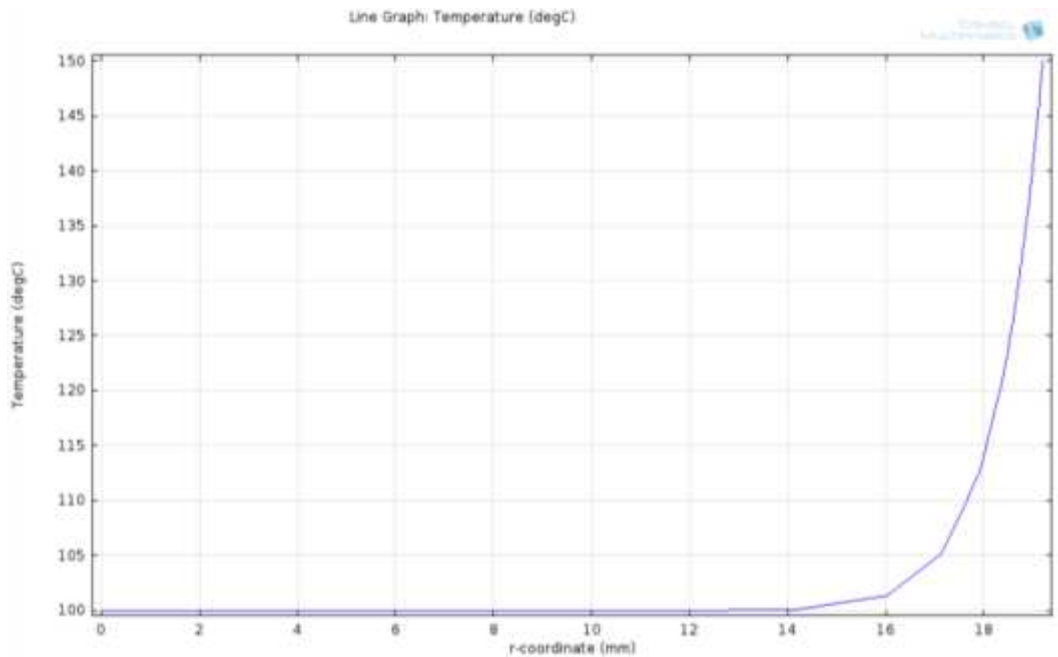


Figura 6: Andamento della temperatura in ingresso non uniforme e con  $IT_0=0.03$

Procedendo come nel caso del modello piano si è simulato un tratto di tubo della lunghezza di 1 m e si è calcolato per diverse temperature di ingresso dell'olio diatermico il relativo flusso termico lineare  $q'$ . Esso è stato calcolato con la formula seguente ( $l$ :lunghezza del tubo):

$$q' = -\frac{1}{l} \iint \frac{\partial T}{\partial n} r_t d\theta dz$$

Si è poi effettuata una verifica dell'accuratezza delle simulazioni calcolando  $q'$  alternativamente in base al bilancio entalpico del fluido termovettore tra ingresso e uscita e in base alle perdite verso l'esterno attraverso il tubo in vetro ottenendo risultati con scarti relativi massimi dell'1 %.

I risultati ottenuti dai due gruppi di simulazione sono indicati nella tabella seguente:

**Tabella 5 – Risultati della simulazione utilizzando il modello Low Reynolds  $k \epsilon$**

$T_f$ (°C)	$q'$ (W/m), $IT_0 = 10\%$ , T uniforme in ingresso	$q'_p$ (W/m), $IT_0 = 3\%$ , T non uniforme in ingresso	Numero di Reynolds
100	1619.77	1603.09	4150
150	1587.68	1579.47	9323
200	1560.34	1544.1	16556
250	1500.14	1498.99	25846

Come già si è accennato non è stato possibile svolgere calcoli con intensità di turbolenza in ingresso inferiori allo 3% (cosa che sarebbe risultata utile soprattutto per il punto a 100 °C cui corrisponde un numero di Reynolds molto basso ) in quanto il solutore utilizzato dal Comsol è risultato non convergente per  $IT_0$  inferiori al 3%.

Lo scarto massimo tra le simulazioni con  $T_0$  costante sul raggio e quelle con un andamento piatto al centro e con elevato gradiente in vicinanza della parete è solo del 1.5% circa. Lo scarto più elevato si ha a 100 °C e ciò è giustificato dal valore basso del numero di Reynolds in questo caso ( di poco superiore a 4000 e quindi in piena zona di transizione). In definitiva si vede dal raffronto che il valore di ingresso assegnato alla turbolenza, come deve essere, ha scarsa influenza ai fini della determinazione del campo termico e fluidodinamico nel tubo, in quanto il calcolo termo-fluidodinamico comunque a breve distanza dall'ingresso si porta al livello di turbolenza che è proprio del fluido e che è rappresentato dal relativo numero di Reynolds asintotico. Si nota altresì che lo scarto tra i due calcoli diminuisce all'aumentare della temperatura in ingresso e ciò è intuitivo in quanto all'aumentare della temperatura in ingresso aumenta il numero di Reynolds e quindi la turbolenza.

Procedendo in maniera uguale al modello piano si è poi ricavata la relazione che lega il flusso termico assorbito dal fluido nel tratto  $i$ -esimo alla temperatura media massica in ingresso e si è utilizzata tale relazione per ciascun tratto di tubo per determinare le temperature di ingresso ed in uscita a ciascun tratto e quindi, data una temperatura in ingresso al tubo ricevitore, la relativa temperatura in uscita. A questo punto si è proceduto a determinare la curva di efficienza secondo quanto già descritto per il modello piano ottenendo la seguenti correlazioni:

$$\eta = 0.7485 - 0.3544T^* \text{ (temperatura in ingresso costante lungo il raggio)}$$

$$\eta = 0.7374 - 0.3090T^* \text{ (temperatura in ingresso variabile lungo il raggio)}$$

Con procedimento analogo utilizzando il modello  $k$ - $\epsilon$  si sono ottenuti i seguenti risultati.

**Tabella 6 – Risultati della simulazione utilizzando il modello  $k$   $\epsilon$**

$T_f$ (°C)	$q'$ (W/m), $IT_0 = 10\%$ , T uniforme in ingresso	$q'_p$ (W/m), $IT_0 = 3\%$ , T non uniforme in ingresso	Numero di Reynolds
100	1622.23	1613.99	4150
150	1597.67	1588.41	9323
200	1555.46	1547.1	16556
250	1501.44	1494.21	25846

$$\eta = 0.7526 - 0.3792T^* \text{ (temperatura in ingresso uniforme lungo il raggio)}$$

$$\eta = 0.7473 - 0.3613T^* \text{ (temperatura in ingresso non uniforme lungo il raggio)}$$

### 2.1.2.3 CASO 3: Modello tridimensionale

Le principali ipotesi che stanno alla base dei modelli semplificati sviluppati ed illustrati nei paragrafi precedenti, sono le seguenti:

- Effetti trascurabili della gravità sul campo delle velocità di flusso e sul campo termico dell'olio e dell'aria nell'intercapedine.
- Flusso termico complessivo ceduto al fluido termo-vettore dipendente soltanto dal valore complessivo di irraggiamento sul tubo in acciaio, assumendo trascurabili per quanto riguarda i soli valori globali del flusso termico, le disuniformità di tale grandezza sulla circonferenza esterna del tubo.
- Effetti di bordo all'ingresso e all'uscita trascurabili rispetto al campo di moto e termico asintotico.

- Assial-simmetria del campo termo-fluidodinamico.

La verifica della validità delle suddette ipotesi richiede una simulazione 3D da effettuarsi rimuovendo le condizioni semplificative esposte. A tal fine si è deciso di effettuare tale verifica utilizzando il FLUENT anche in vista del fatto che esso si basa sul metodo di discretizzazione del continuo, detto dei volumi finiti, diverso dal metodo degli elementi finiti su cui è basato il COMSOL. Tutto ciò in modo da poter confrontare i risultati ottenibili con metodi numerici differenti.

Di seguito si riportano in via preliminare alcuni dei risultati sino ad ora ottenuti relativi a una temperatura di ingresso dell'olio diatermico di 150 °C effettuati utilizzando il modello  $k \epsilon$ .

In particolare, le prime tre figure riportate sotto, rappresentano rispettivamente:

1. il campo termico riferito a una vista 3D relativa ad una porzione di tubo di lunghezza significativa;
2. il campo termico relativo a una sezione ortogonale all'asse del tubo;
3. il campo termico relativo a un piano meridiano disposto verticalmente.

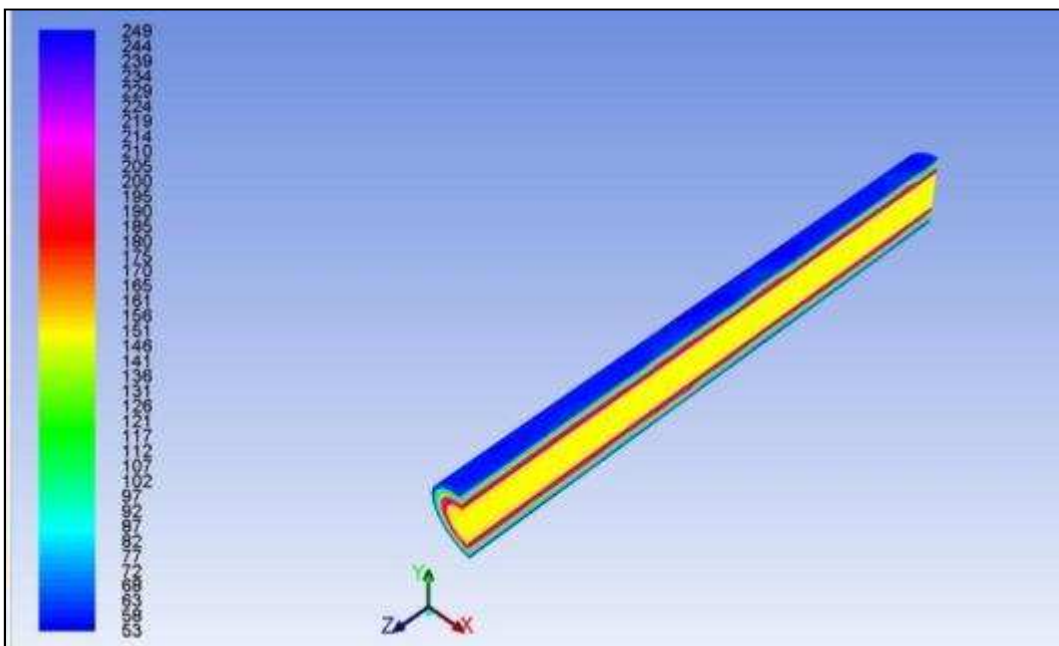


Figura 7: Campo termico di una porzione di tubo ricevitore (simulazione 3D)

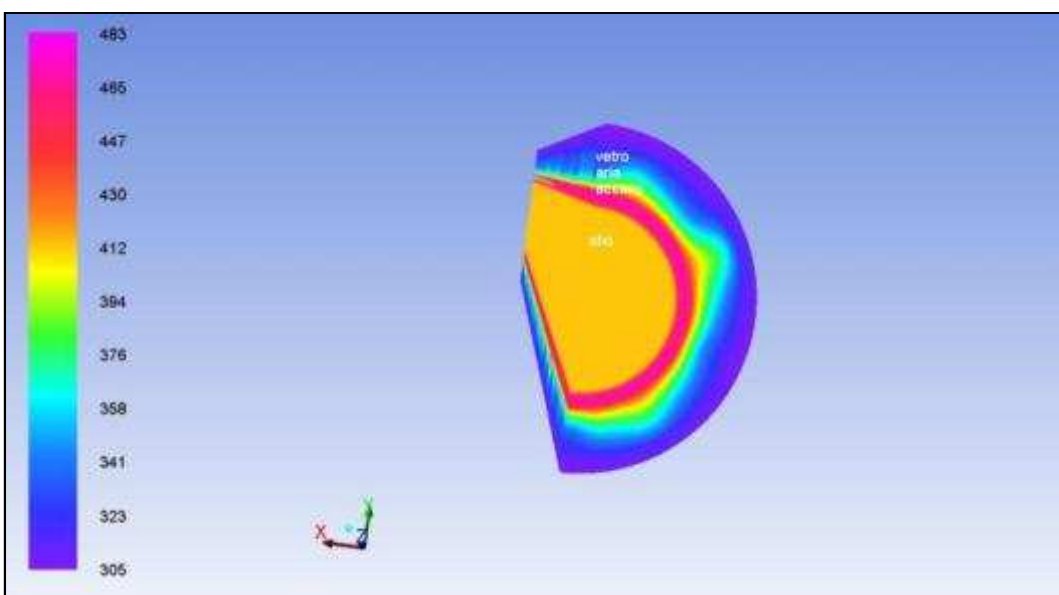


Figura 8: Campo termico relativo a una sezione ortogonale all'asse del tubo ricevitore (simulazione 3D)

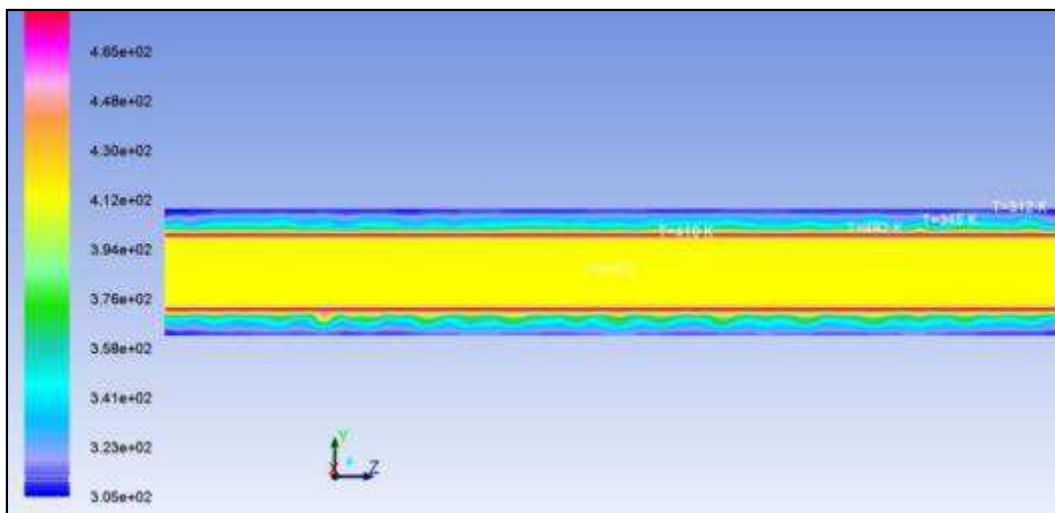


Figura 9: Campo termico relativo ad un piano meridiano disposto verticalmente (simulazione 3D)

La figura seguente mostra invece la distribuzione della temperatura nella sezione di uscita del tubo ricevitore. La discontinuità della curva sul lato destro, corrispondente alla zona in prossimità della parete interna del tubo (stato laminare), deriva dal fatto che il modello  $k \epsilon$  effettua il calcolo solo nel nocciolo turbolento mentre raccorda le grandezze termo-fluidodinamiche tra inizio dello strato laminare e parete del tubo, mediante opportune funzioni di parete. Si nota immediatamente il forte gradiente alla parete rilevato già dalle simulazioni effettuate con Comsol.

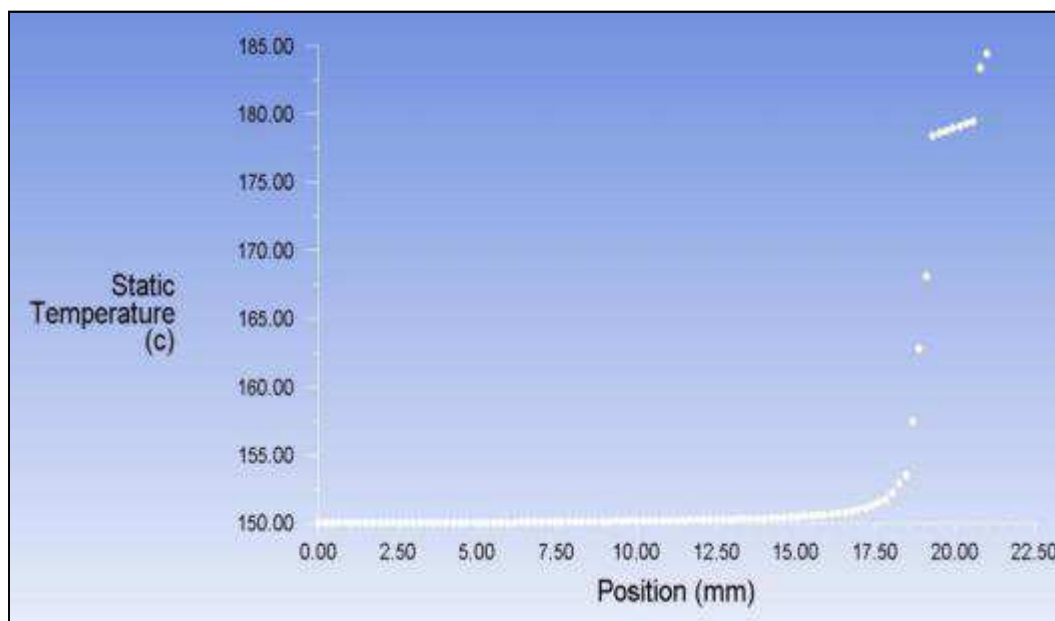


Figura 10: Distribuzione della temperatura nella sezione di uscita del tubo ricevitore (simulazione 3D)

La figura seguente illustra infine la distribuzione di velocità all'uscita del tubo ricevitore, da cui si nota l'appiattimento in vicinanza dell'asse, anch'esso già evidenziato dalle simulazioni con Comsol.

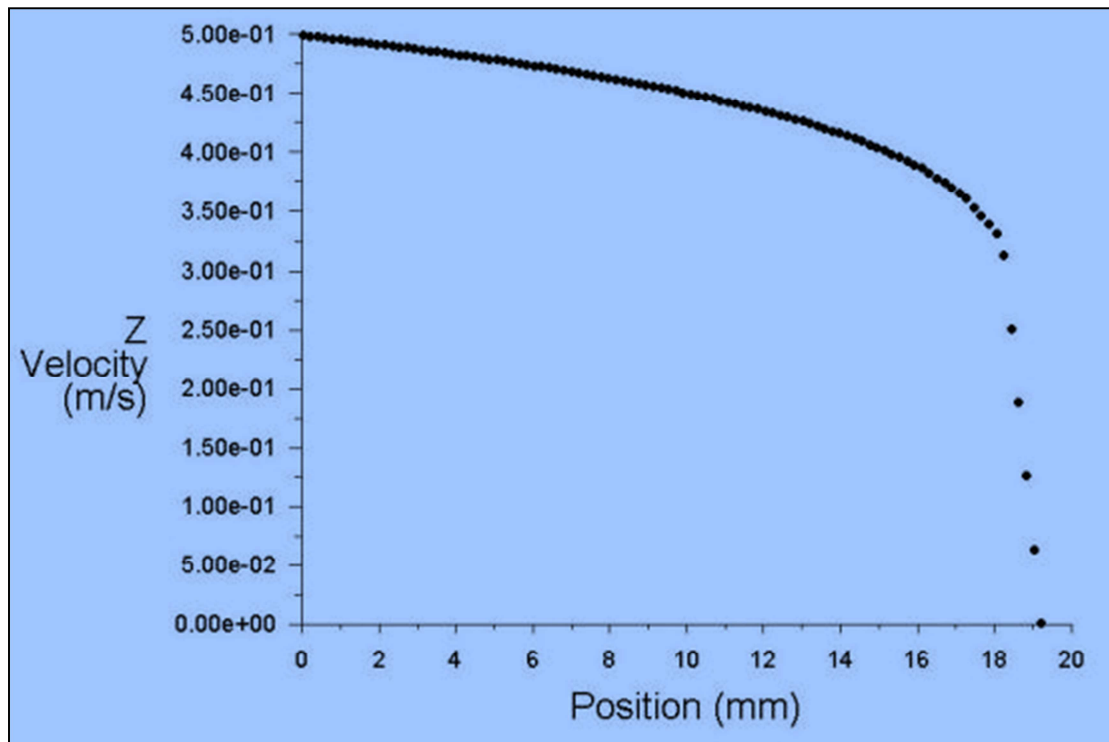


Figura 11: Distribuzione di velocità all'uscita del tubo ricevitore (simulazione 3D)

Le prime verifiche effettuate mostrano un sostanziale accordo tra risultati ottenuti con Fluent e quelli ottenuti con Comsol. Occorrono comunque verifiche ulteriori che sono tuttora in corso di svolgimento.

### 2.1.3 Confronto tra i risultati ottenuti con i diversi modelli

Data la non completezza delle simulazioni 3D, in questo paragrafo, verranno confrontati tra loro solo i modelli realizzati con Comsol con lo scopo di evidenziarne i limiti e l'aderenza al fenomeno fisico reale che essi descrivono.

Per confrontare tra loro il modello bidimensionale piano e il modello Low Reynolds  $k-\epsilon$  (il confronto tra bidimensionale piano e modello  $k-\epsilon$  fornisce risultati simili), occorre valutare il coefficiente di scambio termico convettivo tra parete interna del tubo in acciaio e olio diatermico ( $h$ ) equivalente, desumibile dal modello Low Reynolds  $k-\epsilon$ . Esso è stato ottenuto mediante la seguente espressione:

$$h_{LR} = \frac{q}{A(T_p - T_f)}$$

Essendo  $q$  il calore scambiato nel tubo,  $A$  l'area relativa,  $T_p$  la temperatura media alla parete e  $T_f$  la temperatura media di massa dell'olio. I due coefficienti sono rappresentati nella figura seguente:

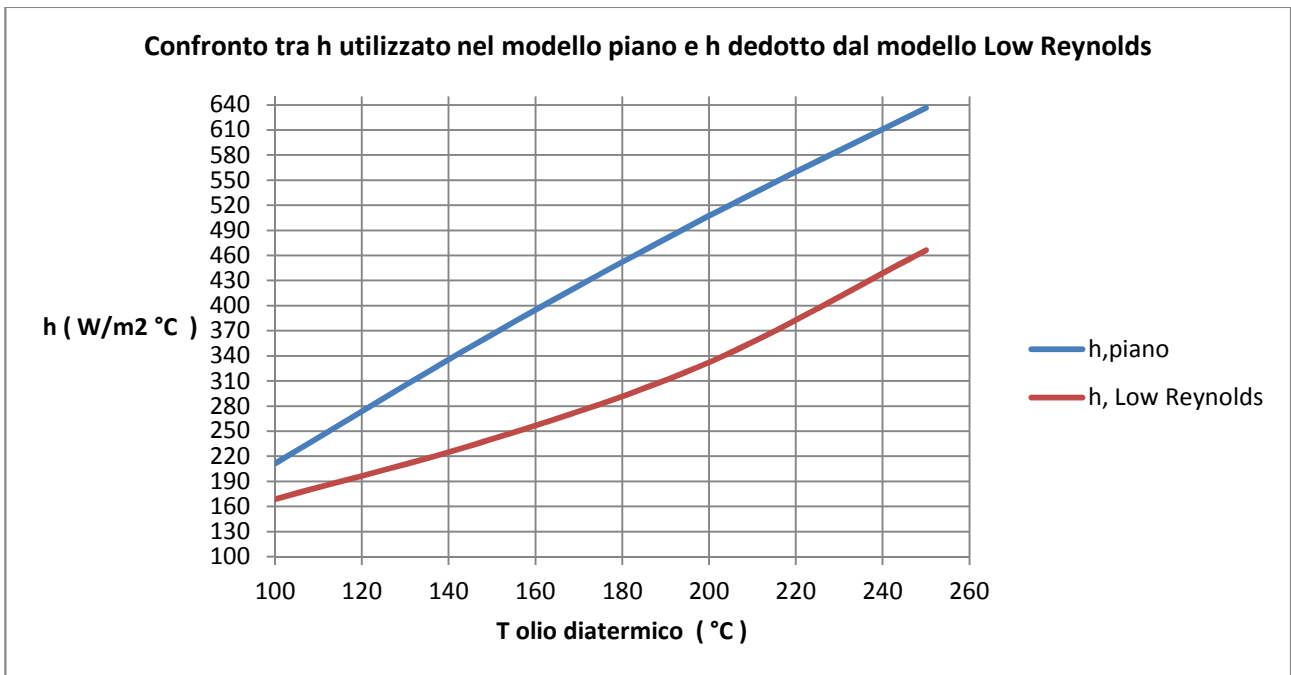


Figura 12: Confronto tra h del modello piano e h desunto dal modello Low Reynolds  $k \epsilon$

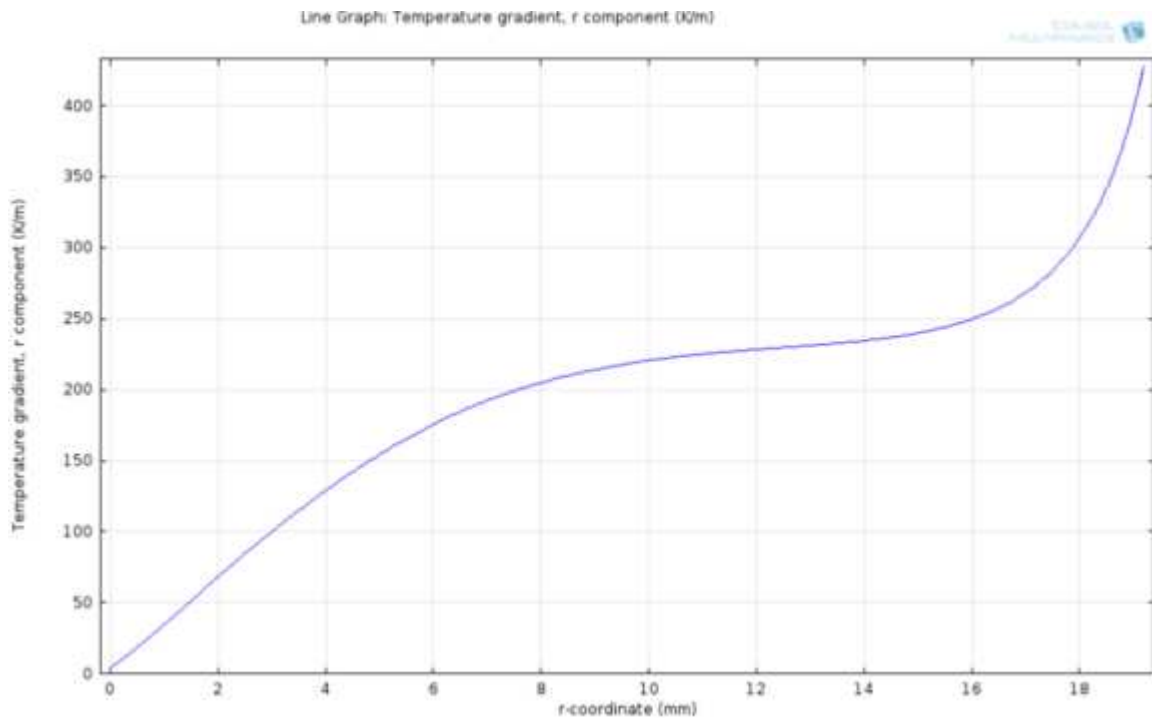
Come era già evidente dai risultati riportati nei paragrafi precedenti, la formula utilizzata per la determinazione di h nel modello bidimensionale piano sovrastima gli effetti termici della turbolenza rispetto al modello Low Reynolds  $k \epsilon$

Per ciò che riguarda i due modelli a viscosità turbolenta, nella seguente tabella è fatto il raffronto tra le conducibilità turbolente medie nella sezione di uscita:

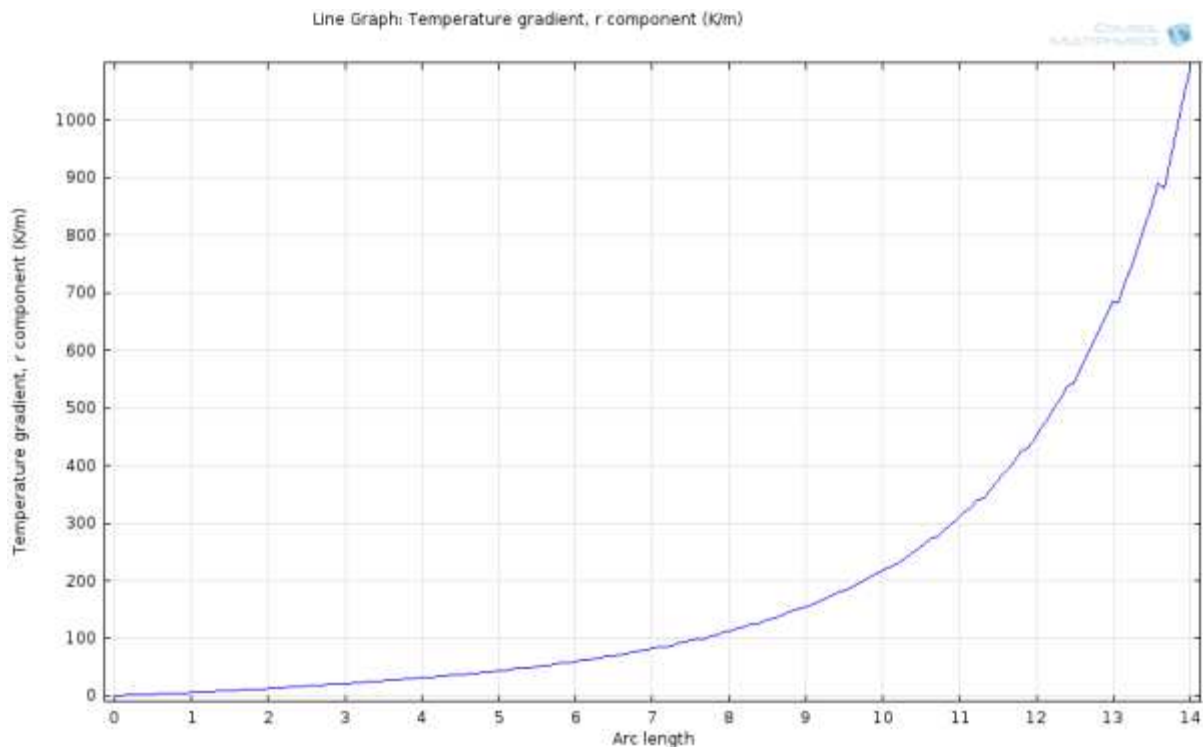
**Tabella 7 – Confronto tra le conducibilità termiche turbolente medie per  $T_{in}$  variabile e  $IT0=3\%$**

$T_f$ (°C)	$k_{t,m}$ (W/m²°C), modello Low Reynolds $k \epsilon$	$k_{t,m}$ (W/m²°C), modello k- $\epsilon$	Numero di Reynolds
100	15	71	4150
150	43	71	9323
200	51	71	16556
250	56	75	25846

Dalla tabella si deduce che mentre la conducibilità turbolenta predetta con il modello Low Reynolds  $k \epsilon$  cresce all'aumentare del numero di Reynolds, in accordo con il fenomeno fisico reale, la stessa grandezza calcolata con il modello  $k \epsilon$  risulta praticamente costante fino a un numero di Reynolds intorno a 16000. Dalla tabella si evince inoltre che a bassi numeri di Reynolds il modello  $k \epsilon$  indica una conducibilità turbolenta assai elevata rispetto al modello Low Reynolds  $k \epsilon$ , mentre all'aumentare della turbolenza i due valori tendono a coincidere. D'altra parte entrambi i modelli forniscono un valore di  $q'$  a 100°C praticamente coincidente e questo (tenuto conto che la conducibilità termica turbolenta predetta dal modello  $k \epsilon$  è più elevata rispetto al valore calcolato mediante il modello Low Reynolds  $k \epsilon$ ) significa che il campo termico e in particolare il gradiente di temperatura nel nocciolo turbolento deve essere diverso per i due modelli. Infatti ciò è riconoscibile immediatamente dai due grafici seguenti che mostrano il gradiente termico lungo il raggio da  $r=0$  a  $r=14$ mm.



**Figura 13: Gradiente termico nel nocciolo turbolento valutato mediante il modello  $k \epsilon$**



**Figura 14: Gradiente di temperatura nel nocciolo turbolento secondo il modello Low Reynolds  $k \epsilon$**

Dalle due precedenti figure si evince che il modello  $k \epsilon$ , il quale predice valori della conducibilità turbolenta doppi rispetto al modello Low Reynolds  $k \epsilon$ , è quello che indica un gradiente medio di temperatura nel nocciolo turbolento meno ripido rispetto all'altro modello in accordo con il fatto che essendo praticamente uguale il flusso termico lineare predetto dai due modelli, il modello cui compete la conducibilità turbolenta più bassa deve necessariamente predire un gradiente termico più elevato nel nocciolo turbolento. D'altra parte il numero di Reynolds relativo alla temperatura in ingresso di  $100^{\circ}\text{C}$  è intorno a 4000 e quindi in piena zona di transizione ed è quindi lecito pensare, in base alle considerazioni di cui sopra, che il

modello Low Reynolds  $k \epsilon$  (che resta valido anche per bassi valori della turbolenza) dia una descrizione del campo termo fluidodinamico nel ricevitore più vicina, in questa particolare condizione, alla situazione reale, mentre il modello  $k \epsilon$  nella stessa condizione tenda a sovrastimare l'intensità effettiva della turbolenza. Comunque, dato che il sistema è a flusso termico imposto alla parete, i due metodi pur partendo da condizioni termo-fuidodinamiche differenti forniscono una valutazione del flusso termico al fluido termovettore praticamente coincidenti. Questo per quanto riguarda numeri di Reynolds all'interno della zona di transizione; per Numeri di Reynolds superiori a 20000-25000 viceversa la differenza tra i valori della conducibilità turbolenta rilevata dai due metodi tende ad annullarsi. La tendenza dei due modelli di calcolo a coincidere all'aumentare del numero di Reynolds è evidente anche nel grafico seguente dove sono graficate le temperature medie della parete esterna del tubo in acciaio in funzione della temperatura di ingresso al ricevitore.

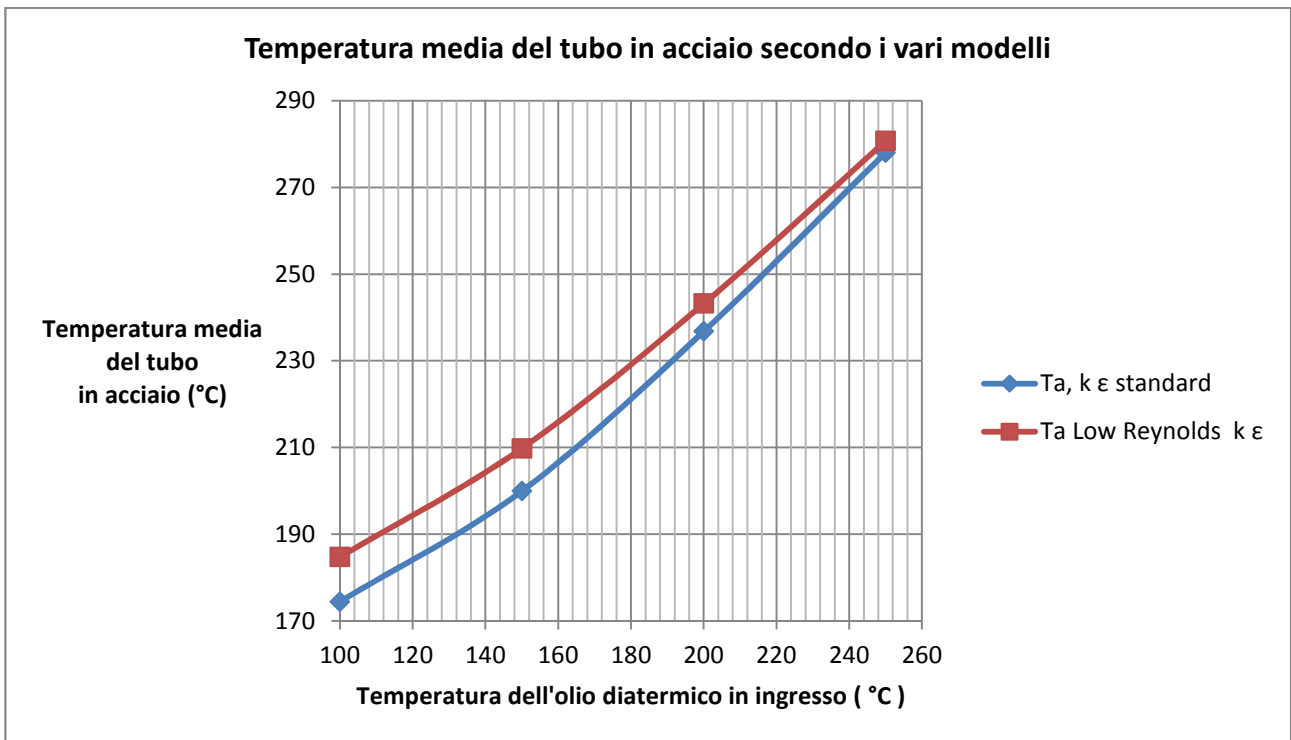


Figura 15: Temperatura media della superficie esterna del tubo in acciaio in funzione della temperatura in ingresso al ricevitore

Nelle figure seguenti si illustrano i risultati della simulazione nel caso di modello bidimensionale piano, relative alle distribuzioni delle temperature e delle velocità per una temperatura  $T_f$  del fluido di 250 °C. Esse integrano le analisi preliminari già svolte nella precedente annualità.

In particolare la figura seguente rappresenta il campo termico del tubo ricevitore, dove si nota che essendo il tubo illuminato solo nella sua parte inferiore, la relativa temperatura è notevolmente più alta della temperatura della parte superiore.



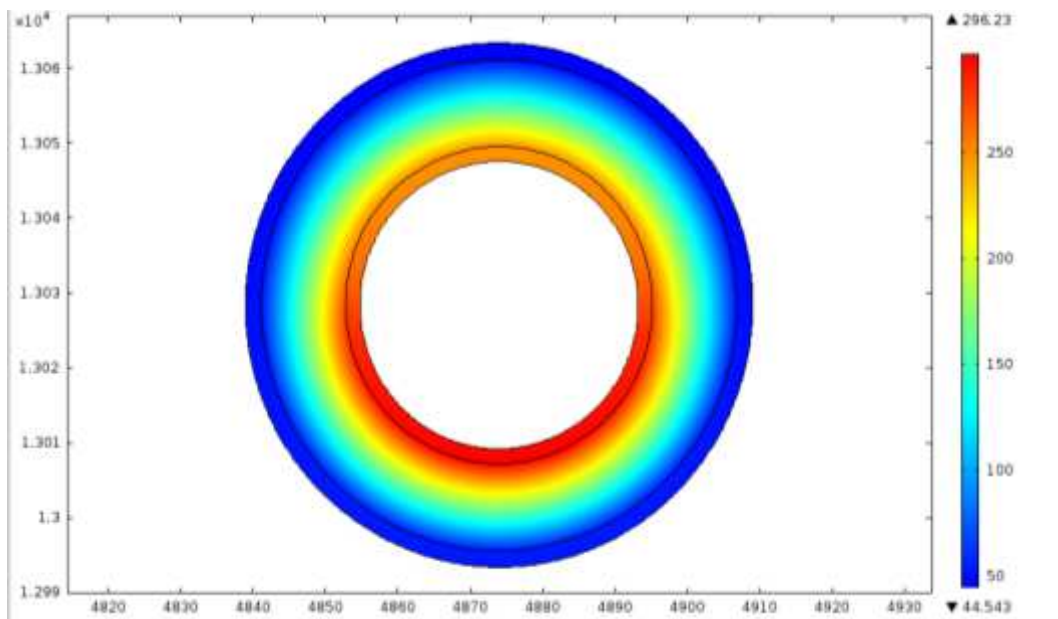


Figura 16: Mappa delle temperature del tubo ricevitore

Nella figura seguente è rappresentato il campo delle velocità nell'intercapedine d'aria tra tubo di vetro e tubo di acciaio, in cui si nota la distribuzione pressoché simmetrica dei moduli della velocità e una velocità massima intorno a  $0.24 \text{ m/s}$  compatibile con un moto laminare.

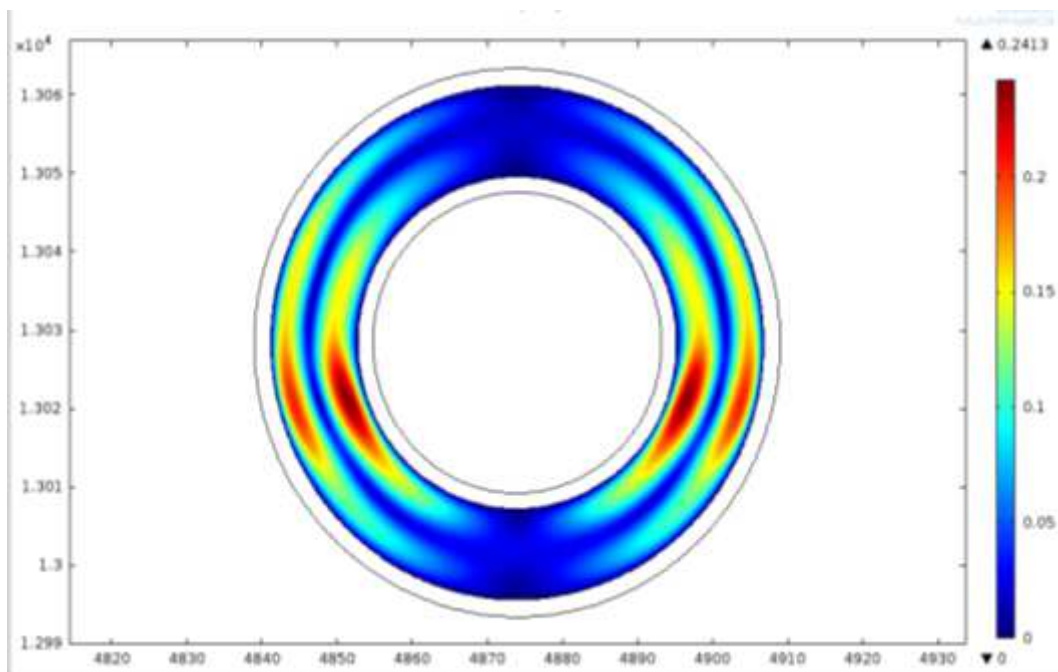


Figura 17: Mappa delle velocità dell'aria nella intercapedine

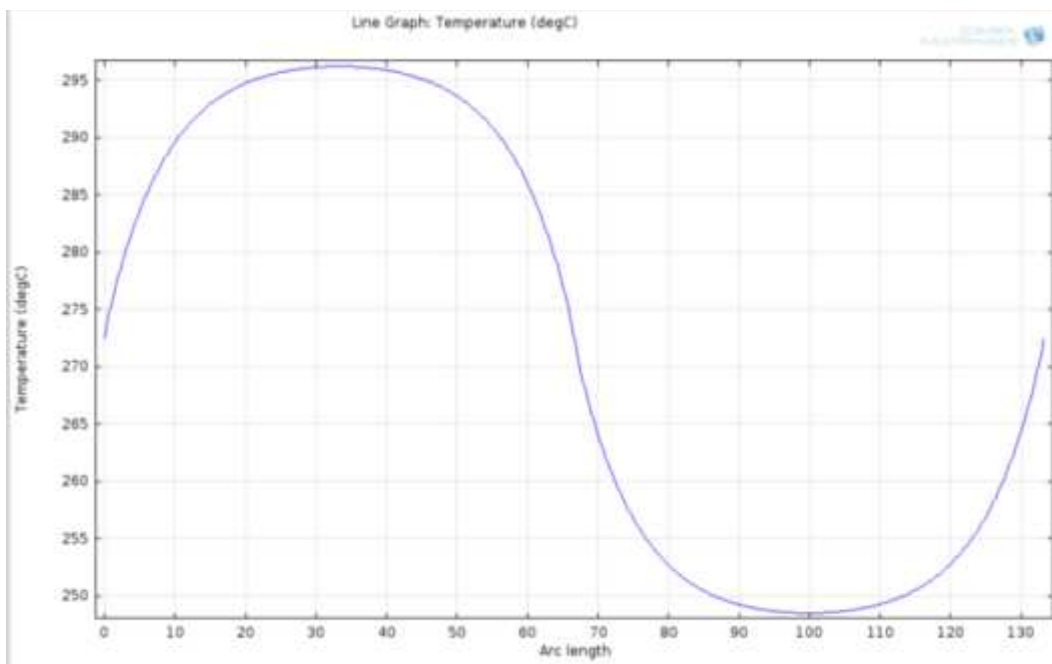


Figura 18: Grafico dell'andamento della temperatura dell'assorbitore

Nella figura 8 è riportato il grafico della temperatura superficiale dell'assorbitore dove si nota ancor più chiaramente l'asimmetria tra parte superiore e parte inferiore del tubo.

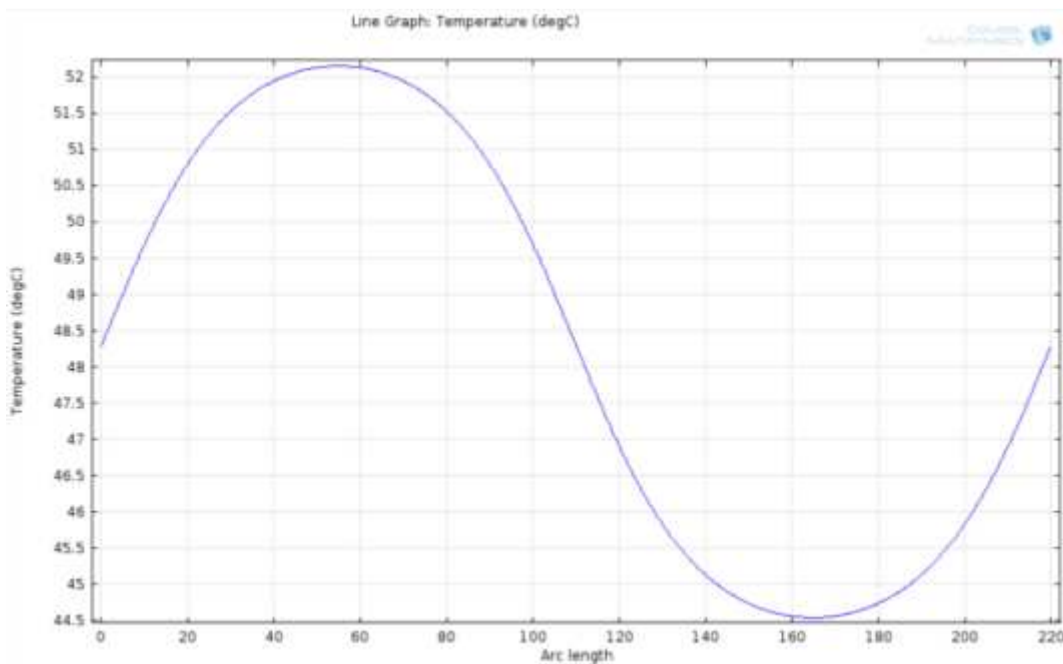
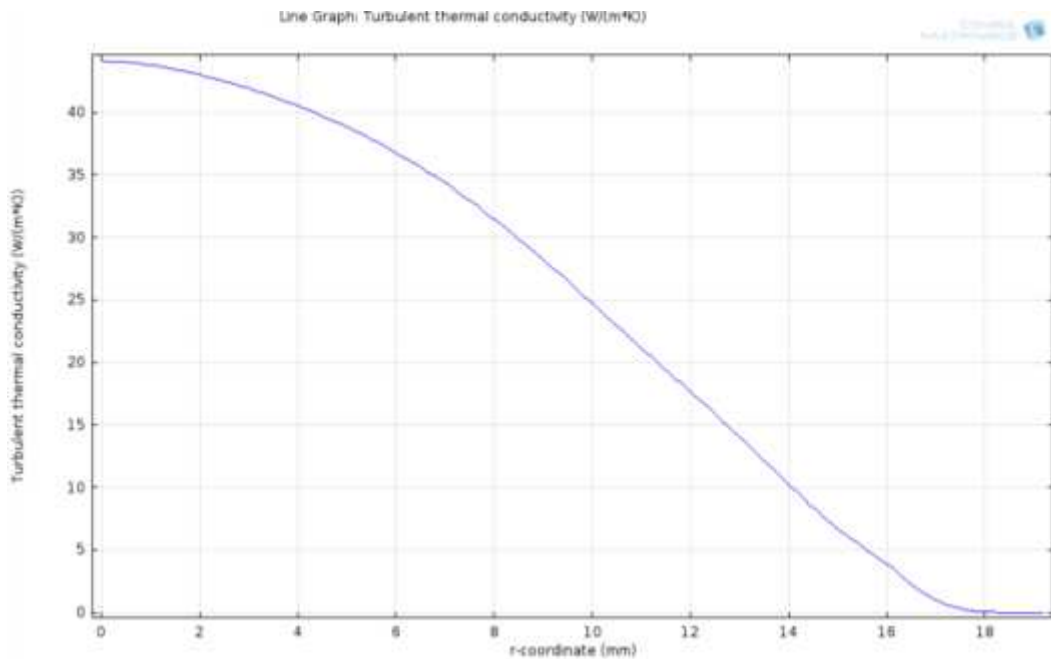


Figura 19: Grafico dell'andamento di temperatura della parte esterna del tubo in vetro

Nella figura 9 è riportato l'andamento della temperatura sulla faccia esterna del tubo in vetro dove si ricava una variazione compresa tra 44.5 e 53 °C. La relativamente elevata temperatura del vetro si giustifica tenendo conto che non essendo stato effettuato il vuoto nell'intercapedine al flusso termico radiativo tra assorbitore e vetro si aggiunge il flusso termico conduttivo e convettivo dell'aria .

Passando ora al caso del modello assial-simmetrico e riferendoci ai risultati del modello Low Reynolds  $k \epsilon$ , relativi a una temperatura di ingresso dell'olio diatermico di 100 °C e al calcolo con intensità all'ingresso

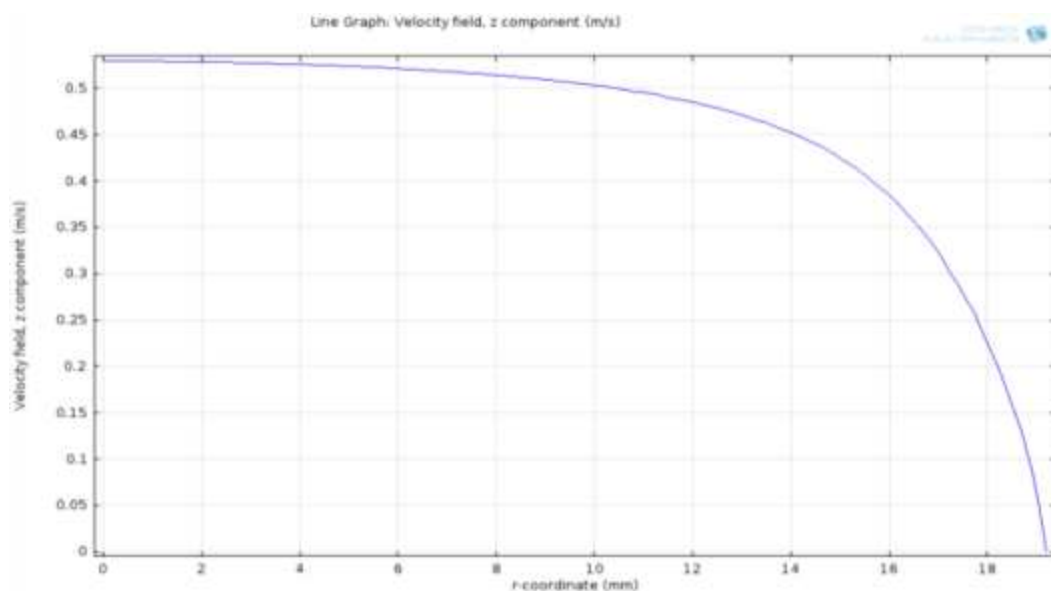
della turbolenza del 3%, nella figura seguente è rappresentata la conducibilità termica turbolenta dell'olio diatermico nella sezione di uscita del tubo .



**Figura 20: Grafico dell'andamento della conducibilità termica turbolenta**

Da tale grafico si evince che la conducibilità termica turbolenta è nulla alla parete e massima sull'asse , dove raggiunge il valore di circa 45 W/m K (si tenga presente che la conducibilità laminare ha un valore intorno a soli 0.1 W/m K ).

Nella figura seguente è rappresentato l'andamento in funzione del raggio del tubo della velocità d'uscita in direzione dell'asse:



**Figura 21: Grafico dell'andamento della velocità dell'olio diatermico nella sezione di uscita**

Dalla figura si nota immediatamente l'appiattimento del grafico della velocità nelle vicinanze dell'asse di simmetria, tipica del moto turbolento.

Nella figura seguente è riportato l'andamento della temperatura dell'olio diatermico lungo il raggio sempre nella sezione di uscita.

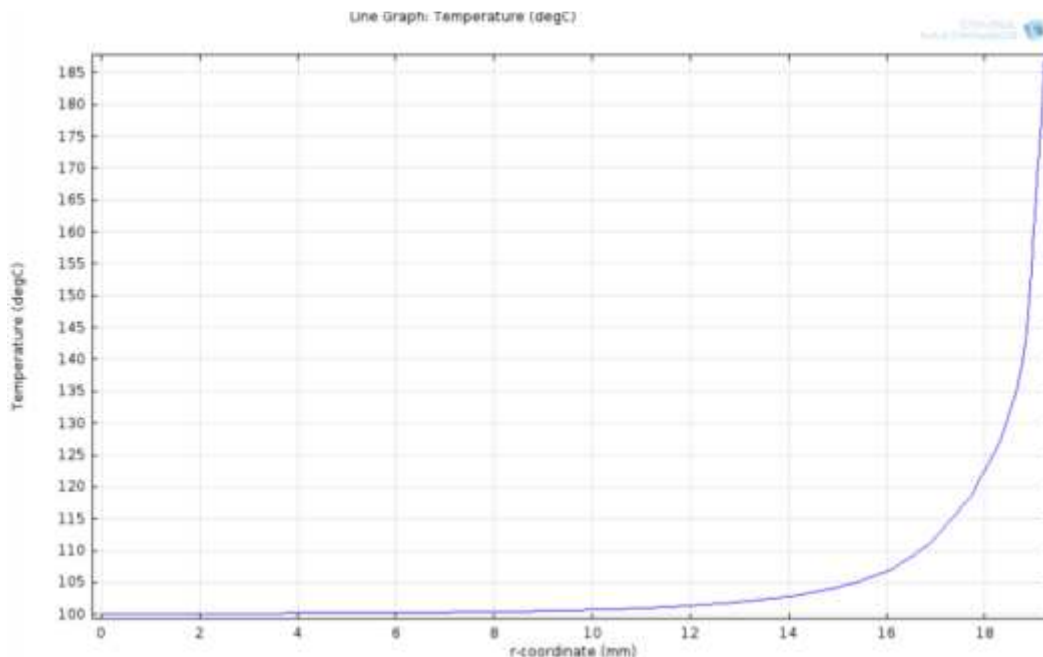


Figura 22: Grafico dell'andamento della temperatura dell'olio diatermico a 100 °C

Dalla figura si nota l'appiattimento delle temperature nel nocciolo turbolento e il forte gradiente di temperatura, pressoché lineare, nello strato laminare a ridosso della parete dovuto alla bassa conducibilità molecolare dell'olio diatermico (circa  $0.1 \text{ W/m K}$ ) e al basso numero di Reynolds (intorno a 4000). E' utile confrontare tale grafico, che si riferisce al caso di moto nella zona di transizione, essendo il numero di Reynolds a 100 °C intorno a 4000, con la distribuzione di temperatura lungo il raggio a 250 °C, cui corrisponde un numero di Reynolds intorno a 25000, indice di moto turbolento completamente sviluppato. Il grafico della distribuzione di temperatura a 250°C è il seguente.

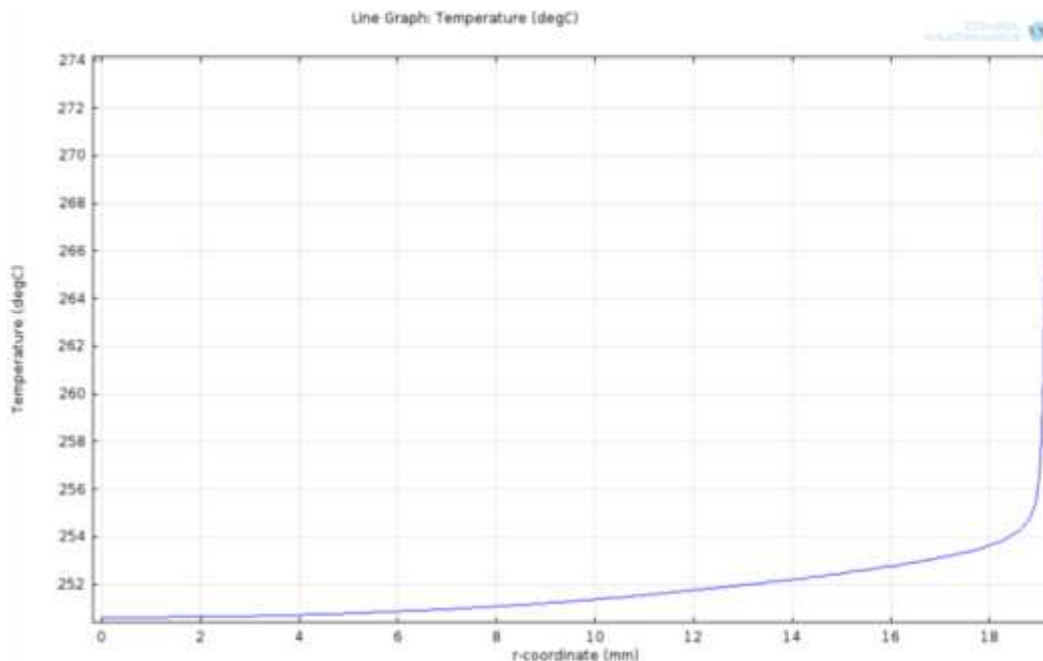
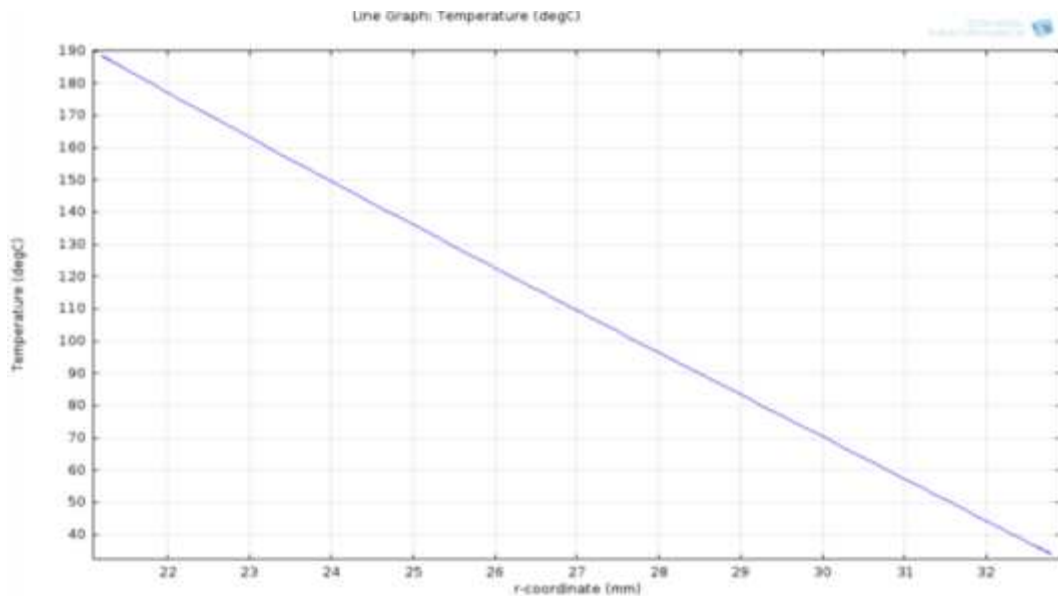


Figura 23: Grafico dell'andamento della temperatura dell'olio diatermico a 250 °C nella sezione d'uscita

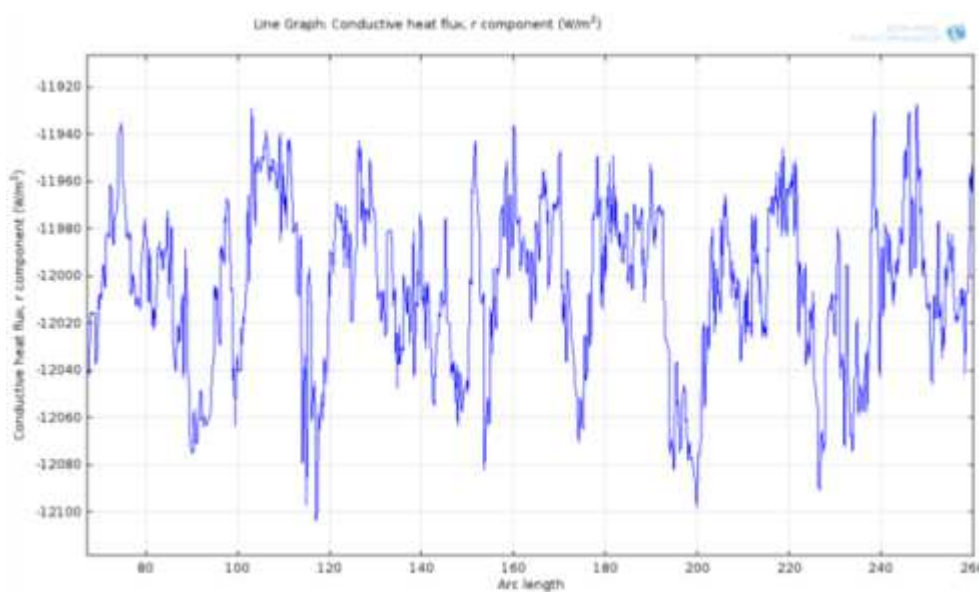
Dal grafico si nota come la differenza di temperatura tra parete e asse del tubo sia pari a circa  $22^{\circ}\text{C}$ , contro i quasi  $100^{\circ}\text{C}$  a  $100^{\circ}\text{C}$ , indice questo del fatto che all'aumentare dell'intensità della turbolenza il gradiente termico nello strato laminare a ridosso della parete si riduce drasticamente. Infine nel grafico seguente si riporta sempre per una temperatura di  $100^{\circ}\text{C}$  il campo termico nell'intercapedine.



**Figura 24: Grafico dell'andamento della temperatura dell'aria nell'intercapedine**

Nell'intercapedine l'aria è pressoché stagnante e ciò, insieme alla bassa conducibilità termica molecolare dell'aria, si riflette nell'elevato gradiente termico lungo il raggio. Si tenga conto che la temperatura sulla faccia interna del vetro rilevabile dal grafico è intorno ai  $32^{\circ}\text{C}$  a fronte di una temperatura ambiente di  $20^{\circ}\text{C}$ .

Infine per quanto riguarda il flusso termico tra parete interna del tubo in acciaio e olio diatermico, di seguito è riportato il grafico l'ungo l'asse z del tubo di tale grandezza per una temperatura di ingresso di  $250^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 25: Andamento del flusso termico specifico ( W/m2 ): tra acciaio e olio**

Il grafico è riferito a una porzione centrale del tubo e da esso sono visibili le forti irregolarità del flusso termico tipiche del moto turbolento.

Nei due grafici seguenti è data la mappa termica della sezione di uscita per temperature di ingresso rispettivamente di 100 e 250 °C.

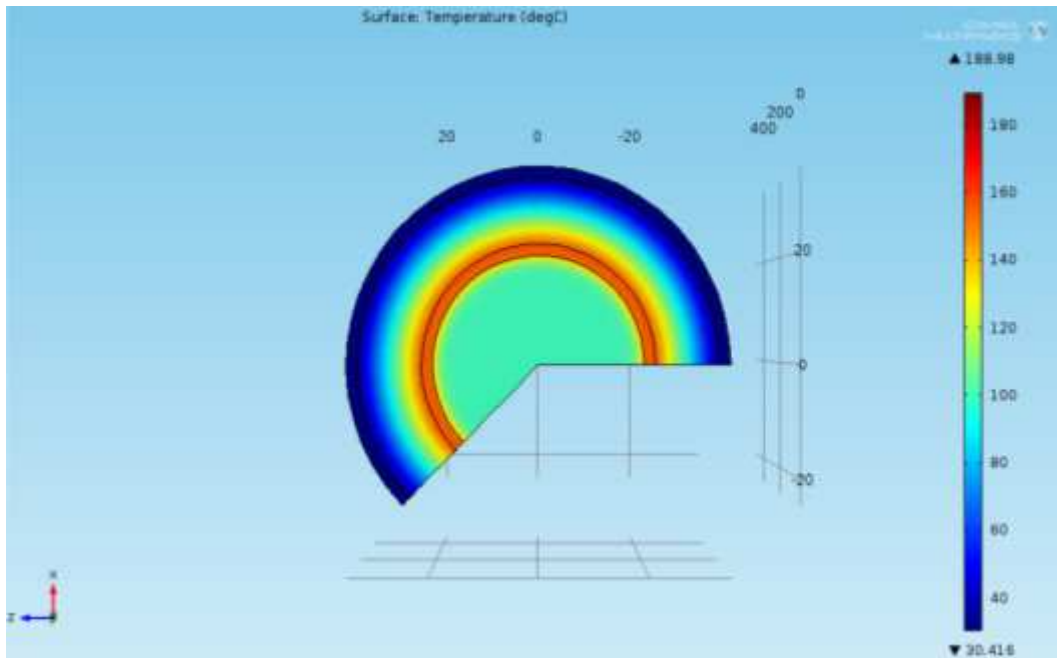


Figura 26: Campo termico della sezione di uscita del tubo (simulazione assial-simmetrica con temperatura del fluido in ingresso a 100°C)

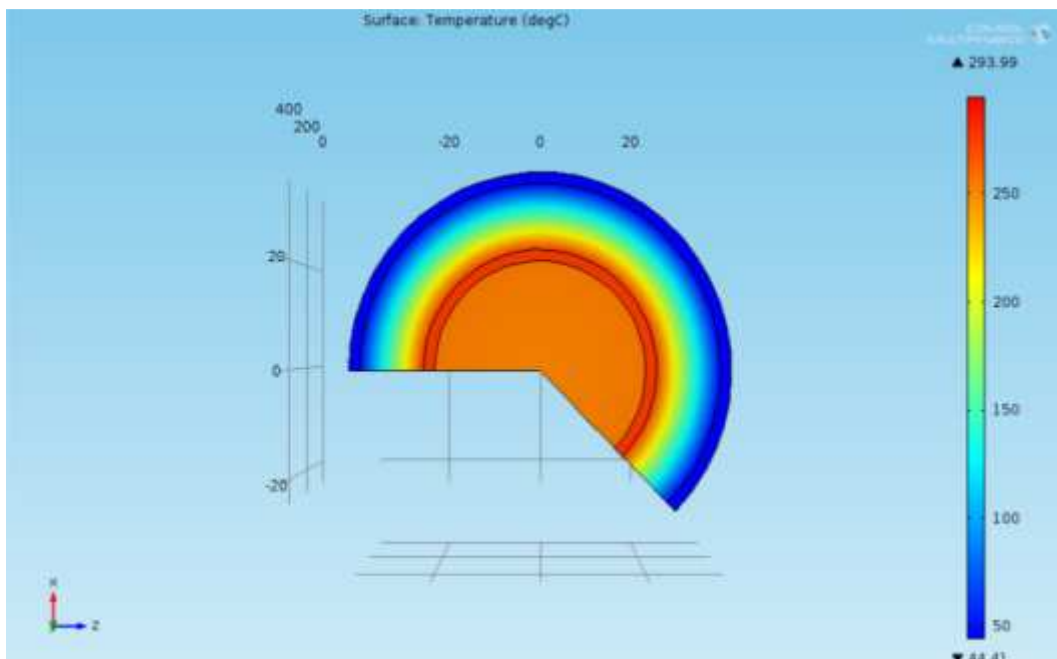


Figura 27: Campo termico della sezione di uscita del tubo (simulazione assial-simmetrica con temperatura del fluido in ingresso a 250°C)

Dalle figure si nota che passando da 100 a 250 °C il salto termico massimo tra olio e tubo in acciaio si riduce drasticamente mentre la temperatura esterna del tubo in vetro differisce all'incirca di soli 14 °C.

La figura seguente riporta invece la distribuzione delle velocità nei vari domini dove, ancora una volta, si nota l'appiattimento in prossimità dell'asse.

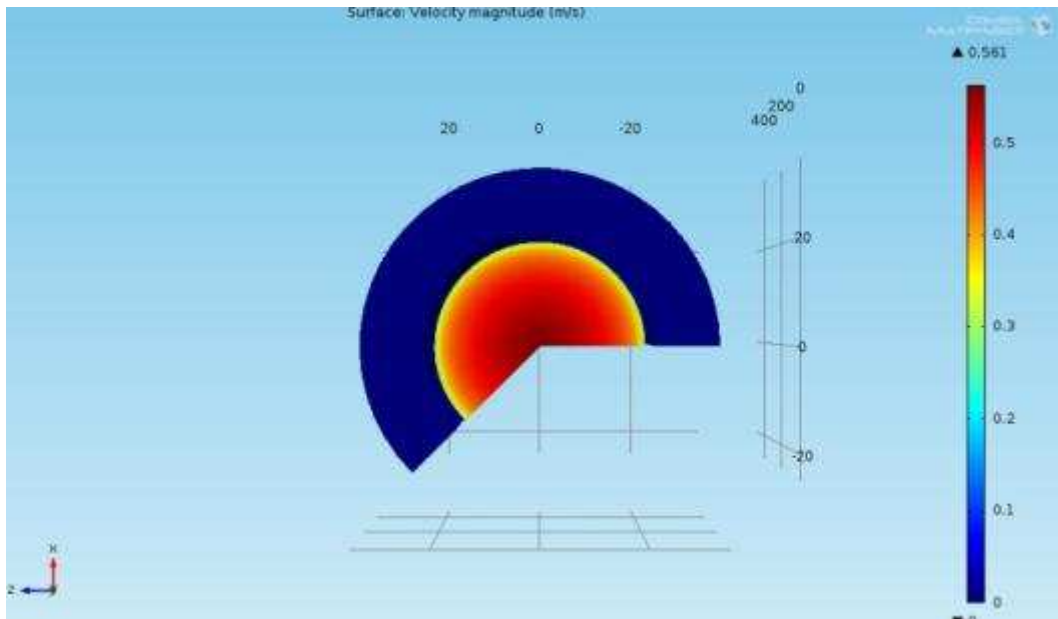


Figura 28: Campo delle velocità dell'olio nella sezione di uscita del tubo (simulazione assial-simmetrica)

#### 2.1.4 Attività sperimentali

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

Le foto seguenti illustrano il setup sperimentale allestito nel corso della presente annualità dell'accordo di programma, che ha permesso di analizzare e mettere a punto le metodiche di stima delle performance energetiche di un collettore a concentrazione mediante l'utilizzo di software per l'analisi ottica e termofluidodinamica.



Figura 29: Foto del collettore parabolico lineare in fase di sperimentazione

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

2.1.4.2 Condizioni di test

La tabella seguente riassume le condizioni medie di test registrate durante le prove in campo effettuate sul concentratore oggetto delle analisi teorico-sperimentali.

**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>DNI media</b>	910 W/m <sup>2</sup>
<b>Temperatura ambiente media</b>	22.9 °C

2.1.4.3 Risultati sperimentali e confronto con le previsioni modellistiche

In questo paragrafo verranno riassunti e commentati i risultati delle simulazioni e dell’attività sperimentale. Per quanto riguarda i primi verranno esaminati solamente i dati relativi a simulazioni con temperatura in ingresso variabile lungo il raggio, in quanto sono quelli più aderenti al fenomeno reale e comunque la differenza tra essi e i risultati con temperatura uniforme in ingresso sono solo dell’ordine di un punto percentuale.

Di seguito vengono riportati la tabella e il relativo grafico che riportano i valori di  $q'(T_f)$  determinati con i modelli teorici e con l’analisi sperimentale .

**Tabella 9 –  $q'( T_f ) [ W/m ]$  secondo i vari modelli**

$T_f ( °C )$	Bidim. piano $q'(T_f)$	Ass. simm. $k-\epsilon, q'(T_f)$	Ass. simm. Low Reynolds $k-\epsilon, q'(T_f)$	$q'(T_f)$ sperimentale
100	1632.63	1614.56	1603.68	1574.59
125	1624.89	1603.24	1593.29	1538.37
150	1613.15	1588.54	1580.27	1502.15
175	1597.40	1570.47	1564.63	1465.94
200	1577.66	1549.02	1546.36	1429.72
225	1553.92	1524.20	1525.47	1393.50
250	1526.18	1496.00	1501.95	1357.29



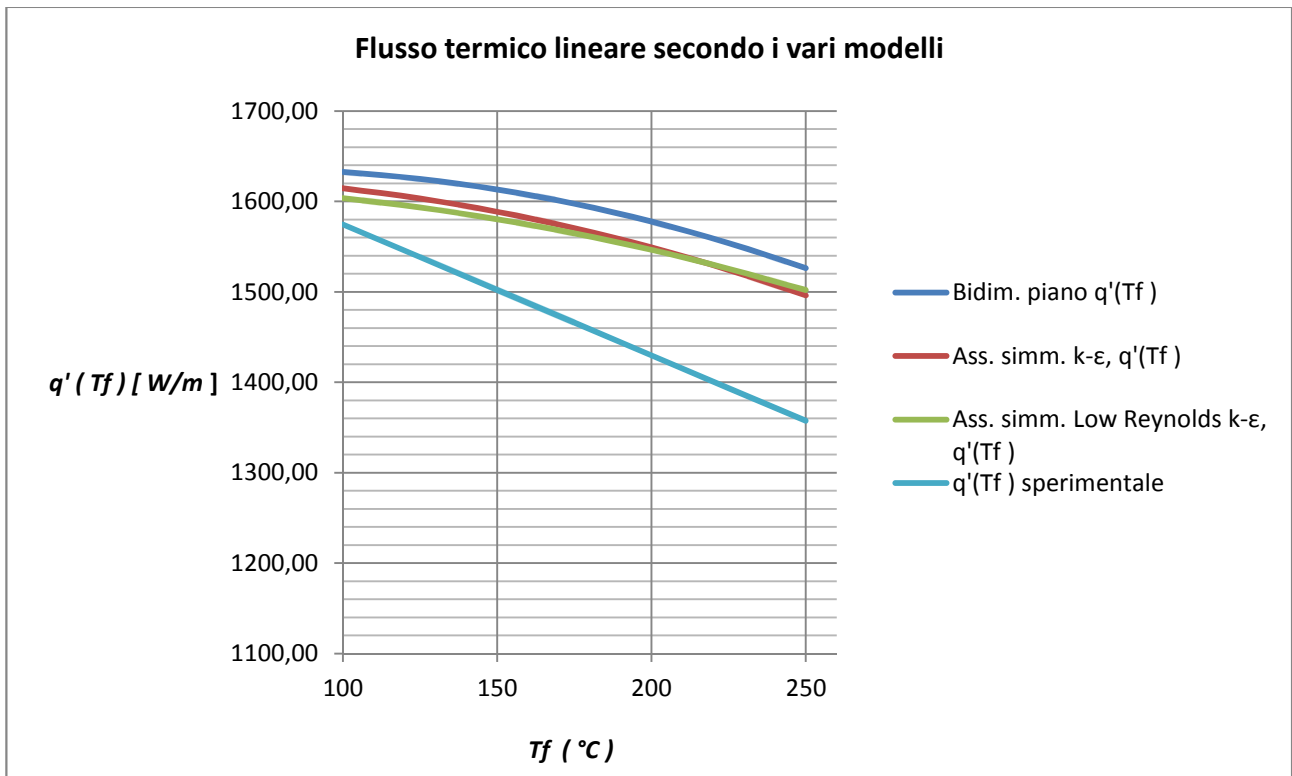


Figura 30:  $q'(T_f)$  [W/m] secondo i vari modelli

I calcoli con il metodo agli elementi finiti hanno le caratteristiche riassunte nella tabella seguente.

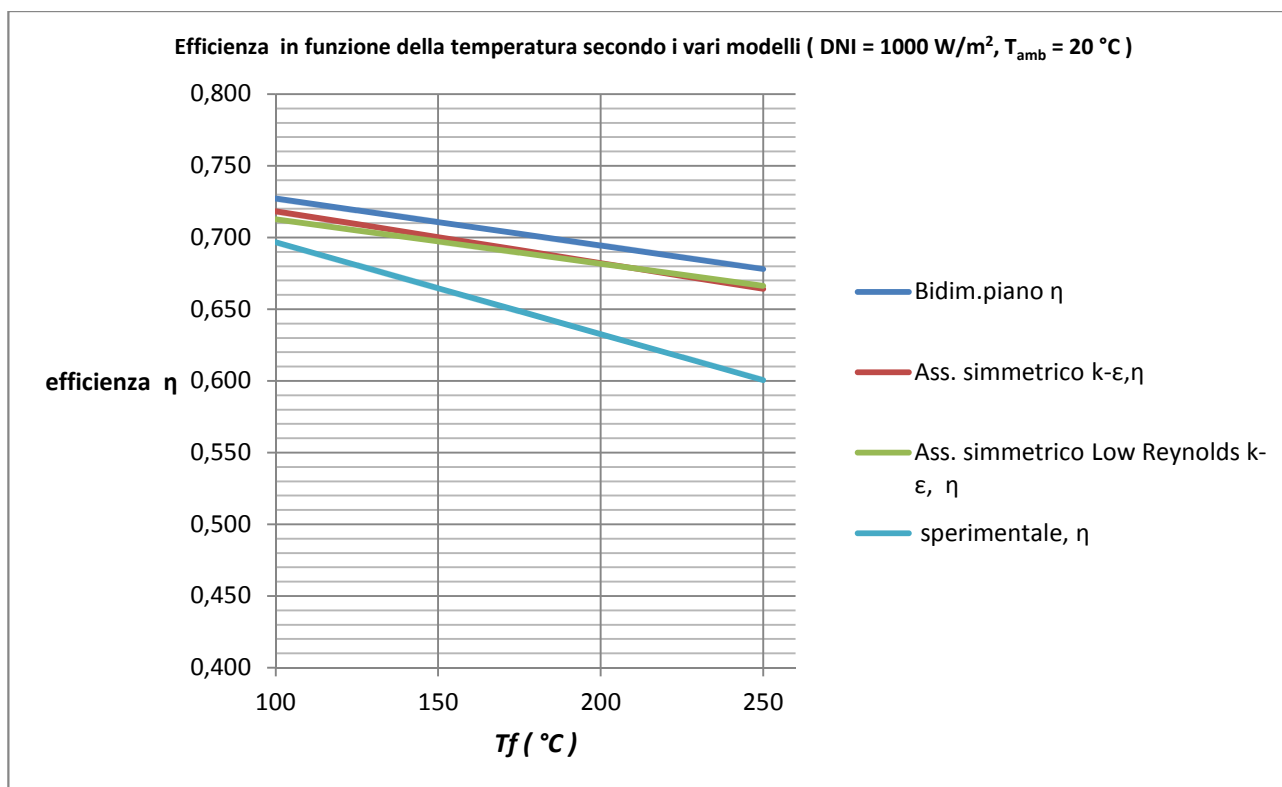
**Tabella 10 – Caratteristiche dei metodi utilizzati**

Modello	Gradi di libertà	Tempo di calcolo	Memoria utilizzata
Low Reynolds $k \epsilon$	625000	Circa 120 minuti	15 GB
$k \epsilon$	785000	Circa 90 minuti	15 GB
Bidimensionale - piano	100000	3 minuti	3 GB

La mesh relativa ai due modelli di turbolenza è la stessa; gli elementi hanno una dimensione caratteristica massima di 0.6 mm e una dimensione caratteristica minima di 0.012 mm ( il raggio del tubo è di 19.2 mm) con forte infittimento in prossimità della parete interna del tubo . Salta subito agli occhi l'enorme divario in termini di risorse di calcolo necessarie tra il modello bidimensionale piano e i due modelli di turbolenza. Questi ultimi forniscono risultati praticamente coincidenti con uno scarto massimo intorno a 11 W/m . Lo scarto massimo tra essi e il modello bidimensionale piano è intorno a 30 W/m. Ne consegue che il modello bidimensionale piano sovrastima leggermente i dati rispetto ai due modelli a viscosità turbolenta. Confrontando i modelli a viscosità turbolenta si nota che il modello Low Reynolds  $k \epsilon$  fornisce stime leggermente inferiori a l modello  $k \epsilon$  per tutte le temperature tranne per quella di 250 °C. Per quanto riguarda il raffronto tra efficienza determinata sperimentalmente e quella dedotta dai modelli teorici, i risultati sono riportati nella tabella e nel grafico seguenti.

**Tabella 11 – Efficienza  $\eta$  secondo i vari modelli per DNI pari a  $1000 \text{ W/m}^2$  e  $T_{\text{amb}}=20 \text{ }^\circ\text{C}$**

$T_f( \text{ }^\circ\text{C} )$	<i>Bidim.piano <math>\eta</math></i>	<i>Ass. simmetrico <math>k-\epsilon,\eta</math></i>	<i>Ass. simmetrico Low Reynolds <math>k-\epsilon, \eta</math></i>	<i>sperimentale, <math>\eta</math></i>
100	0.727	0.718	0.713	0.697
125	0.719	0.709	0.705	0.681
150	0.711	0.700	0.697	0.665
175	0.703	0.691	0.690	0.649
200	0.694	0.682	0.682	0.633
225	0.686	0.673	0.674	0.617
250	0.678	0.664	0.666	0.601



**Figura 31: Efficienza  $\eta$  secondo i vari modelli, con DNI= $1000 \text{ W/m}^2$  e  $T_{\text{amb}}=20 \text{ }^\circ\text{C}$**

I valori tabellati di efficienza sono stati ottenuti dalle rispettive espressioni analitiche considerando un flusso radiante normale al piano di apertura di  $1000 \text{ W/m}^2$  e una temperatura ambiente di  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Si sono inoltre riportati nella seguente tabella i valori di  $\eta_0$  e  $a_1$  ottenuti dai vari metodi.

**Tabella 12 – Valori di  $\eta_0$  e  $a_1$  secondo i vari metodi**

	<i>Bid. piano</i>	<i><math>k \epsilon</math></i>	<i>Low Reynolds <math>k \epsilon</math></i>	<i>sperimentale</i>
$\eta_0$	0.7534	0.7473	0.7374	0.748
$a_1$	0.3277	0.3613	0.3090	0.641

Tra i modelli teorici la stima di  $\eta_0$  più vicina alla determinazione sperimentale è quella del modello  $k \epsilon$ . Comunque gli altri due modelli forniscono valori di  $\eta_0$  assai vicini tra loro e al modello sperimentale. Tutti e tre i modelli forniscono valori di  $a_1$  variabili di poco (da un valore minimo di 0.3090 a un valore massimo di 0.3613) fortemente discordanti con il dato sperimentale che indica un valore di  $a_1$  all'incirca doppio

rispetto a quello predetto dai modelli. Le curve dei due modelli di turbolenza sono pressoché sovrapposte mentre la curva relativa al modello bidimensionale piano è traslata leggermente più in alto.

Per tutti e tre i modelli lo scarto tra rispetto ai dati sperimentali aumenta all'aumentare della temperatura. Facendo il raffronto tra dati sperimentali e dati forniti dai modelli a viscosità turbolenta, si trova uno scarto con i dati sperimentali di 30 W/m a 100 °C; lo scarto poi aumenta all'aumentare della temperatura fino al valore di 139W/m che percentualmente è intorno al 10 %.

La risposta al perché di tali discrepanze rilevate tra previsioni teoriche e dati sperimentali non è agevole. Un motivo potrebbe risiedere nel fatto che in mancanza di dati specifici per l'emissività del tubo, nei calcoli si è utilizzato il valore medio tra 100 e 250 °C dichiarato dal costruttore e pari a 0.15. Tenuto conto che il tubo è a contatto con aria non si può escludere che la vernice selettiva si possa essere parzialmente ossidata e che quindi il valore di emissività effettiva sia notevolmente superiore a quello utilizzato nei calcoli; cosa che ovviamente comporta un aumento delle perdite e contemporaneamente una diminuzione di  $q'(T_f)$ , sempre più accentuata al crescere della temperatura.

In relazione a questo aspetto, attualmente sono in corso determinazioni sperimentali dell'emissività per la verifica di tale ipotesi. Di seguito si riportano le foto di alcuni campioni del tubo ricevitore da utilizzarsi per la caratterizzazione sperimentale della emissività emisferica in funzione della temperatura. Tali analisi saranno condotte sia su campioni con coating superficiale appena depositato (assenza di fenomeni di invecchiamento e/o ossidazione dovuti al contatto prolungato con gli agenti atmosferici) sia su campioni relativi ad un tubo ricevitore trattato con la stessa vernice selettiva e sottoposto a numerosi cicli di prova in conseguenza dei quali il coating superficiale è potenzialmente soggetto a variazioni delle proprietà ottiche tra cui l'emissività.



**Figura 32: Foto dei campioni di tubo ricevitore da sottoporre ad analisi delle caratteristiche ottiche**

Ciò premesso, facendo riferimento alle simulazioni si riconosce che in effetti l'unico parametro utilizzato, non noto con certezza, è proprio l'emissività del tubo in acciaio. Facendo l'ipotesi che essa sia funzione lineare della temperatura di parete con un valore intorno a 0.25 per una temperatura superficiale intorno a 190 °C e con un valore intorno a 0.45 per  $T_p = 280$  °C, le simulazioni effettuate hanno portato ai risultati riassunti nella tabella seguente.

**Tabella 13 – Risultati del calcolo con emissività variabile**

$T ( ^\circ C )$	$q'_{\text{calcolato}} ( W/m )$	$q'_{\text{misurato}} ( W/m )$	scarto (%)
100	1578.78	1574.59	0.27
125	1561.06	1538.37	1.48
150	1534.97	1502.15	2.18
175	1500.50	1465.94	2.36
200	1457.66	1429.72	1.95
225	1406.44	1393.50	0.93
250	1346.85	1357.29	-0.77

Dalla tabella si nota un accordo eccellente alle temperature estreme e meno accurato alle temperature intermedie. Comunque lo scarto massimo tra calcoli e misure è intorno al 2% contro il 10% rilevato nelle simulazioni con epsilon costante e pari a 0.15.

## 2.2 Sviluppo di metodiche di prova specifiche per concentratori a media temperatura e relativa sperimentazione in campo

I collettori a concentrazione a media temperatura del tipo parabolico-lineare o a specchi lineari di Fresnel possono essere testati, in vista della determinazione sperimentale della curva di efficienza, secondo i dettami della norma EN-12975. Sebbene le metodiche contenute nel suddetto standard non si adattino perfettamente alle particolari caratteristiche dei collettori a concentrazione, il predetto standard richiede condizioni stazionarie delle varie grandezze da cui la curva di efficienza dipende (temperatura, portata, radiazione solare diretta), per assicurare le quali è necessario disporre di un circuito termoidraulico progettato tra l'altro per garantire la stazionarietà della temperatura in ingresso e della portata per ciascun punto di misura attraverso l'apporto e la sottrazione controllata di energia termica al concentratore in prova. Data l'ampia gamma di tipologie e taglie impiantistiche esistenti, il ricorso a circuiti di prova su scala laboratorio limita l'attività di caratterizzazione a componenti di taglia medio-piccola (poche decine di kW corrispondenti a superfici di captazione dell'ordine di alcune decine di m<sup>2</sup>). D'altra parte però, le applicazioni civili ed industriali in cui tali concentratori sono utilizzati, richiedono taglie impiantistiche ben più grandi che utilizzano moduli, le cui dimensioni sono dell'ordine di alcune centinaia di m<sup>2</sup>, per i quali non si dispone di adatti circuiti di prova che peraltro dovrebbero essere caratterizzati da potenze in riscaldamento e raffreddamento molto elevate e quindi dai costi esorbitanti. L'unica via percorribile è quindi quella di effettuare in campo le misure delle diverse grandezze termo-fluidodinamiche e meteorologiche e da esse stimare i parametri della curva di efficienza caratteristici del concentratore in esame. D'altra parte il funzionamento in campo del concentratore da testare non è quasi mai in regime stazionario e ciò impone la necessità di definire una metodica di prova che permetta di determinare i parametri della curva di efficienza tenendo conto del fenomeno di accumulo di energia termica nel collettore da stimarsi necessariamente con un opportuno algoritmo di calcolo applicato alle misure effettuate in campo. Di seguito è riportato nelle sue linee generali l'approccio metodologico adottato per la determinazione in campo delle prestazioni energetiche di concentratori solari in condizioni operative di non stazionarietà.

### 2.2.1 Descrizione dei modelli sviluppati

In generale il bilancio termico in transitorio di un collettore può essere scritto come segue:

$$C_{\text{eff}} \frac{dT_{\text{m,eff}}}{dt} = -Q_u + Q_{\text{sol}}$$

dove il primo termine indica il termine di accumulo sempre presente in misura più o meno rilevante nel funzionamento reale. Tale termine, a dispetto dell'apparente semplicità dell'equazione introdotta, non è semplice da quantificarsi in quanto al fenomeno in transitorio partecipano masse diverse (olio, tubo in acciaio, vetro) con diverse costanti di tempo e andamenti diversi delle temperature per cui, per ridurre il tutto ad un'unica capacità effettiva ( $C_{eff}$ ) e ad un'unica temperatura media efficace ( $T_{m,eff}$ ) è necessario ricorrere ad una procedura di calcolo oltremodo complessa. Tale procedura richiede un'analisi basata su un modello multi-nodale del ricevitore in cui ad ogni nodo si applica l'equazione in transitorio di cui sopra. La capacità effettiva ( $C_{eff}$ ) viene quindi determinata ricavando da tale modello l'energia accumulata e la derivata della temperatura media riferita all'intero tubo ricevitore, noti i cui valori si applica il metodo dei minimi quadrati all'espressione riportata sotto:

$$Q_{acc} \sim C_{eff} \frac{dT_{m,eff}}{dt}$$

È opportuno evidenziare che la  $C_{eff}$  così calcolata è in generale diversa da quella ottenibile mediante le proprietà fisiche dei materiali che costituiscono il ricevitore.

Relativamente ai termini  $Q_u$  e  $Q_{sol}$  questi sono dati da:

$$Q_u = \Gamma C_p (T_u - T_i)$$

$$Q_{sol} = A G K_{IAM} \eta_0 - AU_c (T_{m,eff} - T_{amb})$$

dove il calore utile ( $Q_u$ ) è direttamente misurabile mentre non lo è l'apporto solare effettivo ( $Q_{sol}$ ) in quanto esso dipende sia dalla temperatura media efficace ( $T_{m,eff}$ ), che a sua volta dipende dal particolare transitorio in esame, sia dai valori di  $\eta_0$  e  $U_c$  a priori non noti ma che il metodo qui introdotto consente di stimare.

D'altra parte l'efficienza reale del collettore nel funzionamento in transitorio è data dal rapporto tra l'apporto solare  $Q_{sol}$  (non misurabile direttamente) e la radianza complessivamente incidente e quindi si ha:

$$\eta_{reale} = \frac{Q_{sol}}{AG} = \frac{Q_u + C_{eff} \frac{dT_{m,eff}}{dt}}{AG}$$

valore diverso da quello riferito al solo calore estratto dal fluido termo-vettore (unico valore misurabile), la cui espressione è data da:

$$\eta_{mis} = \frac{Q_u}{AG}$$

La differenza tra i due valori è data dal fatto che in transitorio il termine di accumulo:

$$Q_{acc} = C_{eff} \frac{dT_{m,eff}}{dt}$$

non è nullo, e può assumere valori anche considerevoli. Ne consegue che per valutare l'influenza degli effetti capacitivi sulla stima dell'efficienza termica di un collettore è necessario stimare  $Q_{acc}$ .

Allo scopo è stato realizzato un modello in transitorio semplificato del collettore che, suddividendo il tubo ricevitore in un numero di nodi molto elevato, permette di risolvere il sistema di equazioni differenziali per ciascun nodo, dati che siano l'andamento della temperatura e della portata in ingresso al primo nodo, nonché la radianza e la temperatura ambiente.

Il modello così costituito è stato utilizzato per due finalità:

1. determinare l'influenza degli effetti capacitivi sulla misura dell'efficienza istantanea in presenza di disturbi sulla stabilità dei parametri in ingresso (temperatura, portata, condizioni meteo) dovuti a fenomeni di varia natura quali ed esempio: variazioni del carico, fluttuazioni dei parametri di processo indotti dal sistema di controllo, variazioni delle condizioni climatiche, ecc.
2. valutare il termine capacitivo che occorre introdurre per correggere il dato misurato e ricondurlo a valori più prossimi al valore vero. Tale approccio ha consentito di definire una metodica di prova che consente di stimare i parametri della curva di efficienza in stato stazionario a partire da misure effettuate in condizioni forzatamente transitorie.

In entrambi i casi, il modello sviluppato fornisce in output l'andamento temporale delle temperature di ciascun nodo e ciò è sufficiente per determinare l'andamento nel tempo del termine  $Q_{acc}$  con buona accuratezza.

### 2.2.2 Stima degli effetti capacitivi in condizioni non perfettamente stazionarie

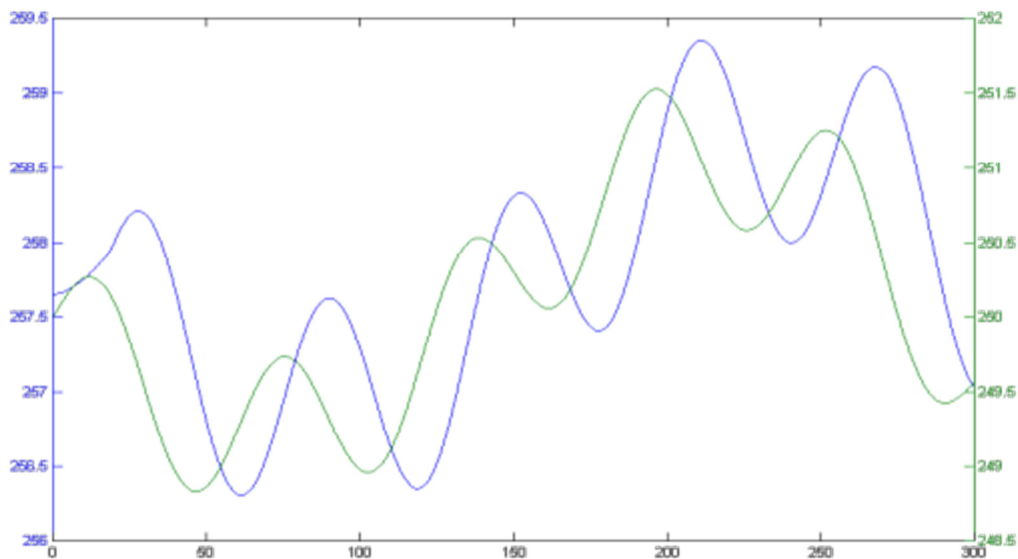
Allo scopo di determinare l'influenza degli effetti capacitivi in condizioni perturbate rispetto ad una condizione di equilibrio, si è determinata dapprima la condizione di equilibrio corrispondente a valori costanti di radianza, temperatura ambiente, portata e temperatura in ingresso. A partire da tale stato di equilibrio si sono considerate (per semplicità) delle perturbazioni periodiche composte da sinusoidi di diverso periodo e diversa ampiezza e si è effettuato il calcolo in tali condizioni simulando anche il processo di misura con un periodo di campionamento di 5 secondi. Da ulteriori approfondimenti, quanto pocanzi illustrato risulta applicabile anche a situazioni caratterizzate da perturbazioni di natura differente, rendendo la metodica applicabile a svariate situazioni operative.

Ciò premesso, relativamente al caso studio considerato, di seguito sono riportate le relative condizioni al contorno utilizzate per il calcolo:

1. DNI:  $1000 \text{ W/m}^2$  con variazioni sinusoidali di ampiezza pari a  $50 \text{ W/m}^2$  e periodo di un minuto
2. Portata:  $0.441 \text{ kg/s}$  con variazioni sinusoidali di ampiezza pari all'1% del valore medio e periodo di un minuto
3. Temperatura ambiente: costante a  $20^\circ\text{C}$
4. Temperatura in ingresso:  $250^\circ\text{C}$  con perturbazione composta da sinusoidi di diverso periodo (1,5,15,30 min) e diversa ampiezza (rispettivamente 0.5, 1, 1.5 e  $2^\circ\text{C}$ )
5. Intervallo di misura su cui viene effettuata la media: 5 min

Il modello messo a punto è stato applicato allo stesso collettore parabolico lineare oggetto delle analisi teorico-sperimentali illustrate nel capitolo precedente.

La figura seguente riportata gli andamenti della temperatura di uscita  $T_u$  e di ingresso  $T_i$ . Da essa si nota immediatamente lo sfasamento delle due grandezze che producono fluttuazioni della  $Q$  utile misurata.



**Figura 33: Temperatura di uscita (blu) e di ingresso (verde) in funzione del tempo in secondi**

Dalle argomentazioni precedenti risulta che per una stima corretta dell'efficienza in condizioni non stazionarie è indispensabile una valutazione accurata del termine di accumulo. Di per sé una stima diretta ma approssimata di tale parametro sarebbe in linea di principio possibile utilizzando le temperature misurate all'ingresso e all'uscita, ricavando da esse la derivata della temperatura media e moltiplicando il risultato ottenuto per la capacità termica complessiva del ricevitore valutata in base ai valori delle densità e dei calori specifici dei materiali.

Tale procedimento presenta due grossi inconvenienti:

- La misura diretta della derivata di segnali affetti da rumore, sempre presente nella realtà, è fortemente aleatoria.
- Il termine di accumulo stimato attraverso la derivata della temperatura media e la capacità termica dei materiali può assumere valori notevolmente diversi da quello desumibile da un modello molto più aderente alla realtà quale quello a multi-nodi, per cui risulta comunque necessario, per avere dati attendibili, effettuare un'analisi a più nodi per determinare la capacità termica "efficace" da moltiplicare per la derivata della temperatura media in modo che tale espressione rappresenti con sufficiente accuratezza il fenomeno fisico reale. D'altra parte risulta che la capacità termica "efficace" così definita non è un parametro fisso del sistema in esame ma assume valori assai diversi a seconda del tipo di transitorio analizzato.

In base a tali considerazioni si comprende che una stima accurata del termine capacitivo può essere ottenuta solo attraverso un modello multi-nodale del ricevitore in quanto la sua stima diretta attraverso le temperature di ingresso e di uscita e le capacità termiche dei materiali risulta, per i motivi sopra esposti, non sufficientemente accurata.

Per una illustrazione di dettaglio di quanto affermato, per il caso di studio considerato, si riporta innanzitutto l'andamento della derivata della temperatura media ottenuta dal modello multi-nodale sviluppato.

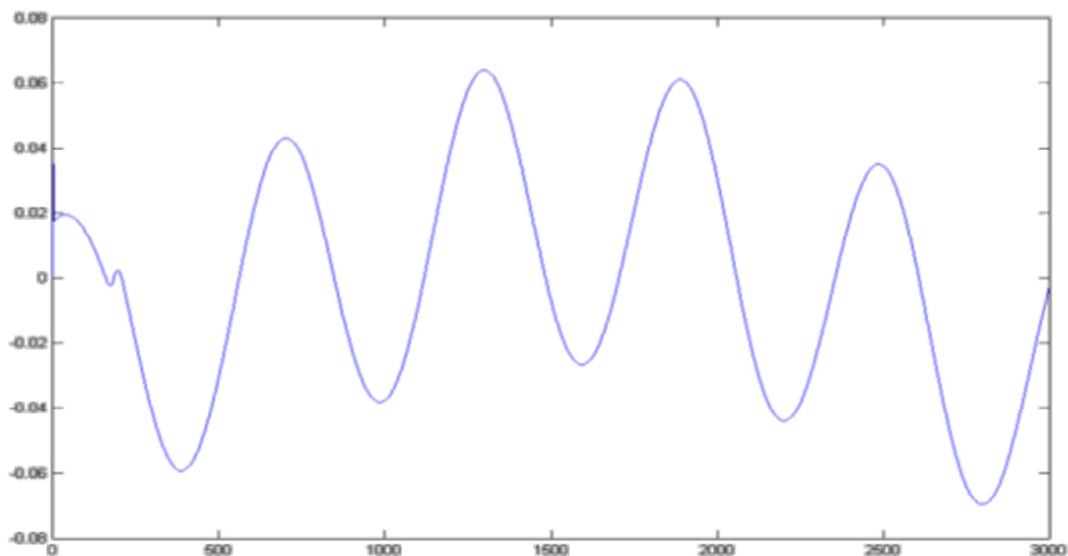


Figura 34: Andamento nel tempo di  $dT_m/dt$

Come già anticipato nel paragrafo precedente, per passare dal modello a multi-nodi al modello a singolo nodo, con il primo si è calcolato il  $Q_{accumulo}$  e la derivata della temperatura media aritmetica tra ingresso e uscita  $dT_m/dt$ , e imponendo la condizione:

$$Q_{accumulo} \approx C_{eff} \frac{dT_m}{dt}$$

Con il metodo dei minimi quadrati si è trovata la  $C_{eff}$  che per il particolare transitorio in esame è risultata all'incirca del 21% più elevata rispetto a quella calcolabile per unico nodo in base alla densità e al calore specifico dell'olio diatermico e del tubo in acciaio ( $C_m$ ).

La figura seguente riporta sia l'andamento di  $Q_{accumulo}$  stimata dal modello multi-nodale sia quello ottenuto dal prodotto  $C_{eff} \frac{dT_m}{dt}$ . Dal grafico si nota che sostituendo al termine di accumulo il valore approssimato, l'errore commesso risulta comunque molto piccolo, rispetto a quello che si ha utilizzando nei calcoli la  $C_m$ .



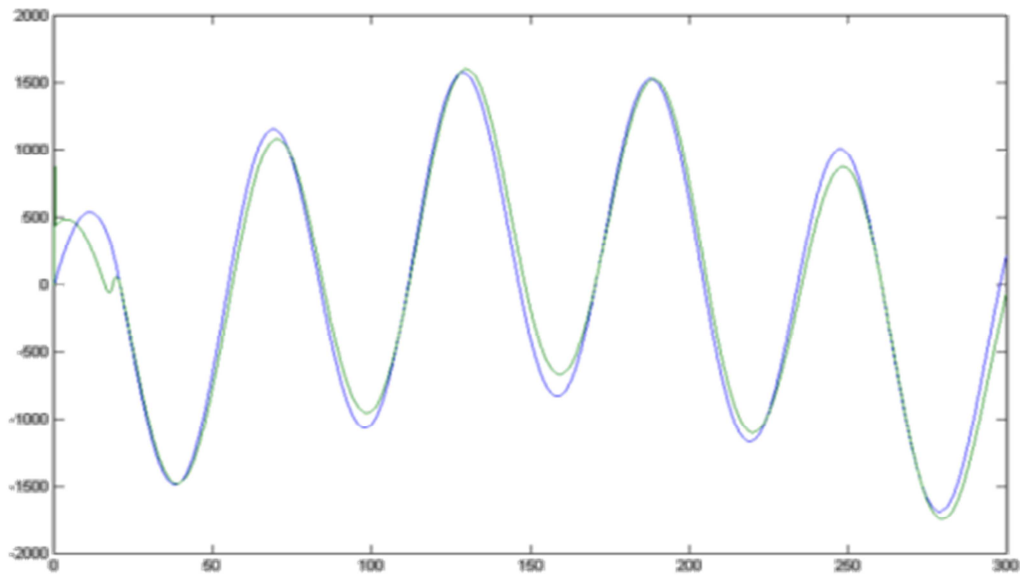


Figura 35: Andamento nel tempo di  $Q_{accumulo}$  e  $C_{eff} \cdot dT_m/dt$

Passando ai valori stimati dell'efficienza istantanea, il grafico seguente mette a confronto l'efficienza valutata tenendo conto dell'effetto capacitivo, e quella ottenuta attraverso le misure della sola  $Q_{utile}$ .

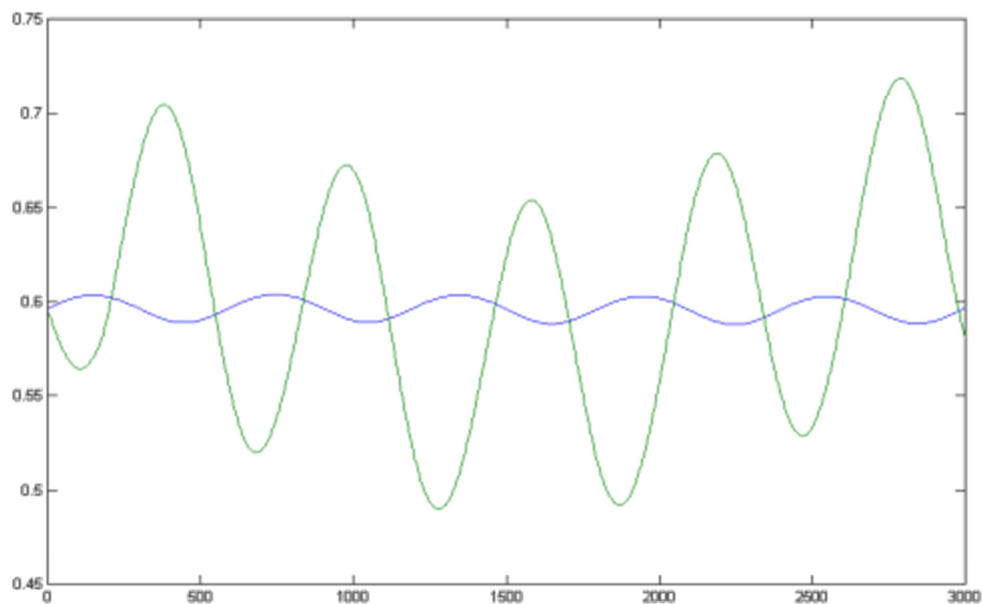


Figura 36: Andamento dell'efficienza considerando senza considerare l'effetto capacitivo (verde) e considerando l'effetto capacitivo (blu)

Dall'esame delle curve si vede che l'efficienza istantanea effettiva, pur oscillando nel periodo di misura per effetto del fatto che accanto alle perturbazioni della temperatura in ingresso sono state considerate anche perturbazioni lente della portata e della radianza, l'ampiezza dell'oscillazione è risultata essere molto limitata. Un andamento completamente diverso è quello esibito dalla curva che rappresenta la misura sperimentale dell'efficienza: in questo caso si notano forti oscillazioni (da 0.5 a 0.7) che vengono compensate effettuando la media su periodi di misura sufficientemente lunghi. Ciò è giustificato dal fatto che il transitorio parte da una situazione di equilibrio e le perturbazioni hanno oscillazioni sia positive che

negative che tendono a compensarsi nelle medie. Se si fosse considerata una perturbazione monotona crescente o decrescente e si fosse partiti da stati lontani dall'equilibrio, anche le due medie avrebbero esibito scarti notevoli come in effetti verrà illustrato in seguito.

A riprova di quanto detto è utile riportare l'andamento nel tempo del rapporto percentuale tra la Q di accumulo e la Q utile, dalla quale si rilevano picchi massimi dell'ordine del 20%, come evidenziato nel grafico seguente.

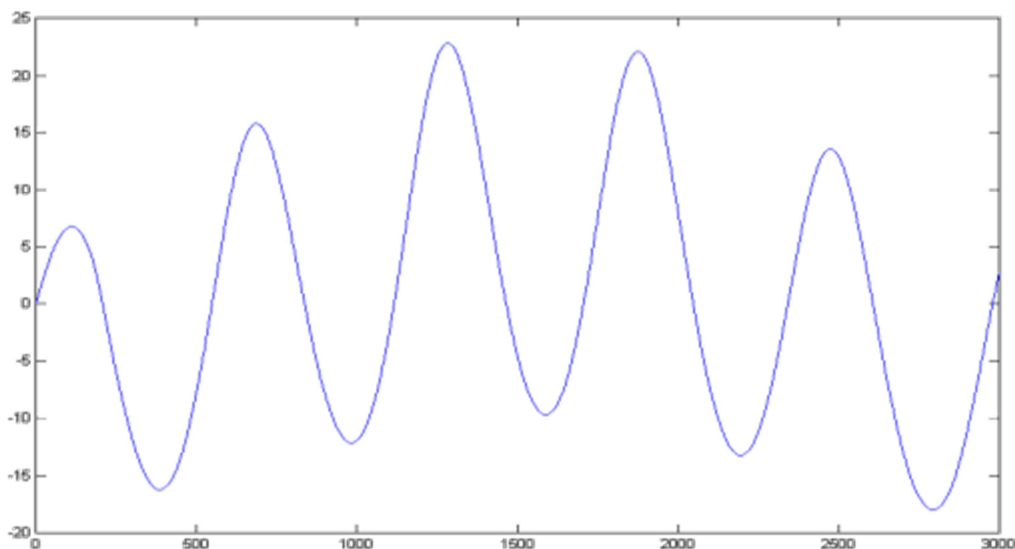


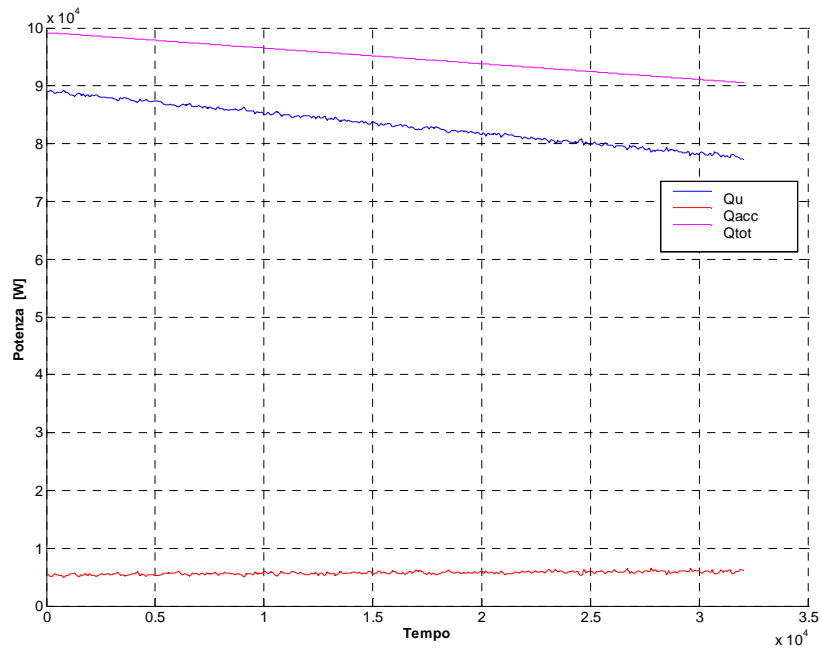
Figura 37:  $Q_{acc}/Q_u$  in funzione del tempo

### 2.2.3 Stima degli effetti capacitivi in condizioni fortemente transitorie

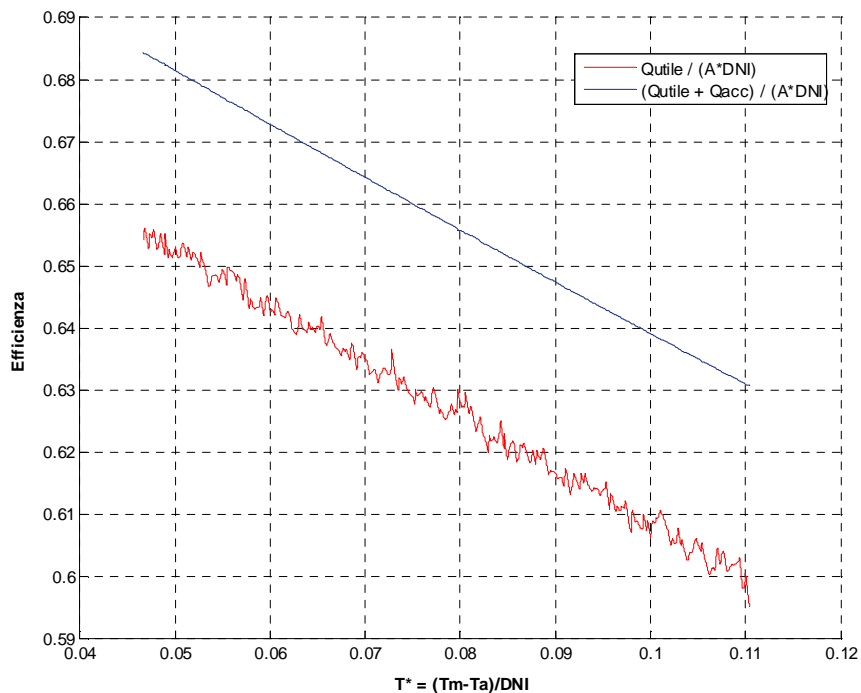
Relativamente alla stima degli effetti capacitivi in condizioni forzatamente transitorie, si sono considerate variazioni lineari crescenti della temperatura di ingresso con ritmi di crescita via via più elevati. Dato che il regime che si instaura in tali condizioni è fortemente non stazionario, è stato possibile evidenziare come i valori della potenza termica accumulata siano percentualmente molto rilevanti (in alcune delle casistiche esaminate i valori ottenuti sono anche dello stesso ordine di grandezza di quelli della potenza utile estratta), per cui l'efficienza ottenuta considerando il solo calore utile, senza tenere conto dell'effetto di accumulo, può risultare assai sottostimata rispetto all'efficienza reale.

Le figure seguenti evidenziano quanto detto per alcune delle simulazioni effettuate a partire sia da dati misurati sia da dati ottenuti attraverso simulazioni teoriche.

In particolare, il grafico di figura 38, riporta gli andamenti della Q utile, della Q di accumulo e infine della Q totale (ottenuta dalla somma dei due termici precedenti) per il caso di un collettore parabolico lineare (lo stesso che è stato oggetto delle analisi teorico-sperimentali illustrate nei paragrafi precedenti) a cui è stata applicata una rampa lineare di temperatura in ingresso con velocità di 100 °C/h. Il grafico evidenzia come il termine di accumulo (curva in rosso) incida per circa il 7% rispetto al calore utile misurato istantaneamente (curva in blu); determinando quindi una corrispondente sottostima (circa il 5% per il caso in esame) dell'efficienza reale rispetto a quella misurata, come evidenziato nel grafico di figura 39.



**Figura 38: Andamenti nel tempo di Qacc, Qu e Qtot in presenza di una rampa lineare di temperatura in ingresso (esempio di simulazione su un collettore parabolico lineare)**

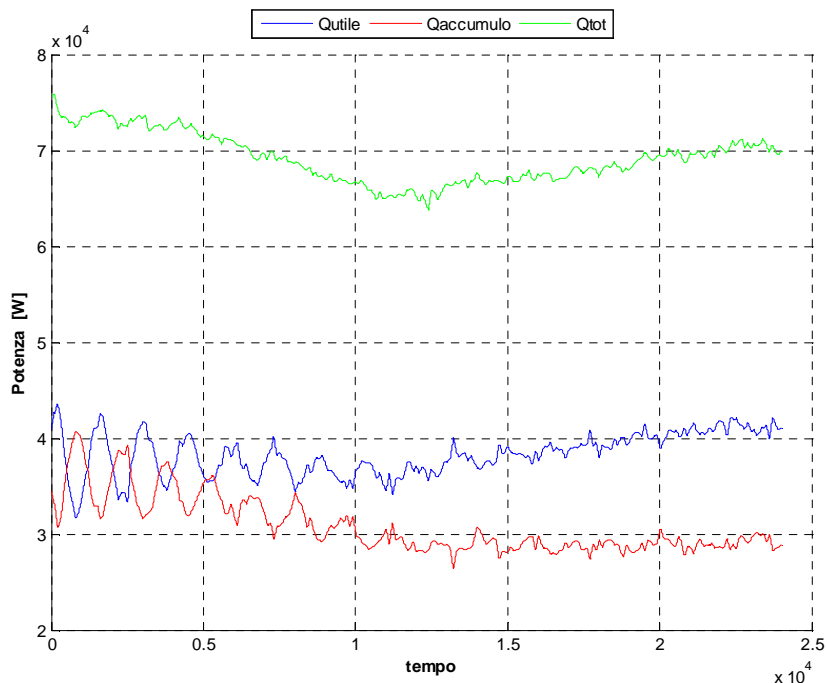


**Figura 39: Confronto tra efficienza misurata ed efficienza corretta con gli effetti di accumulo (esempio di simulazione su un collettore parabolico lineare)**

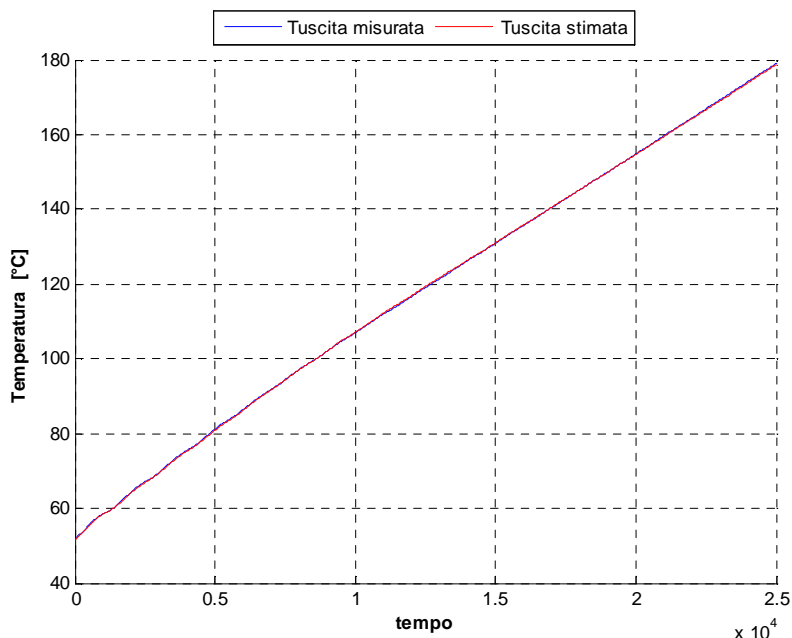
Al fine di evidenziare come tale fenomeno sia fortemente dipendente dalle condizioni operative (tipo di fluido utilizzato e relativa portata massica) e dalle particolari caratteristiche geometriche (taglia d’impianto, tipologia di concentratore primario e/o secondario, ecc.) e costruttive (materiali utilizzati) del sistema considerato, è utile riportare gli esiti delle analisi effettuate su un sistema del tipo Linear-Fresnel di taglia considerevolmente diversa (circa 100 kWth) da quella esaminata in precedenza.

Analogamente al caso precedente, il grafico seguente riporta gli andamenti della Q utile, della Q di accumulo e della Q totale, ottenuti sempre applicando una rampa lineare di temperatura in ingresso con

velocità di circa 100 °C/h. In questo caso però, date le diverse caratteristiche del concentratore considerato, il termine di accumulo stimato per il caso specifico è risultato essere dello stesso ordine di grandezza del calore utile misurato.



**Figura 40: Andamenti nel tempo di Qacc, Qu e Qtot in presenza di una rampa lineare di temperatura in ingresso (esempio di output per un sistema Linear-Fresnel)**



**Figura 41: Confronto tra la temperatura d’uscita misurata e quella stimata dal metodo (caso Linear-Fresnel)**

A riprova del grado di accuratezza con cui il metodo sviluppato stima le grandezze di processo che variano in conseguenza dello stato transitorio, nel grafico di figura 41, sono stati messi a confronto gli andamenti nel tempo della temperatura d’uscita misurata con quelli stimati da metodo. Come si evince chiaramente dal grafico, l’accordo tra i due valori è pressoché totale.

Visti gli esiti delle valutazioni preliminari illustrate nelle pagine precedenti, l'approccio metodologico sviluppato ha consentito di definire una metodica di prova che può essere utilizzata per stimare i parametri della curva di efficienza di un collettore concentrazione a partire da misure effettuate in condizioni forzatamente transitorie. Il tipo di transitorio scelto è costituito da una rampa di temperatura che consente di effettuare misure sull'intero arco di funzionamento effettivo del collettore, situazione che rende più facile e più aderente alla realtà la identificazione dei parametri della curva di efficienza. La metodica si basa sulla stima della Q di accumulo mediante il modello a molti nodi descritto in precedenza e nell'introduzione di tale termine nella valutazione dell'efficienza, sommandolo al Q utile ottenuto dalle misure sperimentali.

#### 2.2.4 Sperimentazione in campo dei modelli sviluppati

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

La suddetta metodica è stata sperimentata in campo durante alcune campagne di misura condotte presso dei siti di installazione di impianti solari a concentrazione oggetto di verifica da parte del Laboratorio solare del CR ENEA Trisaia. Le foto seguenti mostrano le installazioni su cui sono state effettuate alcune prove finalizzate alla messa a punto e successiva validazione del metodo sviluppato.



**Figura 42: Foto di una installazione su cui sono state eseguite le sperimentazioni in campo e relativo dettaglio dell'apparecchiatura utilizzata per il monitoraggio della radiazione solare**



**Figura 43: Foto di una seconda installazione su cui sono state eseguite le sperimentazioni in campo (sistema Linear-Fresnel della ditta Glayx Tech)**

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

Quanto detto nei paragrafi precedenti è stato oggetto di verifiche sperimentali con lo scopo di validare le metodiche sviluppate con un duplice obiettivo:

1. Mettere a punto una metodica che consenta in maniera attendibile di ricondurre i dati di efficienza termica misurati in condizioni quasi-stazionarie a quelli che si sarebbero ottenuti con condizioni rigorosamente stazionarie. Ciò permetterebbe di non dover rigettare dati utili alla stima dei parametri della curva di efficienza di un collettore a concentrazione anche quando questi non soddisfino a pieno i requisiti imposti dai metodi di prova standardizzati attualmente utilizzati per la caratterizzazione energetica dei collettori solari termici.
2. Mettere a punto una nuova metodica di prova che consenta di effettuare in campo le misure delle diverse grandezze termo-fluidodinamiche e meteo-climatiche e da esse stimare i parametri della curva di efficienza caratteristici del concentratore in esame, tenendo conto delle condizioni fortemente transitorie in cui il sistema può inevitabilmente trovarsi durante il processo di misura.

Nelle due sezioni seguenti sono illustrati i risultati delle verifiche sperimentali effettuate, che sono state condotte utilizzando i setup sperimentali illustrati nei paragrafi precedenti.

#### **CASO 1 – Stima degli effetti capacitivi in condizioni non perfettamente stazionarie**

In questa sezione vengono presentati alcuni dei risultati sperimentali ottenuti per la messa a punto della metodica di stima degli effetti capacitivi in condizioni quasi-stazionarie. In particolare, i grafici seguenti si riferiscono a misure effettuate su un arco di tempo di un'ora, durante il quale la potenza termica utile estratta dal collettore parabolico lineare, utilizzato per la sperimentazione, non si trovava in condizioni perfettamente stazionarie (come evidenziato dalla curva di colore blu), in conseguenza della non perfetta stazionarietà di alcuni dei parametri di processo imposti durante la prova.

L'applicazione del metodo sviluppato ha consentito di stimare la Q di accumulo (curva di colore rosso), nota la quale si è potuto stimare l'apporto solare effettivo (Q utile + Q accumulo). Tenendo in conto anche l'effetto del modificatore dell'angolo di incidenza (IAM) è stato infine possibile stimare la potenza totale (Q tot) che il collettore è in grado di fornire in condizioni stazionarie con Sole allo zenit, il cui andamento nel tempo si mantiene costante come evidenziato dal grafico.

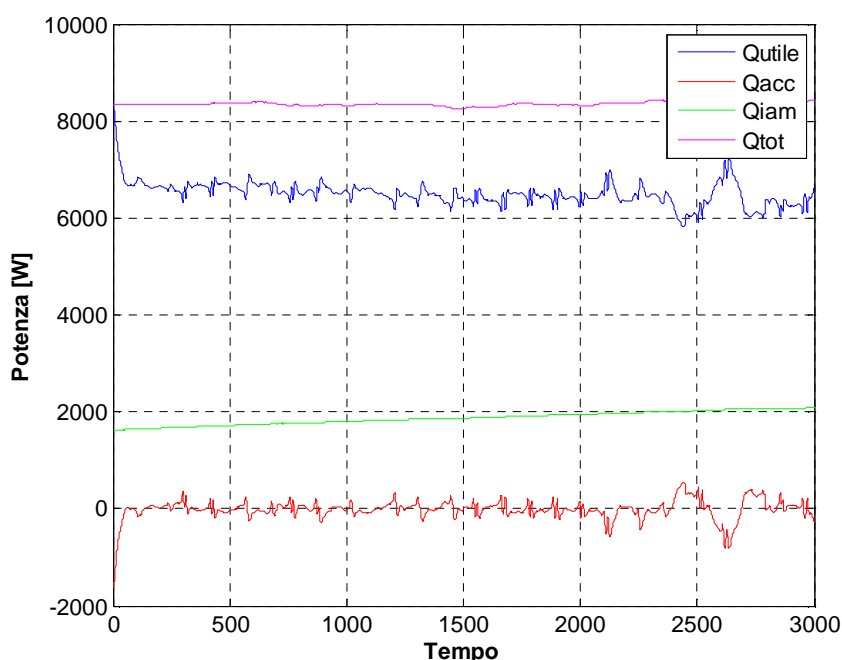
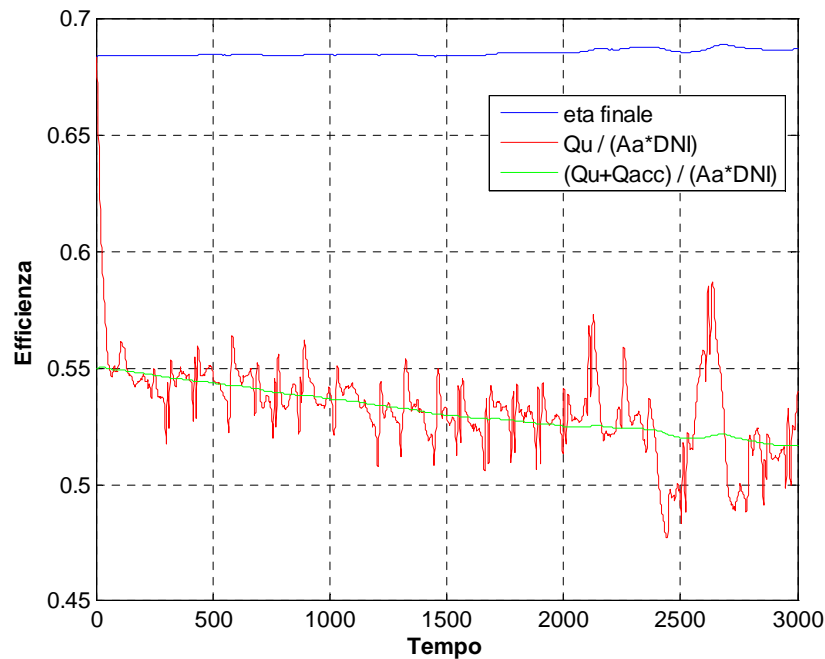


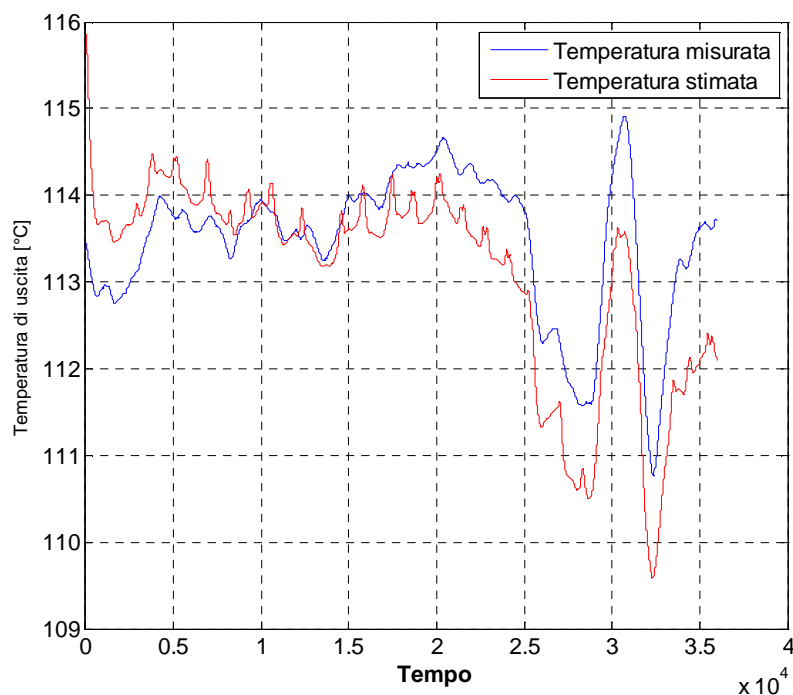
Figura 44: Andamenti delle potenze durante una prova in regime quasi-stazionario su un collettore PTC

Il grafico seguente mostra invece gli andamenti delle efficienze calcolate rispetto al Q utile, al Q solare effettivo ed al Q totale (comprensivo della correzione dell'IAM). Ancora una volta si notano gli effetti descritti prima, con un andamento praticamente piatto della efficienza stimata in condizioni stazionarie e con solare allo zenit (curva in blu), il cui valore medio nel periodo di monitoraggio corrisponde esattamente al valore atteso dalla curva di efficienza alle condizioni operative utilizzate.



**Figura 45: Andamenti nel tempo delle efficienze durante la prova in regime quasi-stazionario**

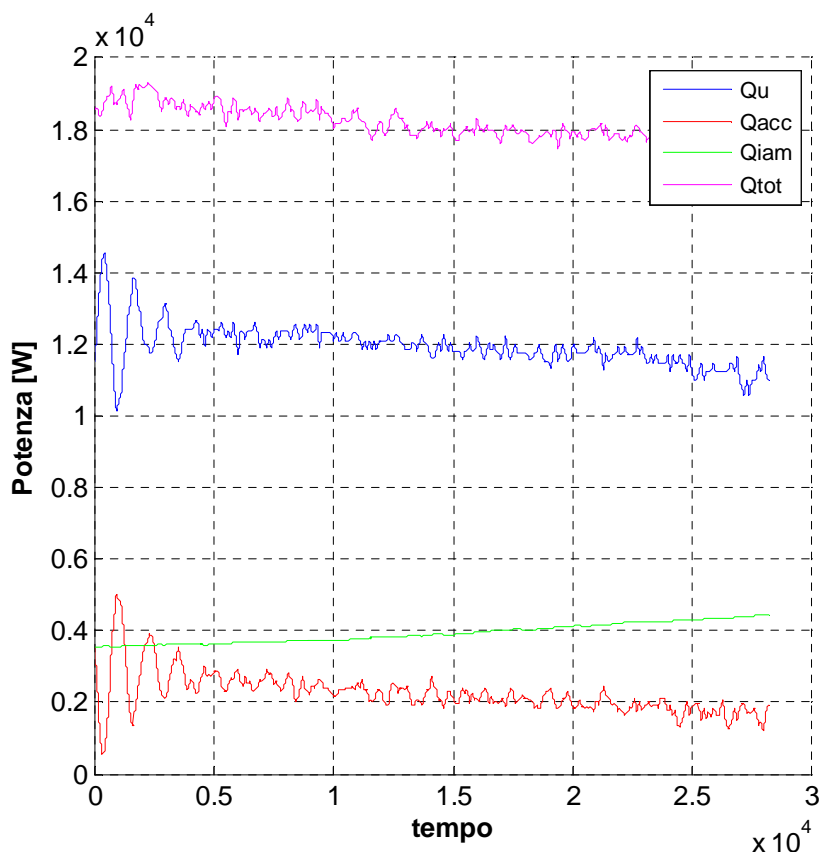
Infine anche in questo caso si riporta il confronto la temperatura di uscita misurata e quella stimata dal modello multi-nodale. A parte qualche differenza più marcata nella fasi di maggiore presenza di effetti transitori, l'accordo risulta comunque notevole.



**Figura 46: Confronto tra temperatura di uscita misurata e valore stimato dal modello**

**CASO 2: Stima degli effetti capacitivi in condizioni fortemente transitorie**

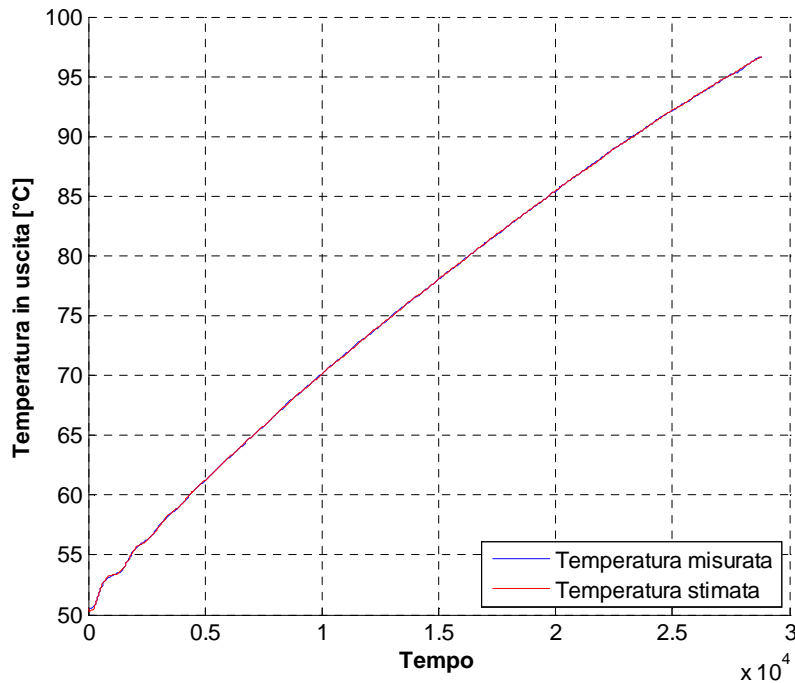
In questa sezione vengono invece presentati alcuni dei risultati sperimentali ottenuti durante la messa a punto della metodica di stima degli effetti capacitivi in condizioni forzatamente transitorie. Analogamente al caso precedente, il grafico seguente riporta gli andamenti delle potenze termiche registrate in una prova in transitorio, della durata di circa un'ora, durante la quale si è applicata una rampa lineare alla temperatura in ingresso al collettore con velocità di circa 100 °C/h, partendo da una temperatura minima di circa 40°C. Durante la generazione della rampa la portata di prova è stata mantenuta costante e ci si è assicurati che anche le condizioni meteo-climatiche (con particolare riguardo alla DNI) fossero sufficientemente stabili da non influenzare in maniera rilevante il comportamento dinamico del sistema. Ancora una volta è stato applicato il metodo sviluppato per stimare l'effetto capacitivo (Q di accumulo) che, come si vede dal grafico, ammonta a circa 2 kW corrispondenti al 15% della potenza utile estratta dal collettore. Tale valore della Q di accumulo si mantiene sostanzialmente costante durante tutta la prova in dinamico. Nota la Q di accumulo e valutati gli effetti dovuti al modificatore dell'angolo di incidenza (Q\_iam), è stato possibile stimare la potenza solare effettiva ceduta al fluido vettore con Sole allo zenit. La riduzione nel tempo riscontrata per i valori di potenza misurati è giustificata dal fatto che nel corso della prova la temperatura del fluido aumenta e quindi aumentano di conseguenza le perdite termiche.



**Figura 47: Andamenti delle potenze durante una prova in regime transitorio su un collettore Linear-Fresnel**

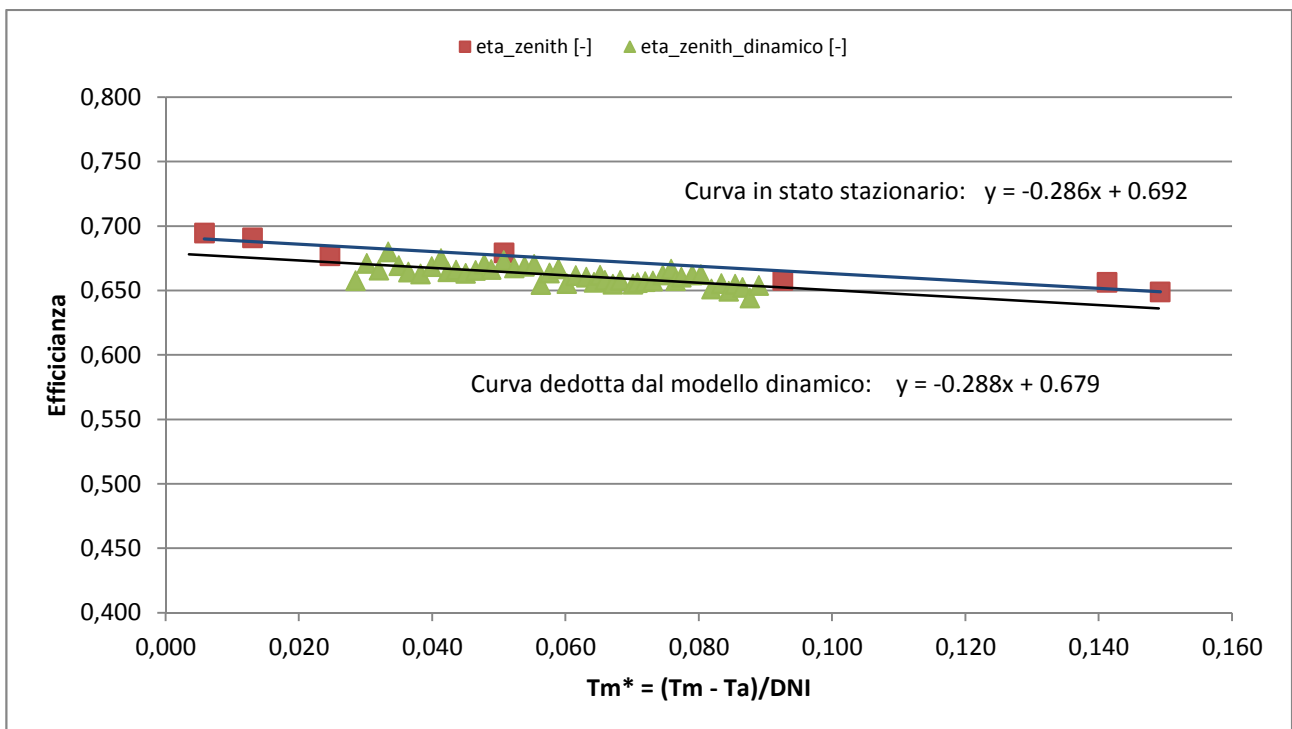
Anche in questo caso sono state messe a confronto la temperature di uscita misurata durante la prova e quella stimata dal modello di previsione, ottenendo nuovamente un accordo eccellente come evidenziato dal grafico seguente.





**Figura 48: Confronto tra temperatura di uscita misurata e valore stimato dal modello**

Infine, allo scopo di validare il metodo sviluppato, sullo stesso collettore Linear-Fresnel oggetto della analisi in transitorio, sono state determinate le performance termiche in stato stazionario nello stesso intervallo di temperature, compreso tra 40 e 140°C, entro cui si è sviluppata la rampa di temperatura utilizzata per l’analisi in transitorio. Il grafico seguente mette a confronto le curve di regressione lineare ottenute con i due metodi, che rappresentano entrambe la curva di efficienza caratteristica del collettore esaminato, ottenute però con metodi del tutto indipendenti.



**Figura 49: Confronto tra le curve di efficienza ottenute con il metodo in stato stazionario e con il nuovo metodo in transitorio.**

Dal grafico risulta immediato riscontrare l'ottimale accordo tra le due curve, soprattutto per quanto riguarda la stima del coefficiente di perdita, i cui valori si diversificano solo sulla terza cifra decimale. La lieve discrepanza riscontrata tra i valori ottenuti per l'efficienza ottica (0.679 del metodo dinamico contro lo 0.692 del metodo in stazionario, corrispondente ad una differenza del 2%) è in realtà giustificabile dal fatto che nella giornata di prova durante la quale si è applicato il metodo in transitorio, gli specchi primari del sistema Linear-Fresnel erano leggermente coperti di una patina di umidità che verosimilmente ha comportato una lieve riduzione del riflettività degli specchi, con conseguente abbassamento dell'efficienza ottica.

### *2.3 Analisi delle metodiche di misura della radiazione solare concentrata e progettazione preliminare di un radiometro da utilizzarsi per la caratterizzazione sperimentale*

Come ampiamente già illustrato nei paragrafi precedenti, la stima delle performance termiche di un collettore a concentrazione passa attraverso la soluzione delle equazioni di bilancio termico e di massa del tubo ricevitore che necessitano per essere risolte della conoscenza della densità e della distribuzione angolare di potenza radiante sul tubo ricevitore. Tale dato, non essendo noto a priori come risultato di una misura sperimentale, lo si deve stimare attraverso l'utilizzo di software di analisi ottica che, mediante tecniche di ray-tracing basate su metodi Montecarlo, consentono di prevedere la distribuzione e l'intensità della radiazione solare concentrata, note che siano le caratteristiche ottiche e fisiche dei materiali che compongono sia il sistema di concentrazione che il ricevitore. Tali software sono anche in grado di tenere in considerazione una serie di aspetti che influenzano la distribuzione della radiazione solare concentrata quali: le imperfezioni costruttive, le irregolarità delle superfici riflettenti, gli errori di puntamento, ecc.

Nonostante l'elevata precisione ed attendibilità di tali strumenti di analisi ottica, la possibilità di poter misurare direttamente il flusso solare concentrato sul tubo ricevitore rappresenta un obiettivo di importanza rilevante nella messa a punto di metodiche per la stima e l'ottimizzazione delle performance termiche di un collettore a concentrazione.

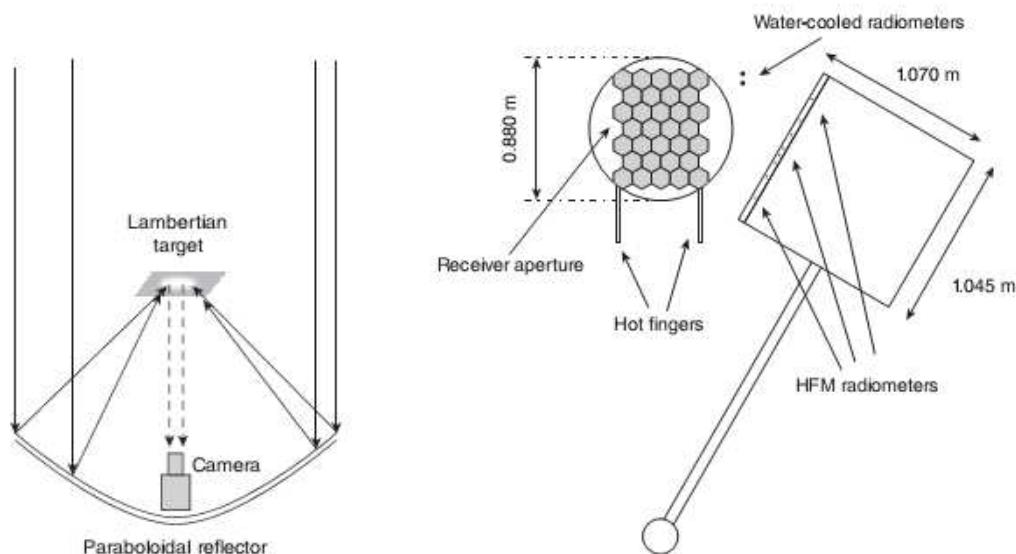
Ciò premesso nel presente capitolo, dopo una iniziale illustrazione delle metodiche di misura della radiazione solare concentrata, unitamente alla descrizione di massima delle principali caratteristiche dei diversi tipi di radiometri attualmente utilizzati per la misura del flusso termico concentrato, vengono illustrate le principali caratteristiche tecniche di un prototipo di radiometro in fase di sviluppo e implementazione, che il laboratorio intende utilizzare per la mappatura sperimentalmente del flusso solare concentrato in collettori a media temperatura.

#### *2.3.1 Tecniche di misura della radiazione solare concentrata*

Gli impianti solari a concentrazione raccolgono la radiazione solare attraverso elementi ottici di riflessione o trasmissione che concentrano la radiazione solare su una regione focale in cui il flusso termico viene direttamente convertito in energia termica. Il ricevitore ad alta temperatura in cui viene raccolta la radiazione solare deve essere progettato per massimizzare l'efficienza termica, definita come il rapporto tra la potenza termica assorbita dal ricevitore e la potenza radiante incidente sull'apertura del ricevitore stesso. Il tutto deve essere realizzato minimizzando le perdite termiche del ricevitore dovute alla conduzione, convezione ed irraggiamento. Nella progettazione di ricevitori per impianti solari a concentrazione, la misura del flusso termico concentrato risulta fondamentale poiché permette di determinarne l'efficienza in condizioni operative reali. La misura del flusso concentrato viene effettuata per determinare la quantità totale di energia incidente sulla superficie del ricevitore e può risultare utile per esaminare con maggiore dettaglio la distribuzione spaziale del flusso incidente sulla regione focale in modo da poter effettuare una comparazione con quanto viene ottenuto per via teorica attraverso le tecniche di ray-tracing di cui si è discusso prima. Inoltre poter controllare periodicamente il flusso concentrato sul ricevitore serve a valutare eventuali disallineamenti o deformazioni degli specchi che possono produrre drastiche riduzioni nelle performance termiche complessive del concentratore.

Gli approcci più comuni per la misura del flusso solare concentrato (nota anche come mappatura di flusso) passano attraverso l'utilizzo di dispositivi quali radiometri e calorimetri o attraverso l'analisi fotografica delle immagini relative alla radiazione diffusa dalla regione focale.

Sulla base della tipologia di strumento utilizzato, le tecniche di misura della radiazione solare concentrata si suddividono in sistemi di tipo diretto o indiretto. Il sistema diretto utilizza in generale sensori HFM (*heat flux micro-sensors*) che permettono misure di flusso termico in pochi secondi senza la necessità del raffreddamento ad acqua. In alternativa alla misura diretta, è possibile effettuare la misura indiretta del flusso solare, utilizzando telecamere remote e target riflettenti (in generale diffusori di tipo lambertiano) i quali vengono inseriti all'interno della regione focale in modo tale da ottenere immagini dettagliate del profilo di flusso.



**Figura 50: Esempi di dispositivi per la misura diretta e indiretta della radiazione solare concentrata.**

### 2.3.2 Misurazione diretta del flusso termico concentrato

La misura diretta della radiazione solare concentrata avviene mediante l'utilizzo di dispositivi, detti radiometri, che rilevano il flusso termico che incide su di una particolare zona all'interno della regione focale. Sono strumenti con risposta elettrica variabile (in generale linearmente) con la radiazione incidente costituita dal flusso solare concentrato. Tali dispositivi rilevano la radiazione utilizzando sia termocoppie sia fotodiodi. La corrente prodotta da un fotodiodo è proporzionale al flusso incidente di fotoni, consentendo la misura diretta del flusso solare sulla superficie del rivelatore. Una termocoppia è invece una giunzione tra due conduttori che converte una differenza di temperatura in una differenza di potenziale attraverso l'effetto termoelettrico. Nelle applicazioni radiometriche, uno dei conduttori è in generale collegato ad un dissipatore di calore che ne mantiene costante la temperatura, mentre l'altro conduttore riceve la radiazione solare concentrata. I radiometri più diffusi sono di tipo *Gardon* e *Kendall* e sono dispositivi disponibili in commercio e adatti per il rilevamento di flusso solare concentrato. Da un confronto tra le due tipologie di radiometri risulta che il radiometro Kendall è il più affidabile. Per tale motivo, il radiometro Kendall viene talvolta usato per la calibrazione di altri radiometri e calorimetri. Il vantaggio del radiometro Gardon è invece quello di avere: un angolo di accettazione più ampio, piccole dimensioni, buona robustezza meccanica ed un tempo di risposta più veloce rispetto al radiometro Kendall (Hernandez et al, 2006; Ballestrin et al, 2006). Di contro la sua accuratezza è tipicamente pari a  $\pm 3\%$ .

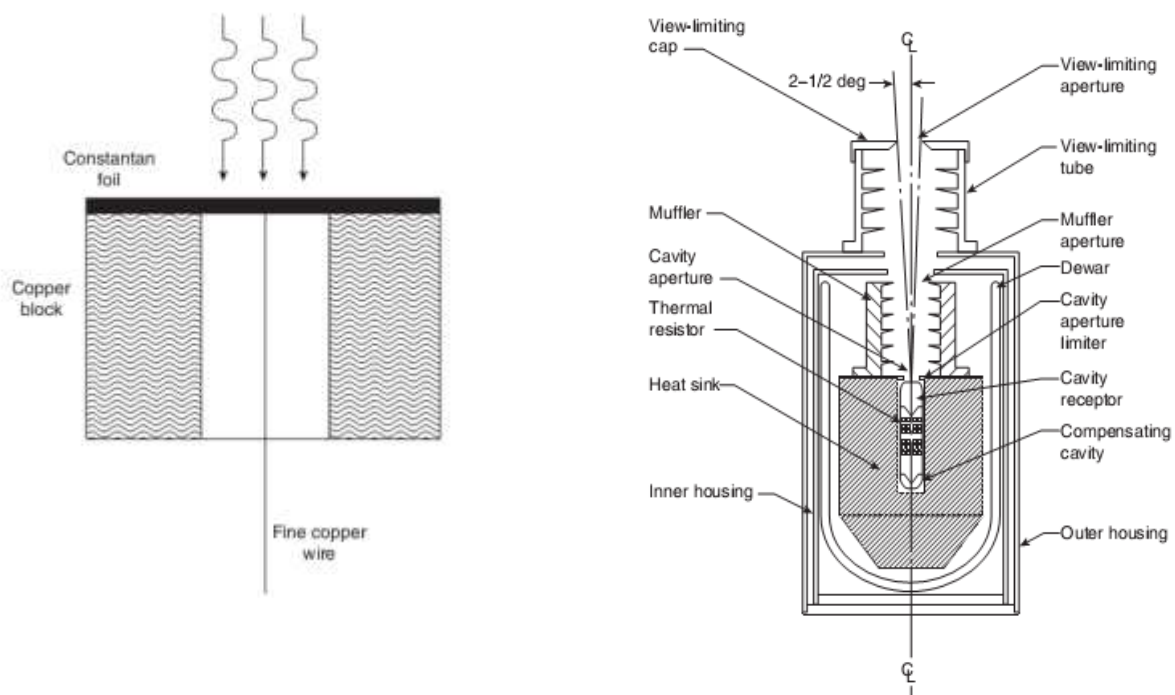
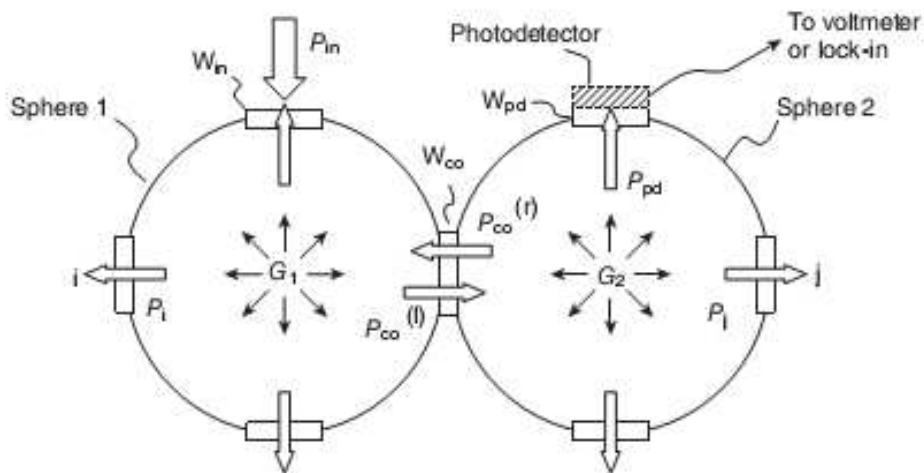


Figura 51: Radiometri Gardon e Kendall

Il radiometro Gardon (Gardon, 1953) viene utilizzato per misurare il flusso solare concentrato grazie alle sue buone proprietà di robustezza e la semplicità di utilizzo. Il trasduttore di questo sensore è una termocoppia che misura la differenza di temperatura tra il centro e la circonferenza di un disco sottile a lamina circolare. Il disco è collegato ad dissipatore di calore cilindrico. La lamina è realizzata in costantana e il dissipatore è in rame (vedi figura sopra). Questi materiali generano un differenza di potenziale elettrico che è direttamente proporzionale al flusso di calore assorbito. Il radiometro Gardon ha un tempo di risposta di circa mezzo secondo che limita la frequenza massima di acquisizione ad 1 Hz. Questi sensori di flusso di calore a lamina circolare eventualmente raffreddati ad acqua, sono progettati per applicazioni con tempi di misura più lunghi. Il flusso d'acqua rimuove in modo continuo il calore assorbito.

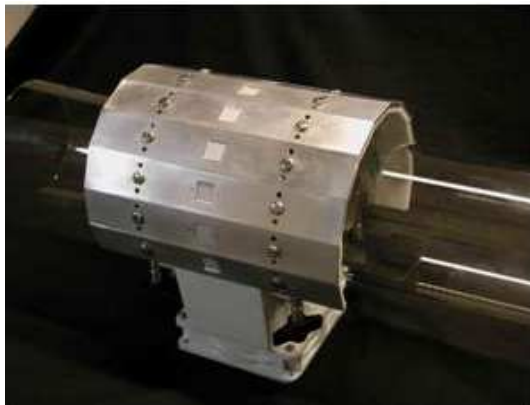
Il radiometro *Kendall*, invece, è stato sviluppato dalla NASA - Jet Propulsion Laboratories (JPL) principalmente per il rilevamento dell'intensità solare ed è quindi particolarmente preciso per lunghezze d'onda corrispondenti allo spettro solare (Kendall e Berdahl, 1970). La radiazione solare incidente è indirizzata in una cavità rivestita con una vernice altamente assorbente in modo che si avvicini molto alle caratteristiche della cavità di un corpo nero. Le pareti della cavità sono collegate termicamente ad un grande dissipatore attraverso una termopila, la quale fornisce una tensione proporzionale alla differenza di temperatura tra la parete della cavità e il dissipatore di calore. Misure del flusso di calore effettuate con questo dispositivo hanno un'incertezza di  $\pm 0,3\%$  con un tempo di risposta di circa 7 s.

Altra tipologia di radiometro è rappresentata dal *Radiometro a doppia cavità*, esso comprende due sfere integratrici fisicamente collegate in serie, in modo tale che la luce incidente interagisca con entrambe prima della rilevazione. Questo rivelatore è in grado di misurare un ampio range di intensità solari, da pochi soli a migliaia di soli, ed è capace di determinare la potenza solare incidente assoluta. L'ampio range di rilevamento si ottiene attraverso la regolazione proporzionale dell'apertura d'ingresso e dell'apertura tra le sfere integratrici al fine di consentire il passaggio di una adeguata quantità di luce da indirizzare verso i rivelatori a fotodiodi.



**Figura 52: Radiometro a doppia cavità**

La figura seguente mostra invece il *radiometro a collare fisso* che è stato realizzato dall'Enea di Portici. Tale radiometro ha riscontrato numerosi limiti che impedivano la corretta misura del flusso di calore, come l'utilizzo di un numero discreto di celle solari (25) che non permettevano la completa e quindi corretta mappatura del flusso solare concentrato. Inoltre le celle di misura sono state posizionate solo sul lato esterno non misurando così il flusso perso dal ricevitore.



**Figura 52: Radiometro a collare fisso**

Infine, presso l'*Institute of Technical Thermodynamics* in Germania, è stato realizzato un radiometro mobile denominato *PARASCAN (Parabolic Trough Flux Scanner)*. Si tratta di un dispositivo con buone potenzialità tanto da poter essere impiegato sul campo in impianti di produzione. Il principio di funzionamento si basa sul movimento del radiometro che trasla lungo un telaio che funge da guida. Esso utilizza superfici trasmissive lambertiane trasparenti ed array di fotodiodi che si trovano davanti e dietro il ricevitore tubolare (Riffelmann et al., 2006). Gli array di fotodiodi si muovono lungo il ricevitore lineare e registrano la distribuzione del flusso lungo l'intero asse del concentratore. In particolare l'array di fotodiodi che si trova davanti al ricevitore intercetta l'energia totale solare riflessa dall'ottica primaria, mentre la matrice dietro il ricevitore rileva la quantità di luce non intercettata dal ricevitore. Anche il Parascan presenta alcune limitazioni, in particolar modo la misura viene effettuata tramite due semi-corone caratterizzate da un numero discreto di fotodiodi (96) che, anche se posizionati vicini tra loro, non forniscono una mappatura completa della sezione a causa degli spazi che li separano. Inoltre i fotodiodi hanno un output meno accurato di quello che si ottiene da altri rivelatori come ad esempio delle celle fotovoltaiche.

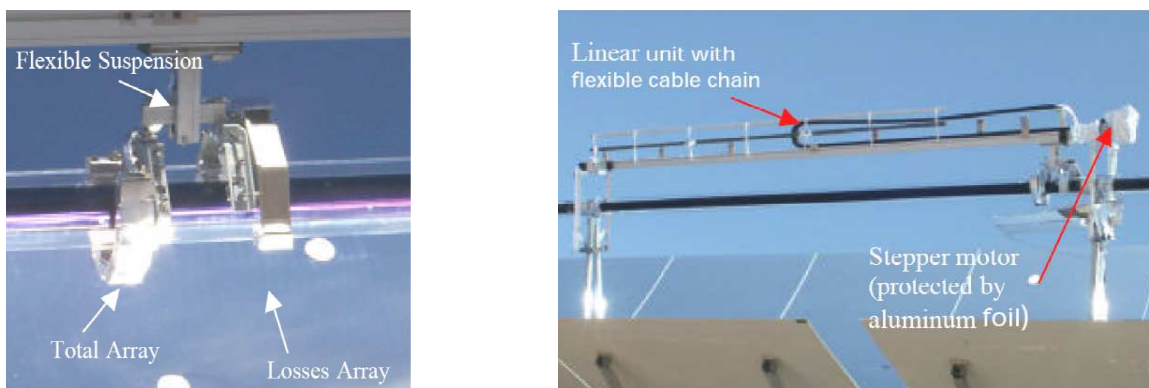


Figura 51: Radiometro PARASCAN

2.3.3 Principali caratteristiche tecniche del prototipo di “radiometro” in fase di sviluppo

Il dispositivo di misura che si intende realizzare è un radiometro con tecnologia MDF (mappatura diretta del flusso di calore) che utilizza un sensore del tipo HFM (*Heat Flux Micro-sensors*). La figura seguente illustra in maniera molto schematica il sistema di monitoraggio della radiazione solare concentrata che si intende realizzare.

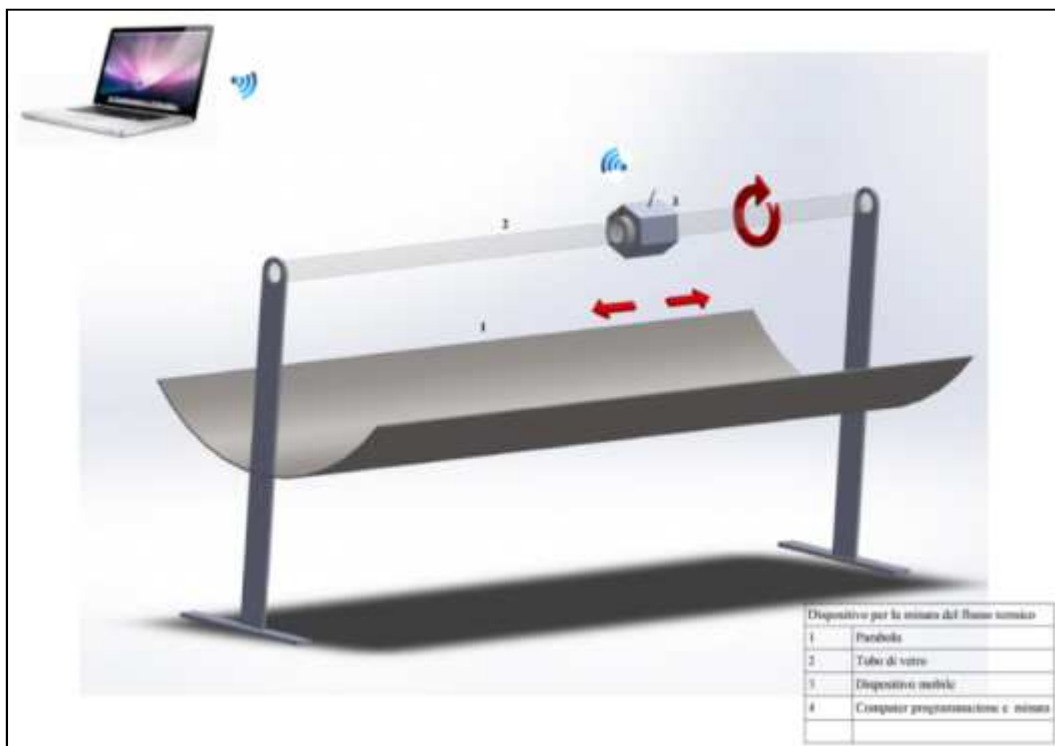


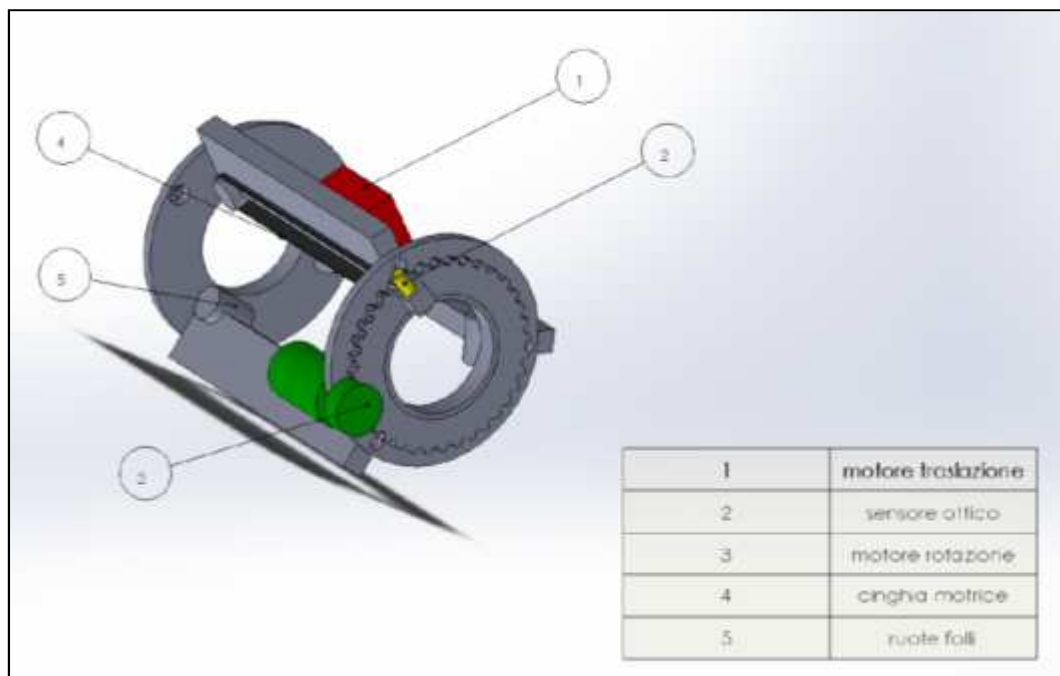
Figura 52: Rappresentazione schematica del dispositivo di monitoraggio della radiazione solare concentrata in fase di progettazione.

Il dispositivo di cui sopra ha il compito di monitorare ed acquisire la radiazione solare concentrata che direttamente raggiunge la superficie del ricevitore solare. Il dispositivo è in grado di mappare la distribuzione di flusso mediante un micro-sensore per la misura del flusso termico che scannerizza angularmente e longitudinalmente una definita porzione di tubo assorbitore; nello specifico una serie di semi-corone circolari che si estendono per un angolo massimo di 180° lungo una porzione definita di tubo ricevitore. In particolare, per eseguire la scansione, il dispositivo esegue dapprima un movimento circolare e successivamente un movimento di traslazione longitudinale lungo l’asse del tubo. L’acquisizione avviene

simultaneamente al movimento di rotazione e solo dopo che è stata mappata tutta la semi corona circolare del tubo ricevitore esposta alla radiazione solare concentrata, il dispositivo esegue il movimento di traslazione che avviene per step di lunghezza variabile e definita dal sistema di programmazione e controllo. Fatto ciò, il dispositivo riprende nuovamente l'acquisizione durante il successivo movimento di rotazione su una nuova sezione di semi corona circolare del tubo ricevitore. Un'opportuna elettronica di bordo gestisce le varie fasi di movimentazione ed acquisizione dei dati di flusso solare concentrato. Un sistema di comunicazione wi-fi invia in tempo reale tutte le informazioni ad un sistema di acquisizione remoto. La programmazione relativa alle diverse fasi di acquisizione e gestione della movimentazione del dispositivo può essere eseguita sia da un interfaccia remota collegata al dispositivo mediante il segnale wi-fi oppure direttamente a bordo macchina.

### 2.3.4 Layout del dispositivo e principali caratteristiche funzionali

Con riferimento alla figura seguente, che mostra il layout di massima del dispositivo in fase di realizzazione, di seguito si riportano le principali caratteristiche tecniche e funzionali del radiometro.



**Figura 53: Schema di massima del misuratore di radiazione concentrata in fase di sviluppo**

Per quanto riguarda i componenti strutturali, questi sono stati progettati per essere realizzati in lega metallica leggera in grado di garantire peso specifico ridotto, elevata rigidità torsionale, elevata resistenza meccanica all'usura superficiale ed alta resistenza ed indeformabilità alle alte temperature.

Il movimento rotazionale del sensore è fornito da un motore in corrente continua, montato sulla parte posteriore del radiometro e collegato meccanicamente mediante un sistema di ruote dentate, tali da garantire il movimento rotazionale per un arco di circonferenza di 180°. Per far sì che il sensore acquisisca correttamente la radiazione solare concentrata nei tempi previsti, l'attuatore utilizzato per la movimentazione angolare è caratterizzato da una velocità di rotazione pari a 2 rad/sec ed una precisione angolare di 0.02 gradi. Tali parametri sono stati scelti in maniera tale che i tempi di risposta del sensore (17  $\mu$ s) permettano, durante ogni step di movimento rotazionale, acquisizioni multiple del segnale di tensione proveniente dal sensore di misura.

Relativamente allo spostamento del dispositivo lungo l'asse longitudinale del tubo, il radiometro è corredato di un sistema di trasmissione con cinghia dentata che utilizza due ruote, di cui una folle e l'altra motrice direttamente calettata sull'asse di un motorino in corrente continua, in grado di trasferire il moto

al dispositivo per effetto della coppia di trascinamento esercitata dall'asse del motore ed il forte attrito che si instaura tra la cinghia dentata e la superficie del tubo di vetro su cui il dispositivo scorre. Per garantire durante lo spostamento longitudinale una traiettoria corretta, all'interno del sistema a cinghia dentata sono inserite ulteriori ruote folli messe in tensione mediante molle in grado di rendere costante, durante lo spostamento, il contatto tra la cinghia dentata e la superficie del vetro. L'attuatore è dimensionato per garantire un movimento del tipo a step programmabili di almeno 8 mm con passo minimo di 1 mm e con precisione pari o superiore a 0.2 mm.

Per rendere lo strumento versatile ed adattabile alle diverse casistiche di studio, si è deciso di progettare un sistema di aggancio rapido che permette allo strumento di potersi adattare a svariate tipologie di tubazioni utilizzate dalle aziende produttrici di concentratori a media temperatura. Pertanto la parte di aggancio del dispositivo al tubo è realizzata mediante due collari dotati di cerniere con dispositivo di sgancio rapido in grado di garantire, mediante un sistema di 6 ruote folli (3 per ogni collare) di essere installato su tubi aventi diametri variabili in un range da 70 mm a 150 mm. Per poter garantire la dovuta aderenza tra la base delle ruote folli, poste a diretto contatto con il tubo, e la base di fissaggio delle stesse con il collare, le ruote folli sono posizionate ad una distanza angolare di 120° tra loro e sono dotate di un sistema di molle che conferiscono stabilità sia nel movimento traslazionale sia nel movimento rotazionale.

Per quanto riguarda la misura della radiazione concentrata, la scelta è ricaduta su un sensore del tipo a termopila con tecnologia a film sottile. Nello specifico il sensore scelto è quello prodotto da una azienda americana (Vatell Corporation), leader nella produzione di micro sensori per la misura dei flussi termici. La tabella seguente riporta le principali caratteristiche tecniche del sensore scelto.

<b>HFM model</b>	HFM-6D/H
<b>Time Response (µs) uncoated (coated)</b>	17 (300)
<b>Minimum Sensitivity(µV/W/cm²)</b>	10
<b>Max Face Temperature (°C)**</b>	800
<b>Metallurgy</b>	Platinum/ Platinum-Rhodium
<b>Temperature Sensor</b>	Surface RTD
<b>Housing material</b>	Nickel
<b>Cable</b>	Mineral sheath
<b>Calibration Accuracy:</b>	±3%
<b>Repeatability:</b>	2%



Figura 54: Sensore HFM della Vatell

Il sensore è alloggiato su una sede opportunamente preparata e calettato direttamente ad una ruota dentata coassiale ad uno dei due collari; sarà movimentato mediante un sistema di ruote dentate da un attuatore il cui asse di rotazione è calettato direttamente sulla ruota dentata conduttrice.

Per garantire che il dispositivo si muova correttamente nei limiti previsti ed eviti l'impatto con i sistemi di sostegno del tubo, sia in senso longitudinale che in senso radiale, tutti gli attuatori sono corredati di opportuni fincorsa, comandati dai segnali di allerta dei sensori di prossimità e opportunamente gestiti dalla centralina di controllo. Quest'ultima è installata a bordo macchina e permette: la gestione e controllo dei motori elettrici in CC, la lettura dei dati provenienti dal sensore di bordo e l'invio dei dati raccolti in modalità wi-fi.-



L'alimentazione sia della scheda di controllo che dei motori in CC, avviene mediante un alimentatore a batterie ad alte prestazioni, caratterizzato da ingombro e peso contenuto, capacità di accumulo tale da svolgere diverse misurazioni senza l'esigenza di ricaricare, resistenza alle alte temperature.

Infine, a causa dell'esposizione ad un elevato flusso termico radiativo, tutte le scatole metalliche contenenti sia le schede elettroniche che l'alloggiamento del parco batterie sono dotate di feritoie metalliche per permettere un continuo passaggio del flusso di aria in grado di smaltire il calore accumulato. Qualora però il dispositivo raggiungesse temperature ritenute critiche per la parte elettromeccanica, un sensore di temperatura montato all'interno del radiometro, invierà un segnale di "warning" alla centralina di controllo che immediatamente riporterà il radiometro fuori fuoco limitando l'esposizione alla radiazione solare.

### 3 Conclusioni

Relativamente alle attività di *modellazione ottica e termo-fluidodinamica di concentratori solari termici a media temperatura* è stata messa a punto una procedura di calcolo basata sul metodo degli elementi finiti e dei volumi finiti che permette la determinazione teorica della curva di efficienza per collettori parabolici lineari operanti a media temperatura (da 100 a 250°C), utilizzando risorse di calcolo non troppo onerose, che può essere estesa con poche differenziazioni ai collettori a specchi lineari di Fresnel e in generale a tutti i concentratori aventi ricevitore a geometria cilindrica. Per tutti i modelli teorici considerati (bidimensionale piano, assial-simmetrico e 3D) lo scarto rispetto ai dati sperimentali è risultato crescente con la temperatura. Facendo il raffronto tra dati sperimentali e dati ricavati dai modelli teorici si trova uno scarto di circa 30 W/m a 100°C; tale scarto aumenta all'aumentare della temperatura fino al valore di 139 W/m per  $T = 250^\circ\text{C}$ ; valore che percentualmente è intorno al 10%. Un motivo che potrebbe spiegare tali discrepanze è che, in mancanza di dati specifici per l'emissività del tubo, nei calcoli si è utilizzato un valore medio tra 100 e 250°C, pari al valore nominale dichiarato dal costruttore. Tenuto conto che il tubo è a contatto con aria, non si può escludere che la vernice selettiva si possa essere parzialmente ossidata e che quindi il valore di emissività effettiva sia notevolmente superiore a quello utilizzato nei calcoli; cosa che ovviamente comporta un aumento delle perdite e contemporaneamente una diminuzione del flusso termico lineare al crescere della temperatura di funzionamento del ricevitore. In effetti simulazioni effettuate con un andamento lineare della emissività in funzione della temperatura superficiale con valori tra 0.2 e 0.45 per temperature superficiali comprese tra 180 e 300 °C, hanno evidenziato uno scarto massimo rispetto ai dati sperimentali solo del 2%. Attualmente sono in corso determinazioni sperimentali dell'emissività in funzione della temperatura del coating selettivo per la verifica di tale ipotesi.

Se tali valutazioni sperimentali confermassero le ipotesi avanzate, le analisi effettuate metterebbero a disposizione un metodo di calcolo robusto ed affidabile per la determinazione del comportamento termico di un collettore a concentrazione a partire dalle sole informazioni geometriche ottiche e termo-fisiche dei materiali che lo compongono.

Relativamente invece allo *sviluppo di metodiche di prova specifiche per concentratori a media temperatura* è stata messa a punto una metodica che consente di stimare i parametri della curva di efficienza, caratteristici di collettori a concentrazione, a partire da misure in campo effettuate in condizioni dinamiche. Tale esigenza è stata motivata dalla necessità di poter caratterizzare dal punto di vista energetico questa tipologia di collettori nelle condizioni operative effettive che, nella maggior parte dei casi, non sono stazionarie. Alla base di tale metodo vi è la realizzazione di un modello in transitorio del collettore (applicabile a diverse tipologie di concentratori a media temperatura aventi ricevitore a geometria cilindrica) in base al quale è possibile stimare il termine di accumulo (non misurabile direttamente) che è sempre presente nel funzionamento non stazionario e che può assumere valori anche considerevoli, tanto da determinare, se trascurato, una sottostima rilevante dell'efficienza del concentratore. Tale metodica è stata validata con successo attraverso una serie di verifiche sperimentali effettuate su più impianti caratterizzati da taglie e caratteristiche operative differenti.

Relativamente, infine, alle attività inerenti *la misura della radiazione solare concentrata*, nella presente annualità sono state analizzate le problematiche inerenti tale tipologia di misura in applicazioni solari termiche a media temperatura. In particolare è stato progettato un dispositivo prototipale per la misura

diretta della radiazione solare concentrata che utilizza un micro-sensore del tipo HFM per la mappatura di flusso in ricevitori a geometria cilindrica.

## 4 Riferimenti bibliografici

- [1] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, J. Wiley & Sons., 2006
- [2] J. C. Heinrich, J. W. Pepper, *Intermediate Finite Element Method: Fluid Flow And Heat Transfer Applications*, Taylor & Francis ed., 1999
- [3] D.A. Anderson, J. C. Tannehill, R. H. Pletcher, *Computational Fluid mechanics And Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, ed., 1999
- [4] F. P. Foraboschi, *Principi Di Ingegneria Chimica*, UTET ed., 1973
- [5] F. Cesari, *Il Metodo Degli Elementi Finiti Applicato Al Moto Dei Fluidi*, Pitagora ed., 1986
- [6] R. B. Bird, W. E. Stewart, E. N. Lightfoot, *Transport Phenomena*, J. Wiley & Sons., 2007
- [7] M. Ciofalo, *Modelli Di Turbolenza*, <http://www.din.unipa.it>, 2005
- [8] V. Comincioli, *Analisi Numerica, Metodi Modelli Applicazioni*, Mc Graw-Hill Libri Italia srl, 1990
- [9] European Standard, *EN 12975 - Thermal solar systems and components - Solar collectors – Part2: Test methods*, 2006
- [10] The MathWorks Inc., MatLab software
- [11] COMSOL Multiphysics – Ver. 4.3b – 2013
- [12] Z. D. Cheng, Y. L.He, F.Q. Cui, R.J. Xu, Y.B. Tao, *Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with non uniform solar flux conditions by coupling FVM and MCRT method*, *Solar Energy* 86 1770 – 1784, 2012
- [13] Z. D. Cheng, Y. L.He, J. Xiao, Y.B. Tao, R.J. Xu, *Three - dimensional Numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector*, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37 782 – 787, 2010
- [14] Z. D. Cheng, Y. L.He, F.Q. Cui, *A new modelling method and unified code with MCRT for concentrating solar collectors and its applications*, *Applied Energy* 101 686-698, 2013
- [15] Z. Wu, Y. S.Li, G. Yuan, D. Lei, Z. Wang, *Three - dimensional Numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver*, *Applied Energy* 113 902-911, 2014
- [16] R.V. Padilla, G. Demirkaya, D. Y. Goswami, E. Stefanakos, M. M. Rahman, *Heat Transfer analysis of parabolic trough solar receiver*, *Applied Energy* 88 5097-5110, 2011
- [17] S.A. Kalogirou, *A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver*, *Energy* 48 298-306, 2012
- [18] M. Eck, J.F. Feldhoff, R. Uhlig, *Thermal modelling and simulation of parabolic trough receiver tubes, Proceedings of the ASME 2010 International Conference of Energy Sustainability*, ES2010-90402, 2010
- [19] A.A. Hachicha, I. Rodriguez, R. Capdevila, A. Oliva, *Heat transfer Analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector*, *Applied Energy* 11 581-592, 2013
- [20] ANSYS Fluent – Ver. 14
- [21] V. Sabatelli, D. Marano, G. Contento, A. Bruno, A. Ebolese (ENEA), D. Del Col, M. Quaggia, M. Bortolato, S. Bortolin, A. Padovan (UniPD), *Sperimentazione e qualificazione di componenti solari a concentrazione per applicazioni a media temperatura*, Report RdS/2013/092
- [22] C. Copeta, D. Marano, V. Sabatelli (ENEA), D. Del Col, M. Quaggia, M. Bortolato, A. Padovan (UniPD), *Potenzialità della co-generazione e tri-generazione per via solare*, Report RdS/2013/093
- [23] Ballestrín J (2002), *A non-water-cooled heat flux measurement system under con-centrated solar radiation*. *Solar Energy* 73159–168.
- [24] Ballestrín J and Monterreal R (2004), *Hybrid heat flux measurement system for solar central receiver evaluation*. *Energy* 29915–924.
- [25] Ballestrín J, Estrada C A, Rodríguez-Alonso M, Pérez-Rábago C, Langley L W, Barnes A (2006), *Heat flux sensors: calorimeters or radiometers?*, *Solar Energy* 801314–1320.

- [26] Ballestrín J, López M, Rodríguez J, Cañadas I, Marzo A (2009), *A solar-blind IR camera prototype*, 15th SolarPACES International Symposium. Berlin, Germany.
- [27] Ballestrín J, Valero J and García G (2010a), *One-click heat flux measurement device*, 16th SolarPACES International Symposium. Perpignan, France
- [28] Ballestrín J, Marzo A, Cañadas I, Rodríguez J (2010b), *Testing a solar-blind pyrometer*. Metrologia 47646–651.
- [29] Diessner F (1981), *Operation manual for the measurement activities with heat flux distribution (HFD) system*. DFVLR, Cologne, Germany.
- [30] Estrada C A, Pérez-Rábago C, Ballestrín J (2008), *Development of a conical cavity calorimeter for measuring highly concentrated solar flux*. 14th SolarPACES International
- [31] García G (1988), *General description of the flux measuring system of the volumetric receiver*, Internal report R-15/88GG. CIEMAT – Plataforma Solar de Almería.
- [32] Gardon R (1953), *An instrument for the direct measurement of intense thermal radiation*. Review of Scientific Instruments 24366–370.
- [33] Geyer M, Lupfert E, Osuna R, Esteban A, Schiel W, Schweitzer A, Zarza E, Nava P, Langenkamp J, Mandelberg E (2002), *Eurotrough: Parabolic trough collector developed for cost-effective solar power generation*. Proceedings of 11th Solar PACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies, CD-ROM, Zurich, Switzerland.
- [34] Groer U and Neumann A (1999), *Development and test of a high flux calorimeter at DLR Cologne*. Le Journal de Physique IV 9643–648.
- [35] Hernandez D, Ballestrín J, Neumann A (2006), *First work by the flux and temperature measurement group (F.T.M) in the SOLLAB laboratory alliance*. Proceedings of the 13th SolarPACES International Symposium on Solar Thermal
- [36] Kaluz J and Neumann A (2001), *Technical brief: Comparative measurements of different solar flux gauge types*. Journal of Solar Energy Engineering 123251–255.
- [37] Kendall J M and Berdahl C M (1970), *Two blackbody radiometers of high accuracy*. Applied Optics 91082–1091.
- [38] Lüpfer E, Pottler K, Ulmer S, Riffelmann K J, Neumann A, Schiricke B (2007), *Parabolic trough optical performance analysis techniques*. Journal of Solar Energy Engineering 129147–152.
- [39] Neumann A and Groer U (1996), *Experimenting with concentrated sunlight using the DLR solar furnace*. Solar Energy 58181–190.
- [40] Neumann A and Schmitz A (1999), *The new SCATMES device for measurement of concentrated solar radiation*. Journal of Solar Energy Engineering 121116–120.
- [41] Neumann A and Schmitt G (2003), *Review of optical properties for Lambertian diffusers in solar energy application*. Proceedings of ASME 2003 International Solar Energy Conference, 231–242.
- [42] Parretta A, Antonini A, Armani M, Nenna G, Flaminio G, Pellegrino M (2007), *Double cavity radiometer for high-flux density solar radiation measurements*. Applied Optics 462166–2179.
- [43] Pérez-Rábago C A, Marcos M J, Romero M, Estrada C A (2006), *Heat transfer in a conical cavity calorimeter for measuring thermal power of a point focus concentrator*. Solar Energy 801434–1442.
- [44] Pfänder M, Lüpfer E, Heller P (2006), *Pyrometric temperature measurements on solar thermal high temperature receivers*. Journal of Solar Energy Engineering 128285–292.
- [45] Riffelmann K J, Neumann A, Ulmer S (2006), *Performance enhancement of parabolic trough collectors by solar flux measurement in the focal region*. Solar Energy 801303–1313.
- [46] Rohner N and Neumann A (2003), *Measurement of high temperatures in the DLR solar furnace by UV-B detection*. Journal of Solar Energy Engineering 125152–158.
- [47] Shortis M R, Johnston G H G, Pottler K, and Lüpfer E (2008), *Quality analysis for solar concentrators*. International Archives of Photogrammetry and Remote Sensing 3781–87.
- [48] Ulmer S, Wolfgang R, Heller P, Lüpfer E (2002), *Beam characterization and improvement with a flux mapping system for dish concentrators*. Journal of Solar Energy Engineering 124182–188.
- [49] Vatel Corporation (2002), <http://www.vatell.com/newsletter.htm>.