



Ricerca di Sistema elettrico

Sviluppo e sperimentazione di ricevitore a minicanali per concentratore solare parabolico

*M. Bortolato, D. Del Col, A. Aboulmagd, S. Bortolin, S. Dugaria,
E. Magro*

SVILUPPO E SPERIMENTAZIONE DI RICEVITORE A MINICANALI PER CONCENTRATORE SOLARE PARABOLICO

M. Bortolato, D. Del Col, A. Aboulmagd, S. Bortolin, S. Dugaria, E. Magro (Università degli Studi di Padova)

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

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "*Studio teorico-sperimentale su ricevitori piani a mini / micro-canali per sistemi solari a concentrazione in applicazioni di solar-cooling ad alta efficienza*" tra ENEA ed Università degli Studi di Padova

Responsabile scientifico ENEA: Vincenzo Sabatelli

Responsabile scientifico Università di Padova: Davide Del Col

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SPERIMENTALI.....	11
2.1 DESCRIZIONE DELLA SEZIONE DI PROVA.....	11
2.2 DESCRIZIONE DELL'APPARATO SPERIMENTALE.....	12
2.3 METODOLOGIA DI RIDUZIONE DEI DATI SPERIMENTALI.....	15
2.4 MODELLO OTTICO DEL CONCENTRATORE PARABOLICO A FUOCO LINEARE.....	17
2.4.1 <i>Teoria della misura del flusso sul ricevitore di un sistema a concentrazione</i>	19
3 RISULTATI SPERIMENTALI.....	21
4 MODELLO DEL COLLETTORE.....	24
4.1 MODELLO FISICO.....	25
4.1.1 <i>Determinazione del flusso termico utile</i>	25
4.1.2 <i>Coefficiente convettivo di scambio termico</i>	26
4.1.3 <i>Caratterizzazione dell'ottica e perdite termiche al ricevitore</i>	27
4.2 MODELLO NUMERICO.....	28
4.3 APPLICAZIONE DEL MODELLO E VERIFICA DEI DATI SPERIMENTALI.....	31
4.3.1 <i>Caso studio: scambio termico in regime monofase</i>	31
4.3.2 <i>Caso studio: scambio termico in regime bifase</i>	33
5 CONCLUSIONI.....	37
NOMENCLATURA.....	38
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	40

Sommario

In questo documento si vuole presentare un prototipo innovativo di ricevitore piano a minicanali integrato in un collettore con concentratore solare parabolico lineare (PTC).

Nel primo capitolo si presenta una breve panoramica sullo sfruttamento dell'energia solare termica e in particolare sulle possibili applicazioni in media temperatura attraverso collettori solari parabolici. Una revisione critica della letteratura scientifica testimonia il carattere innovativo e l'unicità nella captazione della radiazione solare concentrata attraverso un ricevitore piano a minicanali.

Nel secondo capitolo vengono illustrate le attività di realizzazione e sperimentazione svolte. Viene riportata la descrizione della sezione di prova e dell'apparato sperimentale. Vengono inoltre descritte la metodologia di riduzione dei dati sperimentali e la procedura di calcolo del modello ottico del concentratore parabolico a fuoco lineare. Nel capitolo terzo, vengono presentati e commentati i principali risultati sperimentali.

Le equazioni che governano i fenomeni fisici coinvolti sono presentate nella prima parte del quarto capitolo. Successivamente viene descritto il modello numerico derivato. I dati sperimentali disponibili vengono confrontati con i risultati delle simulazioni, con il fine di verificare il modello sviluppato.

1 Introduzione

Questo lavoro ha come obiettivo lo studio di una soluzione innovativa per la produzione di calore a media temperatura (tra 80°C e 200°C) attraverso un impianto solare costituito da un concentratore parabolico lineare ed un ricevitore piano a minicanali.

La richiesta di energia termica a media temperatura è molto comune in ambito industriale nei settori alimentare, tessile e chimico. Alcuni tipici esempi applicativi di calore di processo a media temperatura in ambito industriale sono operazioni di lavaggio e pigmentazione di vestiti, distillazione, trattamento o sbiancamento di superfici, essiccazione, pastorizzazione e sterilizzazione di prodotti alimentari. In questo tipo di utenze la richiesta di energia è generalmente costante nell'arco dell'intero anno, per cui l'integrazione di sistemi solari risulta semplificata. L'utilizzo di sistemi solari per soddisfare la domanda di queste utenze termiche permette di ridurre le emissioni di gas responsabili dell'effetto serra rispetto all'utilizzo di soluzioni concorrenti che prevedono la combustione da fonte fossile o di gas naturale. In quest'ottica, i collettori solari tradizionali piani o a tubi evacuati non consentono di raggiungere tali temperature oppure non hanno efficienze soddisfacenti nel range della media temperatura, pertanto l'attenzione deve essere rivolta a sistemi solari a concentrazione.

La geometria dei concentratori solari più adatta alla produzione di energia termica è quella a fuoco lineare e comprende due tipologie di sistemi: i sistemi a specchi parabolici (PTCs – Parabolic Trough Collectors) e i sistemi lineari Fresnel, che si basano sull'utilizzo di eliostati lineari (Figura 1).



Figura 1 - Sistemi solari a concentrazione a fuoco lineare per applicazioni termiche a media temperatura. In alto: concentratore a specchi parabolici [1]. In basso: concentratore lineare Fresnel [2]

Tali sistemi utilizzano ricevitori di dimensioni tipicamente molto inferiori rispetto ai comuni collettori solari piani. Questo aspetto, insieme con una progettazione volta a massimizzare l'efficienza dello scambio termico al loro interno, può portare ad avere prestazioni eccellenti nell'intervallo di temperatura in esame. Si ipotizza di poter raggiungere prestazioni molto buone, soprattutto per sistemi a concentrazione installati nelle regioni a clima arido o semi-arido situati nella "cintura del Sole" delimitata dai paralleli 40° nord e 40° sud.

Fernandez-Garcia *et al.* [2] hanno condotto una revisione completa sullo stato dell'arte dei collettori a concentrazione (soprattutto PTCs) e sui loro diversi impieghi nel secolo passato. Il loro lavoro mette in luce l'esistenza di due principali applicazioni per l'uso di impianti solari termici a concentrazione. Il primo prevede l'integrazione dei sistemi a concentrazione lineare con cicli Rankine organici (ORC) all'interno di appositi campi solari. In questo modo la vaporizzazione di fluidi alto bollenti, come *R245fa*, a temperature di circa 200°C all'interno dei ricevitori permette la produzione di energia elettrica o meccanica. D'altra parte il secondo prevede la loro applicazione per la produzione di calore di processo a media temperatura, o per rifornire utenze termiche con alti consumi ma a bassa temperatura. L'attuale mercato per questo tipo di applicazione è molto più ridotto, ma presenta enormi margini di sviluppo. Il lavoro svolto da Fernandez-Garcia *et al.* [2] evidenzia la possibilità di convertire l'energia solare in calore a media temperatura mediante tre principali tipologie di impianto. La prima comporta l'utilizzo di uno scambiatore di calore in cui il fluido primario, circolante nei collettori solari (ricevitori), cede calore al fluido operativo del processo in questione. Le altre tipologie di impianto sfruttano la produzione indiretta e diretta di vapore a media temperatura all'interno del ricevitore. Nella seconda l'acqua pressurizzata circola all'interno delle tubazioni dell'impianto solare in modo tale che non vi sia vaporizzazione del fluido all'interno dei ricevitori che viene scaldato fino a temperature comprese tra i 180°C e i 220°C. Il fluido caldo viene successivamente inviato all'interno di una camera (*flash boiler*), in cui, in seguito alla variazione di pressione, avviene una parziale vaporizzazione. Il vapore così ottenuto viene inviato attraverso opportune tubazioni alle utenze industriali mentre il resto del liquido ritorna ai ricevitori dopo il reintegro della parte ceduta grazie ad un serbatoio. Il terzo caso prevede una produzione diretta del vapore data dalla parziale o totale vaporizzazione dell'acqua all'interno dei ricevitori. Nella vaporizzazione parziale l'acqua è inviata in una camera adibita alla separazione del vapore dal liquido mentre nella vaporizzazione completa il vapore viene ceduto direttamente alle utenze per i processi industriali. In ciascuno dei due casi, si deve prevedere il reintegro del fluido operativo.

L'utilizzo di concentratori solari per la produzione di calore a media temperatura presenta applicazioni alternative alla produzione di calore per processi industriali. Un primo esempio è la produzione di acqua calda sanitaria e del calore per il riscaldamento di grandi edifici come complessi industriali o commerciali, aeroporti, stazioni ferroviarie, ospedali, carceri o complessi scolastici. La produzione di acqua calda sanitaria, il cui livello di temperatura è tipicamente inferiore a 100°C, raggiungibili dai collettori piani, può essere ottenuto mediante l'uso di collettori PTC qualora la domanda risulti essere particolarmente rilevante (es. grandi condomini, bagni pubblici). Con questi dispositivi è possibile ottenere acqua pressurizzata a più alta temperatura, che può essere quindi miscelata con acqua più fredda. È stato stimato che l'impiego di un impianto a concentratori solari lineari può risultare conveniente rispetto ad uno a collettori solari piani se la domanda di acqua calda è continua nell'arco della settimana e supera i 1900 litri al giorno. In queste situazioni, le contenute dissipazioni di calore che caratterizzano un sistema a concentrazione portano ad avere un rendimento più alto rispetto ad un sistema a collettori piani.

Un'altra applicazione interessante è la produzione di calore a media temperatura per il raffrescamento degli edifici attraverso impianti di *solar cooling*. La richiesta energetica legata al raffrescamento di edifici negli ultimi anni è aumentata notevolmente in molti paesi industrializzati, causando seri problemi ai sistemi di distribuzione dell'energia elettrica nella stagione calda. I sistemi solari a concentrazione si prestano molto bene a soddisfare parte di questa domanda, dal momento che la massima disponibilità di radiazione solare coincide con il picco di richiesta di raffrescamento. Inoltre, nei

Paesi compresi nella “cintura del sole” a più bassa latitudine, è possibile pensare di far fronte anche alla domanda di freddo per la refrigerazione lungo tutto l’arco dell’anno (ad esempio per l’industria farmaceutica o alimentare). La capacità dei sistemi solari a concentrazione di produrre efficacemente calore a temperature di 140°C-160°C, rende possibile l’adozione di sistemi ad assorbimento a doppio effetto operanti con acqua e bromuro di litio che permettono il raggiungimento di valori del parametro COP superiori alla maggior parte dei sistemi attualmente impiegati.

La tipologia di concentratori a fuoco lineare più diffusa per le applicazioni a media temperatura è quella a specchi parabolici (PTC). Questi collettori presentano specchi con altezze comprese fra 1 m e 3 m con lunghezze totali che variano tra 2m e 10 m. Il rapporto di concentrazione geometrico è tra 15 e 20. Tali concentratori sono generalmente orientati in direzione nord-sud ed il sistema di inseguimento è a singolo asse. Dall’analisi di Fernandez-Garcia *et al.* [2] emerge che i collettori PTC esistenti in ambito commerciale e sperimentale presentano soluzioni per la ricezione della radiazione solare concentrata a configurazione tubolare lineare con convezione forzata. Questi ricevitori sono composti da tubi con un diametro mediamente compreso fra 12 mm e 50 mm, tipicamente dotati di una copertura esterna in vetro. In qualche caso, tra la copertura in vetro ed il tubo interno è realizzato il vuoto per limitare le dissipazioni termiche.

Ad oggi, la letteratura scientifica non riporta alcuna testimonianza di studi eseguiti su geometrie non circolari per ricevitori termici lineari.

Tabella 1 – Caratteristiche principali dei collettori PTC commerciali di piccole e medie dimensioni [2].

Produttore (nazionalità)	IST (US)	IST (US)	Solitem (DE & TR)	NEP Solar & CSIRO (AU)
Modello	PT1(ground)	RMT(roof)	PTC 1800	Polytrough 1200
Massima temperatura operativa	288	205	220	220
Fluido termovettore	Acqua pressurizzata	Acqua pressurizzata	(dato non disponibile)	Acqua pressurizzata
Tipologia di ricevitore	Tubolare con rivestimento vetrato	Tubolare con rivestimento vetrato	Tubolare con rivestimento vetrato	Tubolare
Dimensioni ricevitore	51 mm (& 75 mm) x 6 m	25.4 mm (& 51 mm) x 3.7 m	38 mm (& 65 mm) x 5.1 m	25.4 mm x 24 m
Ara di apertura del concentratore	14.03 m ²	4.22 m ²	9.16 m ²	28.8 m ²
Coefficiente di concentrazione geometrico	14.36	14.39	15.08	15.04

Nel 2013 Jaramillo *et al.* [1] hanno progettato e testato cinque prototipi PTC per applicazioni modulari nella produzione di acqua calda e vapore a temperature fra 70°C e 110°C. La superficie parabolica di captazione, realizzata in alluminio anodizzato (riflessività 92%), è di 2,6 m² con un coefficiente di concentrazione vicino a 14. La struttura portante è di alluminio ed è sprovvista di dispositivi di

inseguimento della radiazione diretta. Sono stati realizzati tre esemplari con un angolo di bordo di 45° mentre i restanti due presentano un angolo di bordo di 90°. I ricevitori utilizzati sono ancora tubi in rame a sezione circolare con diametro esterno di 25.4 mm ricoperti da una vernice (Zynolite Hi-Temp Paint) con coefficiente di assorbimento pari al 90%. Per mantenere contenuti i costi di produzione (circa 170 US\$/m²) e di trasporto non è stata utilizzata alcuna copertura vetrata del ricevitore. I rendimenti medi raggiunti dai collettori sono rispettivamente del 25% e del 45% con picchi pari al 35% al 67%.

Tabella 2 – Caratteristiche principali dei collettori PTC sperimentali di piccole e medie dimensioni [2].

Istituzione (nazionalità)	SJJ, DLR; Soliterm and Alanod (DE)	AEE INTEC, Knopf design, Botton Energy Solution (AT)	IIE (ME)
Modello	PTC 1000	Parasol	IEE
Massima temperatura operativa	200 °C	200 °C	400 °C
Fluido termovettore	Acqua pressurizzata	Acqua pressurizzata	(dato non disponibile)
Tipologia di ricevitore	Tubolare	Tubolare	Tubolare
Dimensioni ricevitore	(dato non disponibile) x 2 m	12 mm x 4 m	27 mm x 6.7 m
Ara di apertura del concentratore	2 m ²	2 m ²	15.46 m ²
Coefficiente di concentrazione geometrico	(dato non disponibile)	13.26	27.12

L'impiego di geometrie piane per la ricezione della radiazione concentrata proveniente dal sistema ottico non è commercialmente diffusa e non vi sono tracce di un suo impiego neanche per ricevitori termici sperimentali come riportato nella Tabella 2. Questo tipo di ricevitore è stato recentemente studiato per collettori a concentrazione ibridi in grado di fornire energia elettrica attraverso celle fotovoltaiche e energia termica dal fluido utilizzato per il loro raffreddamento. Nel 2005 Rossel *et al.* [3] sono stati fra i primi ad impiegare una geometria non circolare per realizzare un ricevitore lineare in un prototipo di collettore ibrido a concentrazione. Il loro impianto è dotato di un sistema ad inseguimento solare a due assi. Il ricevitore ibrido da loro presentato è composto da una serie di celle fotovoltaiche montate su di una superficie assorbente in alluminio a contatto con un condotto rettangolare isolato in cui scorre acqua per il raffreddamento delle celle. Il concentratore utilizzato è di tipo Fresnel con area di apertura pari a 4.86 m² con una superficie specchiata pari a 3.60 m². Il fattore di concentrazione geometrica è pari a 13.6 mentre la radiazione diretta che investe il sistema ottico è concentrata circa 11.10 volte. Il prototipo realizzato è stato oggetto di prove sperimentali in cui oltre alle prestazioni elettriche della sezione fotovoltaica sono state monitorate la portata e le temperature del circuito di raffreddamento che hanno permesso di determinare il flusso termico estratto e l'efficienza termica dell'intero collettore. Dai test effettuati è emerso che il collettore è in grado di raggiungere un valore massimo di efficienza termica di 65.8 % (fattore di concentrazione pari 11 e portata d'acqua pari a 75 L h⁻¹ m⁻²) e temperature massime di circa 60°C. Tuttavia, fra le loro conclusioni menzionano la possibilità di futuri sviluppi nell'adozione di ricevitori a piastra piani con condotti circolari, abbandonando di fatto l'uso di condotti rettangolari.

Nel 2011 Li *et al.* [4] hanno testato due collettori parabolici ibridi sperimentali con area di apertura di 2 m² e 10 m² con fattori di concentrazione della radiazione di 10 e 20 rispettivamente. Il ricevitore si compone di una lastra piana in cui sono adagiati diverse soluzioni di moduli fotovoltaici. Questa lastra è collegata ad un tubo circolare isolato in cui vi scorre dell'acqua con una portata di circa 40 L h⁻¹, come suggerito nel lavoro di Rossel *et al.* [3] Le efficienze termiche raggiunte da questi prototipi non sono mai superiori al 50% e le temperature massime dell'acqua in uscita sono inferiori ai 50°C.

Nel 2013 Siva Reddy *et al.* [5] nella loro revisione sullo stato dell'arte delle tecnologie per la produzione di energia elettrica attraverso centrali solari termiche, riportano che i ricevitori utilizzati negli impianti solari a concentrazione per applicazioni a media temperatura sono tutti del tipo a tubi evacuati. Oltretutto, questo tipo di impianti presenta sistemi di inseguimento monoassiale.

Si possono citare alcune soluzioni alternative all'uso di ricevitori lineari a tubolari a convezione forzata a media temperatura come ad esempio prototipi di ricevitori a tubi di calore (heat pipe). Lo scorso anno (2013) Zhang *et al.* [6] hanno indagato le prestazioni di un collettore PTC a circolazione naturale per la produzione indiretta di vapore attraverso un ricevitore di 2 m a tubi di calore ad U in acciaio dal diametro nominale di 100 mm e 130 mm. I tubi del ricevitore sono verniciati di nero e protetti da un doppio rivestimento vetrato. Dalla loro analisi è emerso che le perdite termiche al ricevitore sono il parametro che più influenza le prestazioni del collettore evidenziando che per questa soluzione le perdite per convezione e irraggiamento non possono essere trascurate. Il rendimento termico del ricevitore ha raggiunto efficienze massime del 80% mostrando però una forte dipendenza dalle condizioni ambientali. È da notare che l'uso di un ricevitore come quello proposto non permette la generazione diretta di vapore ma allunga la catena energetica per l'introduzione di un successivo scambiatore in cui si avrà la vera e propria generazione del vapore da indirizzare verso le utenze.

La progettazione del ricevitore per il concentratore a fuoco lineare in esame nel presente progetto è volta a realizzare un sistema innovativo ad alto rendimento anche quando l'energia termica è resa disponibile a temperature di almeno 150°C. Per raggiungere questo obiettivo, è necessario rendere molto efficiente lo scambio termico sulla superficie del ricevitore su cui giunge la radiazione solare concentrata. In questo modo, infatti, la temperatura di tale superficie rimane più vicina a quella del fluido operativo e ciò consente di ridurre le dissipazioni per convezione e radiazione con l'ambiente esterno.

Per incrementare le prestazioni termiche ottimizzando l'uniformità delle temperature del ricevitore Munoz e Abanades [7] hanno proposto uno studio teorico sull'utilizzo di superfici internamente alettate da impiegare in ricevitori termici solari. L'implementazione di un modello CFD ha evidenziato un potenziale miglioramento delle prestazioni termiche del ricevitore a spese di un aumento nelle perdite di carico. In particolare attraverso lo studio di tubi con alettature interne elicoidali ha mostrato un miglioramento nell'uniformità del profilo di temperatura e una diminuzione degli stress termici sui materiali. Inoltre, la diminuzione nella temperatura superficiale porta ad una riduzione delle perdite termiche ed ad un aumento del rendimento dell'intero collettore.

Il potenziale incremento nel rendimento di conversione di un collettore solare adottante un ricevitore con superfici interne estese, unito all'esperienza maturata nell'ambito dello scambio termico, ha portato il team di ricerca del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova verso lo sviluppo di un concentratore a minicanali con diametri idraulici fino a 3 mm. I minicanali sono fra le tecnologie più utilizzate e diffuse per asportare elevati flussi termici da ridotte superfici. I mini e i microcanali sono ampiamente utilizzati nei componenti elettronici per il raffreddamento di componenti molto piccole soggette a flussi termici particolarmente elevati, fino a 300 W cm⁻². Anche nei dispositivi riceventi di impianti solari a concentrazione, il flusso incidente è elevato. Esso può raggiungere valori nell'ordine di qualche decina di kilowatt per metro quadrato. La geometria tubolare, tipica dei ricevitori attualmente

impiegati, non è ottimale per alloggiare i condotti dei minicanali. Infatti l'adozione di tubi circolari minicanalizzati comporterebbe un'alta disuniformità di flusso incidente fra i vari canali. Si è quindi optato per una geometria piana che consente da un lato di realizzare in maniera semplice e poco costosa il ricevitore a minicanali e dall'altro di ottenere un valore di efficienza ottica maggiore a parità di dimensioni frontali del ricevitore e quindi a parità di rapporto di concentrazione geometrico. Oltre a questi aspetti l'uso di ricevitori piani permette di isolare meglio e con più facilità la superficie posteriore del ricevitore che non viene investita dalla radiazione concentrata.

2 Descrizione delle attività sperimentali

2.1 Descrizione della sezione di prova

Il ricevitore progettato per la produzione di calore a media temperatura è costituito da una piastra piana in alluminio a sezione rettangolare, avente una lunghezza di 1.2 m. La superficie del ricevitore su cui giunge la radiazione concentrata è dotata di una vernice semiselettiva antigraffio nera con un coefficiente di assorbimento pari a 93% e una emissività del 44%.



Figura 2 - Ricevitore a minicanali per la produzione di calore a media temperatura. In alto: dettaglio della parte frontale. In basso: ricevitore installato sul concentratore durante un test presso il Laboratorio di Conversione dell'Energia Solare dell'Università di Padova.

Dato che la vernice resiste agli agenti atmosferici, non è stata utilizzata alcuna copertura vetrata (Figura 2, in alto). In alcuni studi disponibili in letteratura relativi a concentratori solari per la produzione di calore a media temperatura [1], si è valutato di non utilizzare alcuna copertura vetrata, poiché rappresenta un costo in più ed una complicazione del ricevitore. Il ricevitore è dotato di due ingressi laterali e di

un'uscita centrale. Sulla superficie posteriore, in corrispondenza della metà di ciascun tratto ingresso-uscita, due termoresistenze Pt100 a piastrina sono state posizionate con nastro in fibra di vetro resistente alle alte temperature. Successivamente la parte posteriore è stata isolata termicamente con lana di roccia per ridurre le dissipazioni di calore verso l'ambiente esterno. In questo modo, le due termoresistenze a piastrina misurano la temperatura superficiale del ricevitore e, quando il fluido operativo si trova nelle condizioni di saturazione, i valori rilevati saranno molto vicini alla temperatura del fluido interno. Il ricevitore progettato è stato installato su un concentratore solare a specchi parabolici a fuoco lineare per la caratterizzazione sperimentale delle sue prestazioni termiche (Figura 2). Il concentratore e l'apparato sperimentale vengono descritti in dettaglio nel prossimo paragrafo.

2.2 Descrizione dell'apparato sperimentale

Le prestazioni del ricevitore descritto al punto precedente sono state caratterizzate sperimentalmente in un impianto di prova progettato e realizzato presso il *Laboratorio di Conversione dell'Energia Solare* del *Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova*. Presso questo laboratorio, è stato installato un concentratore a specchi parabolici e a fuoco lineare su cui è posizionato il ricevitore prototipale.



Figura 3 - Concentratore a specchi parabolici a fuoco lineare presso il Laboratorio di Conversione dell'Energia Solare dell'Università degli Studi di Padova.

L'ottica primaria è costituita da quattro specchi che formano un cilindro parabolico la cui sezione è data da uno solo dei due rami di una parabola (Figura 3). La distanza focale è di 1.81 m, l'angolo di bordo è di 78° mentre l'altezza della semiparabola di 2.86 m e la lunghezza focale di 2.4 m definiscono un'area di apertura di 6.86 m^2 . L'ottica primaria presenta delle eccellenti proprietà di riflessione: il costruttore certifica un coefficiente di riflessione della radiazione normale incidente pari a 96.1%. Il concentratore insegue il sole tramite una movimentazione a due assi governata da un algoritmo basato sulle efemeridi solari quando il sistema si avvicina al sole e da un sensore di luminosità per conseguire l'allineamento ottimale del ricevitore con il fuoco del concentratore. Una barra di alluminio è utilizzata come sostegno del

ricevitore, collocato in modo che la sua superficie frontale sia quanto più vicino possibile alla posizione geometrica del fuoco.

La particolare configurazione geometrica asimmetrica dell'ottica primaria implica che il ricevitore venga installato in modo che la normale alla sua superficie frontale formi un angolo di 45° con la normale all'ara di apertura. Questo accorgimento consente di ridurre il massimo angolo di incidenza dei raggi riflessi sulla superficie del ricevitore. Il rapporto di concentrazione geometrico è circa uguale a 40.

Il circuito di prova (Figura 4) comprende un circuito primario costruito a bordo del concentratore, in cui scorre acqua distillata ed un circuito secondario di raffreddamento. Nel circuito primario, il fluido operativo in uscita dalla sezione di misura costituita dal ricevitore, entra in uno scambiatore di calore a tubi concentrici in equicorrente che ha la funzione di trasferire il calore ricevuto dal fluido primario al fluido del circuito secondario (acqua). Il fluido operativo esce dallo scambiatore in condizioni di liquido sottoraffreddato ed è inviato ad una pompa ad ingranaggi accoppiata magneticamente ad un motore elettrico a velocità variabile. La pompa permette di variare con continuità il numero di giri, quindi è possibile effettuare i test a diverse portate di massa. La portata di massa del fluido nel circuito primario viene rilevata tramite un misuratore ad effetto Coriolis. L'impianto è dotato di un vaso di espansione che permette di variare la pressione dell'impianto. Nei test in cui il fluido viene vaporizzato nel ricevitore, la regolazione della pressione dell'impianto determina la temperatura di saturazione che rappresenta il livello di temperatura a cui è disponibile l'energia termica fornita dal presente dispositivo solare. Prima di rientrare nel ricevitore, il fluido operativo passa attraverso una sezione di preriscaldamento costituita da una resistenza elettrica avvolta all'esterno del tubo e collegata ad un relè allo stato solido. Il funzionamento del relè è governato da un termoregolatore PID che mantiene costante il grado di sottoraffreddamento del fluido in ingresso al ricevitore rilevando, tramite una termocoppia di tipo T, la temperatura della superficie esterna del tubo in acciaio inox a valle della sezione di preriscaldamento.

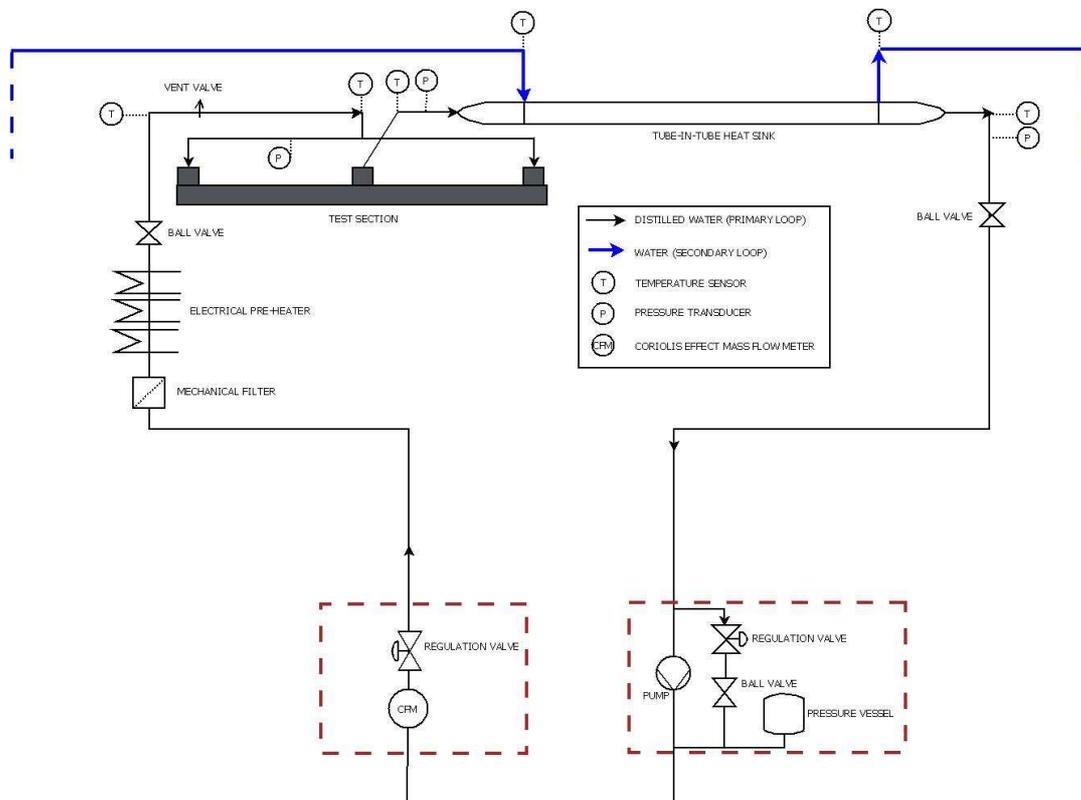


Figura 4 - Circuito di prova per i test sperimentali presso il Laboratorio di Conversione dell'Energia Solare

Nel circuito secondario, l'acqua entra in un serbatoio e poi passa attraverso uno scambiatore di calore a piastre in cui trasferisce il calore ad una miscela di acqua e glicole in un circuito ausiliario. Da qui, in un secondo scambiatore a piastre, il calore è ceduto all'acqua di pozzo del impianto centrale dell'edificio e quindi dissipato. Il circuito secondario è dotato di una valvola per la regolazione della portata, di una pompa di circolazione, di un misuratore ad effetto Coriolis e di un secondo serbatoio dotato di tre resistenze elettriche fisse e di una regolabile tramite un termoregolatore *PID*. Questo sistema serve per impostare un determinato valore della temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore di calore a tubi concentrici.

Nel circuito primario, sono stati installati tre trasduttori assoluti di pressione per rilevare la pressione del fluido operativo in ingresso ed in uscita dal ricevitore ed in uscita dallo scambiatore di calore. Tutti i sensori di temperatura utilizzati sono termoresistenze *Pt100* di classe 1/10 DIN. Due termoresistenze vengono poste all'interno di pozzetti ed impiegate per rilevare la temperatura di ingresso e di uscita del fluido secondario nello scambiatore. Altri sensori di temperatura sono stati collocati nel circuito primario, rispettivamente per misurare la temperatura del fluido all'uscita della sezione di preriscaldamento, all'ingresso e all'uscita del ricevitore ed all'uscita dello scambiatore di calore. I sensori di temperatura nel circuito primario sono installati utilizzando dei raccordi che li mettono a diretto contatto con il fluido operativo. Infine, una termoresistenza è utilizzata per la misura della temperatura ambiente. Quando si effettuano test in cui all'uscita del ricevitore il fluido si trova in condizioni di vapore saturo è possibile verificare l'accordo tra la temperatura e la pressione in condizioni di saturazione.

Il *Laboratorio di Conversione dell'Energia Solare* è dotato di un sistema di misura della radiazione solare che comprende un pireliometro montato su un inseguitore solare ad elevata precisione per la misura della radiazione solare diretta *DNI* che rappresenta l'input energetico dei sistemi solari a concentrazione. La misura della radiazione solare diretta incidente sull'area di apertura del concentratore consente il calcolo del rendimento termico complessivo del sistema.



Figura 5 - Sistema di calibrazione delle termoresistenze del circuito primario presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale.

Per garantire un'elevata accuratezza nelle misure, le termoresistenze sono state calibrate. Durante la calibrazione, il valore misurato dalle termoresistenze collegate con il *datalogger* è confrontato con il valore misurato da un termistore collegato con il termometro *SuperThermometer II* di *Hart Scientific* (Figura 5). La catena di misura composta da termistore e termometro permette di ottenere un'accuratezza sulle misure di temperatura inferiore a 0.01°C.

Le termoresistenze per la misura della temperatura del fluido secondario sono calibrate nel intervallo di calibrazione del termistore tra 20°C e 60°C in un circuito servito da un bagno termostatico. La calibrazione delle termoresistenze per la misura delle temperature del fluido operativo (primario) è stata effettuata nel range 100°C - 150°C utilizzando un termistore calibrato fino a 500°C ed un cilindro in rame su cui sono stati praticati degli appositi fori. Il cilindro è posto all'interno di un forno a temperatura controllata. All'interno dei fori è stata messa pasta conduttiva per garantire un ottimo contatto termico fra la massa in rame e i sensori di temperatura. Dopo la calibrazione, vengono definite delle funzioni di correzione dei valori misurati dai sensori di temperatura per avere una precisione entro $\pm 0.03^\circ\text{C}$.

2.3 Metodologia di riduzione dei dati sperimentali

Durante la sperimentazione i segnali provenienti dai misuratori di portata, dai sensori di temperatura, dai trasduttori di pressione e dal pireliometro vengono acquisiti da un *datalogger* con un intervallo di campionamento di 3 s.

I dati raccolti vengono successivamente mediati considerando intervalli di 30 s. In base a quanto indicato dalla norma europea *UNI EN 12975-2* si assume che il sistema a concentrazione lavori in condizioni stazionarie se, considerato un periodo di misura di 10 minuti, la differenza tra i valori mediati su 30s e il valore medio nel periodo di misura rimane all'interno dei limiti specificati in tabella 1. Inoltre si considera che il valore dell'irradianza normale diretta (*DNI*) sia almeno 400 W m^{-2} .

Tabella 3 - Deviazioni ammesse dei parametri operativi considerati per la riduzione dei dati

Parametro	Deviazione ammessa rispetto al valore medio in 10'
Irradianza normale diretta (<i>DNI</i>)	$\pm 50 \text{ W m}^{-2}$
Temperatura di ingresso del fluido nel ricevitore	$\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$
Portata di massa del fluido nel ricevitore	$\pm 1 \%$

Le proprietà termofisiche dei fluidi utilizzati sono calcolate utilizzando il database *NIST Refprop Version 9.0*.

Dati gli elevati coefficienti di scambio termico che si ottengono durante la vaporizzazione all'interno di minicanali, sono state effettuate prove sperimentali in cui il deflusso all'interno del ricevitore avviene con il fluido operativo in cambiamento di fase. In queste prove, l'acqua distillata entrante nel ricevitore in condizioni di liquido sottoraffreddato viene riscaldata e parzialmente vaporizzata.

All'interno dello scambiatore a tubi concentrici, il fluido del circuito primario condensa e viene sottoraffreddato. In base alle misure di pressione e temperatura effettuate lungo il circuito primario, durante i test in condizione di deflusso bifase, sono noti gli stati termodinamici del fluido (liquido sottoraffreddato) all'ingresso del ricevitore ed in uscita dallo scambiatore di calore a tubi concentrici.

Inoltre, è possibile determinare il flusso termico ceduto nello scambiatore dall'acqua del circuito primario al fluido di raffreddamento del secondario:

$$q_{HE} = \dot{m}_{II} \bar{c}_{p,II} (T_{II,RE out} - T_{II,RE in}) \quad 1$$

dove il pedice *II* si riferisce al fluido secondario e il calore specifico dell'acqua del circuito secondario $\bar{c}_{p,II}$ è riferito alla media tra le temperature di ingresso e di uscita.

L'entalpia specifica dell'acqua distillata in uscita dal ricevitore $h_{I,RE out}$ si ricava dal flusso termico scambiato e dall'entalpia specifica all'uscita dello scambiatore di calore a tubi concentrici, come espresso nell'equazione seguente:

$$h_{I,RE out} = \frac{q_{HE}}{\dot{m}_I} + h_{I,HE out} \quad 2$$

Le condizioni di saturazione all'uscita del ricevitore sono verificate in base all'accordo tra il valore di temperatura e di pressione misurati. Durante i test sperimentali con deflusso bifase, la differenza tra la temperatura di saturazione misurata e quella calcolata a partire dal valore di pressione misurato è minore di 0.1°C. Tale differenza è all'interno dell'incertezza di misura dei due trasduttori.

Dal valore della temperatura misurata in condizioni di saturazione è possibile ricavare le relative entalpie specifiche del liquido saturo $h_{I,L}$ del vapore saturo secco $h_{I,V}$. Quindi, il titolo termodinamico del vapore saturo in uscita dal ricevitore $x_{I,RE out}$ è dato dall'espressione:

$$x_{I,RE out} = \frac{h_{I,RE out} - h_{I,L}}{h_{I,V} - h_{I,L}} \quad 3$$

Infine, il rendimento totale di conversione dell'irradianza solare diretta *DNI* incidente sull'area di apertura del concentratore $A_{PTC ap}$ in potenza termica utile si ottiene dall'equazione:

$$\eta_C = \frac{q_{u,I}}{DNI \cdot A_{PTC ap}} = \frac{\dot{m}_I (h_{I,RE out} - h_{I,RE in})}{DNI \cdot A_{PTC ap}} \quad 4$$

Il ricevitore a minicanali è stato testato anche in condizioni di deflusso monofase, con temperatura media del fluido vicina alla temperatura di saturazione dei test in deflusso bifase allo scopo di confrontare le prestazioni nei due casi. Con il deflusso monofase, il flusso termico utile $q_{u,I}$ si può ottenere considerando la sola variazione di temperatura del fluido operativo nel ricevitore e di conseguenza il rendimento totale di conversione è espresso in accordo con:

$$\eta_C = \frac{q_{u,I}}{DNI \cdot A_{PTC ap}} = \frac{\dot{m}_I \bar{c}_{p,I} (T_{I,RE out} - T_{I,RE in})}{DNI \cdot A_{PTC ap}} \quad 5$$

I risultati saranno presentati con alcuni grafici in cui il rendimento globale di conversione dell'energia solare è riportata in funzione della differenza media ridotta di temperatura ΔT_m^{red} definita come il rapporto tra la differenza fra la temperatura media del fluido nel ricevitore e la temperatura ambiente e l'irradianza normale diretta *DNI*:

$$\Delta T_m^{red} = \frac{T_{I,RE out} + T_{I,RE in} - T_a}{2 DNI} \quad 6$$

Nel caso delle prove in deflusso monofase, la temperatura media del fluido primario è definita come media aritmetica fra le temperature di ingresso e di uscita del ricevitore. Con riferimento alle prove condotte in condizioni di deflusso bifase, invece, dato che il fluido entra nel ricevitore in condizioni di liquido sottoraffreddato, viene definita una temperatura media equivalente del fluido primario nel ricevitore $T_{I,RE av}^{eq}$ definita come media pesata sulle variazioni di entalpia associate allo scambio di calore sensibile ed allo scambio di calore latente:

$$T_{I,RE av}^{eq} = \frac{\left(\frac{T_{I,sat} + T_{I,RE in}}{2}\right)(h_{I,L} - h_{I,RE in}) + T_{I,sat}(h_{I,RE out} - h_{I,L})}{(h_{I,RE out} - h_{I,RE in})} \quad 7$$

2.4 Modello ottico del concentratore parabolico a fuoco lineare

Le prestazioni ottiche del sistema a concentrazione a fuoco lineare con il ricevitore a minicanali sono state valutate utilizzando il software di *Ray-tracing SolTrace*, basato sul metodo *Monte Carlo*. *SolTrace 2012.7.9* [8] è un programma di libera distribuzione sviluppato dal *National Renewable Energy Laboratory (NREL)* ed è di comune impiego per la modellizzazione e la simulazione di campi di eliostati con ricevitore centrale collocato su una torre, concentratori parabolici a fuoco lineare, concentratori puntuali accoppiati con motori Stirling e fornaci solari.

Per la caratterizzazione delle prestazioni ottiche di un concentratore solare è necessario specificare l'efficienza ottica del sistema specchiante e come è distribuita la radiazione concentrata lungo la dimensione trasversale del ricevitore.

In questo lavoro l'efficienza ottica viene definita in modo semplificato come il rapporto tra la potenza che raggiunge la superficie del ricevitore ideale (con coefficiente di assorbimento unitario) e la potenza incidente sull'area di apertura. Secondo tale definizione, l'efficienza ottica definita attraverso il modello ottico del concentratore è il prodotto fra il coefficiente di riflessione degli specchi dell'ottica primaria e il fattore di intercettazione, mentre non tiene conto delle proprietà di assorbimento del rivestimento del ricevitore in funzione dell'angolo di incidenza, che non sono disponibili.

Il secondo parametro (distribuzione del flusso concentrato lungo la dimensione trasversale del ricevitore) fornisce un'indicazione sulla qualità della concentrazione del flusso in determinate posizioni lungo il ricevitore. Nei metodi statistici alla base dei software di *Ray-tracing*, la traiettoria di ogni singolo raggio è determinata dalla sorgente attraverso il sistema mano a mano che si incontrano superfici con proprietà ottiche differenti. Pertanto, nell'analisi dei sistemi a concentrazione, tale traiettoria risulta essere una funzione dell'inclinazione dei raggi del sole, della distribuzione angolare dell'intensità solare, delle proprietà ottiche dei vari elementi che compongono il sistema, dei loro difetti ottici, degli errori del sistema di inseguimento solare e degli errori dovuti alla non perfetta posizione del ricevitore. Nei modelli ottici del concentratore con inseguimento solare si considera che i raggi solari siano sempre ortogonali all'area di apertura. Tale adozione viene considerata valida anche nel nostro caso dal momento che è presente un sistema di inseguimento a due assi.

La distribuzione angolare dell'intensità solare tiene conto non solo della dimensione del disco solare ma anche di una regione circumsolare ed ha una grande influenza sulle prestazioni del sistema a

concentrazione. Generalmente, la distribuzione angolare dell'intensità solare viene rappresentata in modo semplificato attraverso due distribuzioni probabilistiche: la distribuzione gaussiana, che porta ad analisi non accurate soprattutto in sistemi a medio ed alto rapporto di concentrazione geometrico e la distribuzione rettangolare. In questa analisi, è stato scelto un modello di distribuzione angolare di intensità solare implementato in *SolTrace* e basato sullo studio di Neumann *et al.* [9], in cui sono definiti diversi profili in base all'ampiezza della regione circumsolare considerata. Il modello scelto è indicato come CRO e si riferisce a condizioni di cielo sereno.

In generale quando un'onda elettromagnetica incontra una superficie, essa può essere trasmessa, riflessa o assorbita dalla stessa superficie. Esistono funzioni che descrivono il modo in cui la luce viene riflessa da una superficie oppure trasmessa attraverso una superficie. Queste funzioni si indicano rispettivamente come funzione della distribuzione della riflettanza bidirezionale (BRDF) e funzione della distribuzione della trasmittanza bidirezionale (BTDF). La funzione BRDF tiene conto della riflessione speculare, della riflessione diffusa e degli errori ottici che caratterizzano uno specchio reale. Ci sono diversi modelli per la BRDF, come ad esempio il modello di *Harvey-Shack*, il modello *ABg*, il modello asimmetrico ed il modello ellittico. Il modello *ABg* descrive molto bene la distribuzione della riflettanza bidirezionale di molte superfici reali, ma richiede la definizione di tre parametri (A, B e g appunto) attraverso un'analisi ottica ad hoc. In questo lavoro, si è scelto di utilizzare il modello ellittico con due assi identici, che definisce una funzione di distribuzione gaussiana disponibile nel software *SolTrace*. L'adozione di una distribuzione gaussiana come modello della funzione di distribuzione della riflettanza bidirezionale comporta un ulteriore vantaggio. *SolTrace* non tiene in considerazione gli errori ottici dovuti al sistema di inseguimento e al non perfetto allineamento del ricevitore, ma è possibile includerli nella funzione di distribuzione della riflettanza, dal momento che generalmente tali errori sono definiti proprio attraverso distribuzioni di Gauss. Nella stima delle prestazioni ottiche del sistema a concentrazione sono stati considerati diversi valori per l'errore ottico totale dato dalla somma degli errori di forma degli specchi dell'ottica primaria, di inseguimento, di posizionamento del ricevitore e dal modo in cui il raggio viene riflesso da questi specchi nell'intervallo tipico tra 2.5 mrad e 4 mrad come riportato in letteratura.

Il modello ottico del concentratore parabolico a fuoco lineare con il ricevitore progettato per la produzione di energia termica a media temperatura include le proprietà di riflessione degli specchi dell'ottica primaria e la superficie frontale del ricevitore in esame, per la quale si assume un coefficiente di assorbimento unitario. In ambiente *SolTrace*, il *ray-tracing* viene effettuato considerando un numero di intersezioni con il sistema pari a 5×10^6 . La mappatura del flusso concentrato prevede le divisioni della lunghezza e della dimensione trasversale del ricevitore rispettivamente in 40 e in 25 settori. La distribuzione di flusso viene quindi definita come la media delle distribuzioni di flusso nei 40 settori definiti lungo il ricevitore ed riportata in Figura 6 a diversi valori dell'errore ottico

La distribuzione del flusso concentrato è pertanto fortemente disuniforme sulla superficie frontale del ricevitore. Tuttavia, la parte frontale del ricevitore è provvista di un certo spessore di alluminio che funge da diffusore del flusso e ha lo scopo di uniformare il flusso termico specifico su ogni singolo canale integrato. Questa parte del ricevitore è di grande importanza nel caso in cui il fluido all'interno subisca un cambiamento di fase. Infatti, in questa condizione, ed in modo particolare con l'utilizzo di acqua distillata con un elevato calore latente di vaporizzazione, la portata di massa è molto bassa. Se non ci fosse un diffusore del flusso termico concentrato, nei canali centrali si potrebbe verificare la situazione in cui il flusso termico specifico incidente è maggiore del flusso termico critico che innesca il *dry-out*, cioè il fenomeno di prosciugamento del liquido alla parete. Il raggiungimento delle condizioni di *dry-out* si deve evitare per non incorrere in temperature di parete troppo elevate e tali da danneggiare la vernice semiselettiva di copertura.

Nel range di errore ottico totale considerato in questo modello ottico, il valore dell'efficienza ottica risulta molto alto, tra 93.4% e 94% ed infatti il flusso termico alle estremità del ricevitore è prossimo a zero,

perciò l'immagine solare prodotta dal concentratore è pressoché contenuta nella dimensione trasversale del ricevitore.

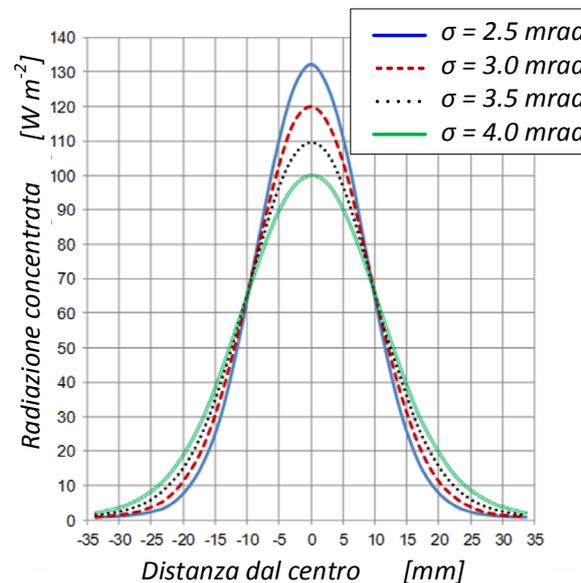


Figura 6 - Distribuzione di flusso concentrato nella dimensione trasversale del ricevitore a diversi valori dell'errore ottico totale (sigma) stimata utilizzando SolTrace. La posizione 0 mm si riferisce al centro del ricevitore.

2.4.1 Teoria della misura del flusso sul ricevitore di un sistema a concentrazione

La misura del flusso che raggiunge un ricevitore di un sistema a concentrazione è di grande importanza per determinare sperimentalmente l'efficienza ottica del ricevitore e per validare il modello ottico dell'intero dispositivo, che può così diventare uno strumento utile ed affidabile per la progettazione ottimizzata del ricevitore stesso. Generalmente, sono impiegate due diverse metodologie per la misura del flusso concentrato su un ricevitore: una è di tipo diretto mentre l'altra è di tipo indiretto (Ballestrin e Montreal [10]).

Il metodo diretto si basa sull'utilizzo di mini sensori di flusso termico che sono costituiti da un sensore di flusso termico a film sottile e di un sensore di temperatura a film sottile depositati su un substrato ceramico in nitrato di alluminio. La parte frontale dei due sensori è ricoperta da una vernice nera che deve garantire un coefficiente di assorbimento elevato e pressoché costante in un ampio intervallo di lunghezze d'onda. Il sensore di flusso termico è formato da una termopila, il cui segnale è proporzionale al flusso termico. Il sensore di temperatura è costituito da una resistenza in platino ed è collocato attorno al sensore di misura del flusso termico. La funzione del sensore di temperatura è quella di correggere la misura del flusso termico, dato che permette di calcolare la variazione della conducibilità elettrica in funzione della temperatura. I mini sensori di flusso termico possono lavorare a temperature molto elevate, fino a 800°C senza necessità di essere raffreddati con acqua e hanno uno spessore di qualche millimetro, perciò il loro tempo di risposta è intorno a 20 μ s. Durante la misura, alcuni mini sensori sono integrati in un target bianco montato su un sistema mobile in direzione parallela rispetto alla dimensione della parte frontale del ricevitore. I dati che si raccolgono durante la campagna sperimentale si riferiscono pertanto a misure di flusso termico in un numero discreto di posizioni lungo la superficie frontale del ricevitore e pertanto devono essere interpolati per determinare la distribuzione di flusso concentrato nel suo

complesso. La geometria e la configurazione del sistema mobile dipendono dalla forma del ricevitore: nel caso di un sistema piano il sistema mobile è più semplice rispetto al caso di un ricevitore tubolare.

Nella metodologia indiretta, una camera con dispositivo ad accoppiamento di carica (CCD) ad alta risoluzione registra l'immagine di un target bianco lambertiano in movimento. Il target lambertiano deve avere delle caratteristiche tali per cui possa essere considerato come una superficie che riflette l'energia incidente in maniera uguale in tutte le direzioni e generalmente è fatto in allumina, non è dotato di sistema di raffreddamento e deve essere collocato quanto più vicino possibile alla posizione della superficie frontale del ricevitore. L'immagine ottenuta dalla camera CCD deve essere corretta tenendo conto delle distorsioni e dell'errore di offset e consiste in una mappa con una scala di grigi che descrivono la forma della distribuzione del flusso concentrato ma non ne forniscono alcuna indicazione quantitativa. Pertanto, è necessaria una calibrazione della camera CCD confrontando l'immagine ottenuta con i valori misurati da un calorimetro raffreddato ad acqua (generalmente un calorimetro di tipo Gardon) posto nella stessa posizione per poter associare ogni punto della scala di grigi con un preciso valore del flusso termico. I calorimetri di tipo Gardon sono di solito calibrati utilizzando delle cavità radianti con il comportamento di corpo nero; tale procedura risulta però essere complessa. Ballestrin *et al.* [11] hanno proposto una procedura di calibrazione alternativa basata su un bilancio termico.

È stato sperimentalmente provato che le misure effettuate con il metodo diretto e con il metodo indiretto sono in buon accordo, perciò, in relazione alla geometria del ricevitore, è possibile scegliere il metodo che più si adatta al sistema a concentrazione in esame. In ogni caso, la combinazione dei due metodi permette di ottenere un alto livello di precisione nella misura del flusso termico e consente di osservare se le prestazioni degli strumenti decadono rispetto alle condizioni di calibrazione.

3 Risultati sperimentali

Durante i test con deflusso bifase nel ricevitore, il fluido operativo entra nel ricevitore con un grado di sottoraffreddamento tra 18.6°C e 25.6°C mentre la temperatura di saturazione è intorno a 122°C, valore che corrisponde ad una pressione assoluta di saturazione di 2.12 bar.

L'irradianza normale diretta è compresa tra 490 W m⁻² e 580 W m⁻² mentre la temperatura dell'aria ambiente è di 26.6°C-27.7°C. La portata è di 11 kg h⁻¹ ed il titolo termodinamico ottenuto all'uscita del ricevitore è compreso fra 0.12 e 0.15.

In queste condizioni, si ottengono valori della differenza media ridotta di temperatura nell'intervallo tra 0.16 K m² W⁻¹ e 0.19 K m² W⁻¹.

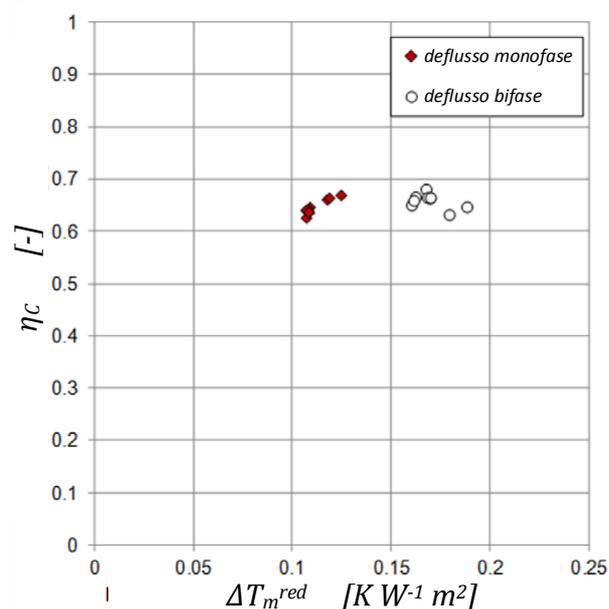


Figura 7 - Rendimento totale di conversione dell'energia solare in energia termica in funzione della temperatura media ridotta ottenuto durante i test del sistema a concentrazione con il ricevitore a minicanali in condizioni di deflusso monofase e bifase.

Per le prove condotte in regime di deflusso monofase, la temperatura di ingresso dell'acqua nel ricevitore è di 113°C-119°C mentre il valore della portata di massa è di 234 kg h⁻¹, che corrisponde ad un valore di portata specifica riferita all'area di apertura del concentratore di 0.02 kg s⁻¹ m⁻². Per quanto riguarda le condizioni ambientali, la DNI varia tra 780 W m⁻² e 875 W m⁻² mentre la temperatura dell'aria ambiente è compresa fra 23°C e 24.6°C. L'intervallo della differenza media ridotta di temperatura che viene definito nelle condizioni di test in regime monofase è tra 0.11 K m² W⁻¹ e 0.13 K m² W⁻¹. In Figura 7, sono riportati i valori di rendimento totale di conversione della radiazione solare in energia termica in funzione della temperatura media ridotta per tutti i test effettuati.

Si può notare che il rendimento totale si mantiene a valori di circa 65% - 66% per tutto il range della temperatura media ridotta compreso fra 0.11 K m² W⁻¹ e 0.19 K m² W⁻¹. Le prestazioni ottenute sono molto promettenti e dimostrano come il sistema a concentrazione con il ricevitore proposto sia in grado di soddisfare in maniera efficiente la domanda di energia termica a media temperatura. Il fatto che il valore di efficienza rimanga pressoché costante nell'intervallo di temperatura media ridotta sperimentale sta ad

indicare come le dissipazioni di calore verso l'ambiente circostante siano molto limitate grazie alla ridotta dimensione dell'area frontale del ricevitore.

I punti sperimentali presentati si riferiscono a condizioni stazionarie del sistema analizzato. Le termoresistenze a piastrina attaccate alla parte posteriore del ricevitore in corrispondenza della mezzeria di ciascun tratto ingresso-uscita hanno permesso di osservare come nelle condizioni di test cui si riferiscono i punti sperimentali, la distribuzione di temperatura del ricevitore fosse la medesima nei due tratti in parallelo (Figura 8). In particolare, durante le prove con vaporizzazione del fluido, la temperatura di parete risultava essere inferiore ma molto prossima alla temperatura di saturazione e ciò indica la bontà dell'isolamento posteriore, tale da rendere trascurabili le dissipazioni verso l'ambiente esterno.

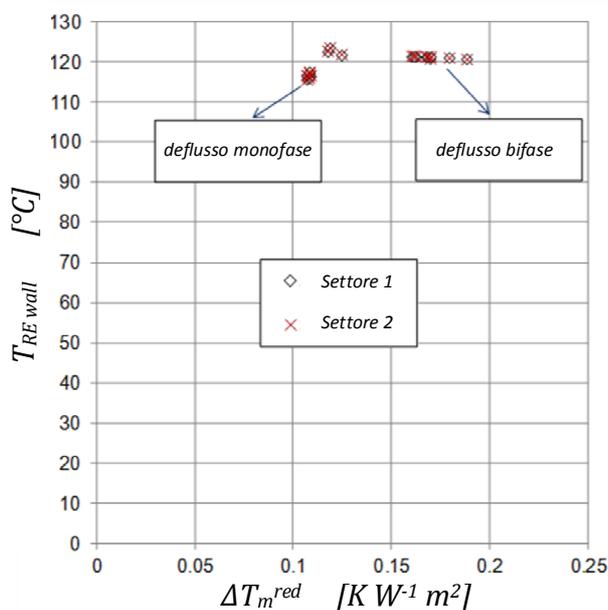


Figura 8 - Valori misurati della temperatura di parete posteriore in ciascuno dei due tratti ingresso-uscita del ricevitore (settore 1 e settore 2) nelle condizioni di test cui si riferiscono i dati sperimentali presentati.

Durante la campagna sperimentale, in condizioni non stazionarie, è stata osservata l'importanza di controllare in maniera accurata i parametri operativi quando il fluido vaporizza all'interno dei minicanali. Infatti, in alcune prove è stato osservato che le temperature rilevate dalle termoresistenze a piastrina poste in ciascuno dei due tratti ingresso-uscita del ricevitore hanno cominciato a divergere tra di loro rispetto al valore della temperatura di saturazione corrispondente alla pressione dell'impianto, fino a presentare differenze di valori anche di 100°C. Una possibile spiegazione di questa differenza di temperatura può risiedere nel fatto che vi sia una cattiva distribuzione della portata tra i due settori alimentati in parallelo, che comporta una bassa portata in uno dei due settori, tale da produrre il verificarsi di condizioni critiche che determinano il prosciugamento del film di liquido a contatto con la parete (*dry-out*). Questa condizione può verificarsi quando la portata di massa risulta essere troppo bassa in relazione alla radiazione normale incidente e quindi al flusso concentrato che raggiunge il ricevitore. In Figura 9 vengono riportati i valori delle temperature rilevate dalle termoresistenze a piastrina acquisite dal *datalogger* ogni 3 s e relative al caso in cui si è osservato l'insorgere del *dry-out* nel settore 2 del ricevitore.

Questo fenomeno va controllato in quanto può portare al danneggiamento del rivestimento selettivo del ricevitore. Ampi margini di miglioramento sono ottenibili controllando opportunamente le portate di massa di ingresso; ad esempio collegando i due settori in serie anziché in parallelo.

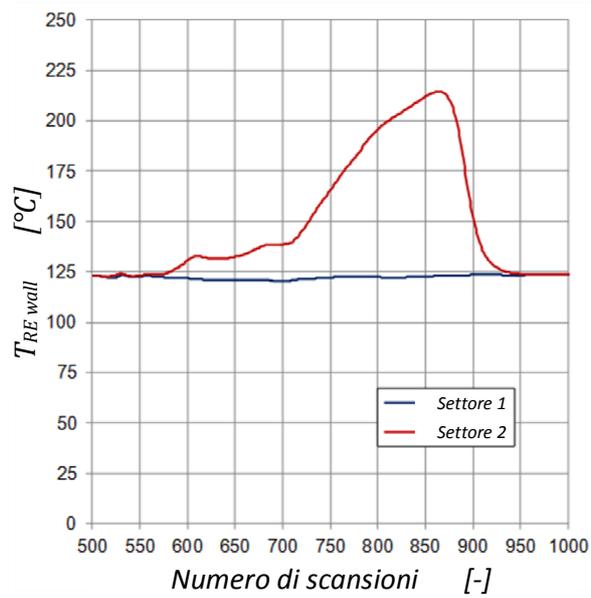


Figura 9 - Valori misurati della temperatura di parete posteriore in ciascuno dei due tratti ingresso-uscita del ricevitore (settore 1 e settore 2), in presenza di maldistribuzione e possibile dry-out in uno dei due tratti del ricevitore.

4 Modello del collettore

In questa sezione si vuole proporre un modello fisico per il sistema composto da un concentratore parabolico (PTC) lineare e un ricevitore termico per la produzione diretta di vapore.

Nel 2013 Lobon e Valenzuela [12] hanno presentato un'analisi numerica computazionale del comportamento termoidraulico di un sistema a concentratori a specchi parabolici e fuoco lineare (PTC) per la generazione diretta di vapore per applicazioni industriali. È stato osservato che le condizioni di lavoro e la progettazione del collettore solare possano determinare la fattibilità o meno di una particolare configurazione di un sistema. L'analisi del sistema è condotta facendo variare i seguenti parametri operativi: temperatura e pressione del fluido in ingresso, portata di massa, irradianza normale diretta e angolo di incidenza dei raggi solari sull'area di apertura. In questo lavoro si assume che il flusso sia monodimensionale, che le due fasi coesistano alla stessa velocità (modello omogeneo) e che la conduzione di calore assiale possa essere trascurata. Dai risultati ottenuti è stato evidenziato che il parametro che più incide sulla produzione di vapore a temperatura e pressione costante è la pressione di ingresso dell'acqua. È stato rilevato che la caduta di pressione nei collettori è particolarmente significativa per mantenere il funzionamento in condizioni stazionarie in presenza di deflusso bifase. Nel loro lavoro è stato osservato che al crescere della pressione di esercizio (nel loro studio sopra i 2 MPa), si riduce la caduta di una pressione e le condizioni di temperatura e pressione in uscita sono mantenute costanti in un ampio intervallo di condizioni di lavoro di ingresso.

Uno dei modelli di collettore PTC più dettagliati recentemente presentati è stato pubblicato da Lobon *et al.* [13]. Nel loro lavoro è proposto un modello tridimensionale CFD per predire il comportamento termoidraulico di un deflusso bifase all'interno di un ricevitore per la produzione diretta di vapore. Lo scopo di questo studio è il superamento dei limiti imposti dall'uso di modelli precedenti basati su correlazioni empiriche e semi-empiriche, in particolar modo per la valutazione delle perdite di carico. Il modello, validato con i dati di monitoraggio dell'impianto nella Piattaforma Solare di Almeria in Spagna, presenta errori medi per le previsioni sulla temperatura nell'ordine del 2% ed errori massimi del 10% per le perdite di carico. La bontà dei risultati dimostra l'utilità dell'uso di CFD per la modellazione di sistemi a concentrazione a specchi parabolici (PTC). Come riportato dagli autori il modello proposto necessita di ulteriori sviluppi al fine di migliorarne la precisione e ampliarne la applicabilità.

Il modello qui proposto è stato sviluppato con l'obiettivo di fornire uno strumento preliminare per lo studio delle prestazioni di un collettore PTC con inseguimento solare su due assi. Il mantenimento di un grado di semplificazione ha portato a non impiegare dei codici di tipo CFD. La valutazione dei coefficienti di scambio termico sono state trattate in forma semplificata mediante l'uso di correlazioni semi-empiriche.

Il modello fisico di seguito proposto è stato successivamente implementato in linguaggio MATLAB® ed i suoi risultati sono stati confrontati con i dati sperimentali disponibili.

Al fine di semplificare l'analisi, nel modello proposto vengono adottate le seguenti semplificazioni:

- condizioni stazionarie di scambio termico e di deflusso;
- scambiatore di calore adiabatico verso l'esterno;
- radiazione solare sempre normale alla superficie di apertura del concentratore;
- rendimento ottico del sistema costante;
- ipotesi di trascurare tutti i flussi termici dispersi verso l'ambiente attraverso le tubature di raccordo e la struttura del PTC.

4.1 Modello fisico

4.1.1 Determinazione del flusso termico utile

Assumendo condizioni di deflusso stazionario del fluido termovettore attraverso il ricevitore, il flusso di calore utile $q_{u,I}$ può essere espresso come incremento di entalpia specifica del fluido fra ingresso ed uscita $\Delta h_{I,RE}$:

$$q_{u,I} = \dot{m}_I \Delta h_{I,RE} \quad 8$$

dove \dot{m}_I è la portata di massa del fluido termovettore primario.

In condizioni di deflusso monofase (in assenza di vaporizzazione), una volta nota la temperatura del fluido primario dal ricevitore $T_{I,RE out}$, la differenza di entalpia specifica $\Delta h_{I,RE}$ del fluido primario è valutabile dalla sola differenza di temperatura:

$$\Delta h_{I,RE} = \bar{c}_{p,I} (T_{I,RE out} - T_{I,RE in}) \quad 9$$

in cui $\bar{c}_{p,I}$ è il calore specifico del fluido primario valutato al valore medio fra le temperature di ingresso $T_{I,RE in}$ e uscita $T_{I,RE out}$ nel ricevitore.

In presenza di deflusso bifase, essendo note la temperatura $T_{I,RE in}$ e la pressione $p_{I,RE in}$ del fluido in ingresso al ricevitore (e quindi il valore di $h_{I,RE in}$), la differenza di entalpia specifica $\Delta h_{I,RE}$ è immediatamente calcolabile una volta determinato il valore di entalpia specifica in uscita $h_{I,RE out}$. Assunto un titolo di vapore in uscita $x_{I,RE out}$ si ha che:

$$h_{I,RE out} = h_{I,L} + x_{I,RE out} \cdot h_{I,fg} \quad 10$$

dove $h_{I,L}$ e $h_{I,fg}$ sono rispettivamente il valore di entalpia specifica del liquido saturo e il calore di vaporizzazione alla pressione di ingresso $p_{I,RE in}$.

Il flusso termico scambiato tra le pareti del ricevitore a minicanali e il fluido primario che vi scorre all'interno, è esprimibile secondo la relazione:

$$q_{u,I} = \alpha_I A_{RE ch} (T_{RE wall} - T_{I,sat}) \quad 11$$

in cui $q_{u,I}$ è il flusso termico trasmesso per convezione dal ricevitore al fluido termovettore, α_I è il coefficiente di scambio termico convettivo del fluido primario all'interno del ricevitore, $A_{RE ch}$ è l'area della superficie dei canali, $T_{RE wall}$ è la temperatura superficiale delle pareti del ricevitore e $T_{I,sat}$ è la temperatura di saturazione del fluido primario in vaporizzazione alla pressione $p_{I,RE in}$.

In condizioni stazionarie di scambio termico, il flusso termico utile $q_{u,I}$ deve pareggiare la potenza termica fornita al ricevitore dalla concentrazione della radiazione solare diretta DNI (perdite ottiche incluse) $q_{RE p}$ al netto delle perdite termiche del ricevitore verso l'ambiente $q_{RE l}$:

$$q_{u,I} = q_{RE p} - q_{RE l} \quad 12$$

$$q_{RE p} = \eta_{opt} \cdot DNI A_{PTC ap} \quad 13$$

$$q_{REI} = U_I A_{RE} (T_{RE wall} - T_a) \quad 14$$

in cui η_{opt} è l'efficienza ottica del collettore, $A_{PTC ap}$ è l'area di apertura del concentratore, U_I è la trasmittanza termica globale del ricevitore verso l'ambiente esterno e T_a è la temperatura dell'aria esterna.

Il rendimento termico $\eta_{RE th}$ del ricevitore viene definito come il rapporto fra la potenza termica utile ceduta al fluido $q_{u,I}$ e la potenza termica fornita al ricevitore dalla concentrazione dell'irradiazione normale diretta DNI (perdite ottiche incluse) $q_{RE p}$:

$$\eta_{RE th} = \frac{q_{u,I}}{q_{RE p}} \quad 15$$

Si definisce invece rendimento globale del collettore η_C il rapporto tra la potenza termica utile ceduta al fluido termovettore $q_{u,I}$ e la potenza associata alla radiazione diretta che investe il concentratore:

$$\eta_C = \frac{q_{u,I}}{DNI \cdot A_{PTC ap}} \quad 16$$

4.1.2 Coefficiente convettivo di scambio termico

Il coefficiente di scambio termico convettivo α_I in regime bifase può essere calcolato combinando la correlazione di Dittus Boelter per lo scambio termico di un liquido in convezione forzata α_{ifc} e la correlazione di Cooper [14] per ebollizione (*pool boiling*) all'interno di tubi circolari α_{pb} :

$$\alpha_{ifc} = 0.023 \left(\frac{\lambda_{I,L}}{d_{h,RE}} \right) Re_{I,L}^{0.8} \cdot Pr_{I,L}^{0.4} \quad 17$$

$$\alpha_{pb} = 85 \cdot p_{I,red}^{0.12} \cdot q_{u,I}^{2/3} \cdot \left(-\log_{10}(p_{I,red}) \right)^{-0.55} \cdot M_I^{-0.5} \quad 18$$

Queste due correlazioni vengono moltiplicate rispettivamente per il fattore correttivo F e il fattore di soppressione S ottenendo così l'espressione del coefficiente convettivo di scambio termico in vaporizzazione α_I secondo Liu e Winterton [15]:

$$\alpha_I = \left[(F \cdot \alpha_{ifc})^2 + (S \cdot \alpha_{pb})^2 \right]^{0.5} \quad 19$$

$$F = \left[1 + X_{I,RE} \cdot Pr_{I,L} \left(\frac{\rho_{I,L}}{\rho_{I,V}} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad 20$$

$$S = \left[1 + 0.055 \cdot F^{0.1} \cdot Re_{I,L}^{0.16} \right]^{-1} \quad 21$$

in cui $d_{h,RE}$ è il diametro idraulico interno del ricevitore, M_I è la massa molecolare del fluido primario e $p_{I,red}$ è la pressione ridotta fornita dal rapporto di pressione assoluta e pressione critica ($p_{I,RE in}/p_{I,cr}$).

Il diametro idraulico $d_{h,RE}$ è fornito dal rapporto fra l'area totale delle sezioni di passaggio dei minicanali $A_{RE cs}$ e il loro perimetro bagnato $P_{RE w}$ secondo la relazione:

$$d_{h,RE} = 4 \frac{A_{RE,cs}}{P_{RE,w}} \quad 22$$

Nelle correlazioni precedenti le proprietà del fluido primario così come i valori di Re_I (numero di Reynolds), Pr_I (numero di Prandtl), λ_I (conduttività termica) e $\rho_{I,L}$ (densità del liquido saturo), e $\rho_{I,V}$ (densità del vapore saturo) sono valutate attraverso correlazioni polinomiali in funzione dei valori di temperatura e pressione $p_{I,RE}$ in condizione di saturazione.

In condizioni di deflusso monodimensionale interno al ricevitore, il coefficiente di scambio termico convettivo α_I è valutato attraverso le correlazioni di Gnielinsky come suggerito da Incropera *et al.* [16]:

$$\alpha_I = 4.44 \cdot \lambda_{I,L} / d_{h,RE} \quad \text{per} \quad Re_I \leq 2300 \quad 23$$

$$\alpha_I = \left(\frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re_I - 1000) \cdot Pr_I}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (Pr_I^{2/3} - 1)} \right) \cdot \lambda_{I,L} / d_{h,RE} \quad \text{per} \quad Re_I > 2300 \quad 24$$

Nelle due espressioni precedenti le proprietà termo fisiche, così come il numero di Reynolds $Re_I = 4 \cdot \dot{m}_I / (\pi \cdot d_{h,RE} \cdot \mu_I)$ e il numero di Prandtl Pr_I sono valutate alla temperatura media del fluido primario.

Il coefficiente di attrito f è valutato secondo la formulazione di Petukhov [16]:

$$f = (0.79 \cdot \ln(Re_I) - 1.64)^{-2} \quad 25$$

Questa correlazione è generalmente valida per valori del numero di Reynolds Re_I superiori a 3000, ma nel modello proposto la sua applicazione è estesa all'intero campo di valori incontrato.

4.1.3 Caratterizzazione dell'ottica e perdite termiche al ricevitore

L'efficienza ottica del concentratore parabolico lineare η_{opt} è direttamente dipendente dalla capacità di riflessione degli specchi, dall'assorbimento della radiazione solare del ricevitore e dal fattore di intercettazione del sistema:

$$\eta_{opt} = \rho_{mirror} \cdot \alpha_{coating} \cdot \gamma \quad 26$$

con ρ_{mirror} coefficiente di riflessione degli specchi, $\alpha_{coating}$ coefficiente di assorbimento del rivestimento semi-selettivo sul ricevitore e γ fattore di intercettazione.

Le perdite termiche del ricevitore verso l'ambiente (trascurando le perdite conduttive) sono dovute alla convezione termica fra la parete esterna del ricevitore e l'aria esterna e all'irraggiamento verso la volta celeste (rappresentata dalla temperatura equivalente del cielo T_{sky}). Il coefficiente di perdita termica globale risulta pertanto dato da:

$$U_L = \alpha_a + \alpha_{rad,eq} \quad 27$$

in cui il coefficiente equivalente di radiazione termica $\alpha_{rad,eq}$ e il coefficiente termico convettivo è il α_a sono ricavabili dalle seguenti espressioni:

$$\alpha_{rad,eq} = \sigma \cdot \varepsilon_{coat} \cdot (T_{RE,wall}^2 + T_{sky}^2) (T_{RE,wall} + T_{sky}) \quad 28$$

$$\alpha_a = \frac{Nu_a \cdot \lambda_a}{L_{RE}} \quad 29$$

con l'emissività dello strato semi-selettivo posto sul ricevitore espressa come ε_{coat} e la costante di Stefan-Boltzman come σ .

Il numero di Nusselt Nu_a per convezione d'aria su di una lastra piana ed è valutato attraverso la correlazione di Sparrow *et al.* [17]:

$$Nu_a = 0.86 \cdot Re_a^{0.5} \cdot Pr_a^{1/3} \quad 30$$

$Re_a = u_a \rho_a L_{RE} / \mu_a$ è il numero di Reynolds riferito all'aria ambiente alla velocità del vento u_a , basato sulla lunghezza caratteristica $L_{RE} = 4A_{RE,p} / P_{RE,p}$, dove $P_{RE,p}$ è il perimetro della superficie ricevente. Le proprietà termofisiche dell'aria (densità ρ_a e viscosità μ_a) sono calcolate alla temperatura dell'ambiente T_a attraverso delle correlazioni polinomiali.

4.2 Modello numerico

Il modello fisico introdotto nei paragrafi precedenti è stato implementato in linguaggio MATLAB®. Note le condizioni (temperatura $T_{I,RE,in}$, pressione $p_{I,RE,in}$ portata \dot{m}_I) del fluido primario in ingresso al ricevitore e le condizioni ambiente (irradianza normale diretta DNI , temperatura media dell'aria, velocità media del vento), l'algoritmo di risoluzione proposto permette di calcolare i valori di temperatura $T_{I,RE,out}$ e titolo di vapore $x_{I,RE,out}$ del fluido in uscita dal ricevitore, flusso termico utile $q_{u,I}$ scambiato al ricevitore, rendimento ottico del concentratore η_{opt} , rendimento termico del ricevitore $\eta_{th,RE}$ e rendimento totale del sistema collettore η_C .

Tabella 4 – Input e output del modello.

Output	Unità di misura
Temperatura del fluido in uscita	°C
Titolo di vapore del fluido in uscita	/
Flusso termico utile	W
Rendimento ottico	%
Rendimento termico	%
Rendimento totale	%
Input	Unità di misura
Portata di massa in ingresso	kg s ⁻¹
Temperatura dell'acqua in ingresso	°C
Pressione dell'acqua in ingresso	bar
Irradianza normale diretta	W m ⁻²
Temperatura media dell'aria esterna	°C
Velocità media del vento	m s ⁻¹

Il modello necessita di alcuni parametri costanti elencati nella Tabella 5. Questi parametri sono legati alle caratteristiche geometriche e fisiche del sistema simulato e non variano al variare degli input (condizioni dell'acqua in ingresso) di simulazione:

Tabella 5 – Parametri del modello.

<i>Parametro</i>	<i>Unità di misura</i>
Ampiezza ricevitore	<i>m</i>
Lunghezza ricevitore	<i>m</i>
Larghezza del ricevitore	<i>m</i>
Spessore delle pareti del ricevitore	<i>m</i>
Lunghezza dei canali interni al ricevitore	<i>m</i>
Ampiezza del concentratore	<i>m</i>
Altezza del concentratore	<i>m</i>
Riflessività dello specchio	/
Emissività dello strato semi-selettivo	/
Coefficiente di assorbimento dello strato semi-selettivo	/
Fattore di intercettazione	/

Figura 10 si riportano i diagrammi di flusso degli algoritmi di risoluzione per deflusso monofase e bifase che possono essere così esemplificati:

- 1) Calcolo di $T_{I,sat}$ e $h_{I,RE in}$ utilizzando i valori di $p_{I,RE in}$ e $T_{I,RE in}$ (attraverso routine esterna *XSteam.m*)
- 2) Calcolo di η_{opt} dall'equazione 26.
- 3) Calcolo q_{REP} da 13.
- 4) (deflusso bifase) Assunzione di $x_{I,RE,out} = x^*$ con x^* all'interno dell'intervallo $0.1 \div 1$ e di $T_{I,RE out} = T_{I,sat}$
- 4) (deflusso monofase) Assunzione di $T_{I,RE out} = T^*$ con T^* all'interno dell'intervallo $T_{I,RE in} \div T_{I,RE in} + 15^{\circ}C$;
- 5) Calcolo di $\Delta h_{I,RE}$;
- 6) Calcolo di $q_{u,I}$ in base all'equazione 8;
- 7) Stima di α_f ;
- 8) Stima di $T_{RE wall}$ dall'equazione 11 utilizzando $q_{u,I}$ (eq. 8)
- 9) Calcolo di U_{Loss} con l'equazione 27;
- 10) Calcolo di $q_{u,I}$ dall'equazione 12;
- 11) Verifica dell'uguaglianza tra i valori di $q_{u,I}$ calcolati secondo le equazioni 8 e 12:
 - a. Se l'uguaglianza è verificata si ha soluzione per $x_{I,RE out} = x^*$ e $T_{I,RE out} = T_{I,sat}$ (deflusso bifase) oppure per $T_{I,RE out} = T^*$ (deflusso monofase);
 - b. Se l'uguaglianza non è verificata si ritorna al punto 4 assumendo un nuovo valore di x^* o di T^* ;
- 12) Calcolo di $\eta_{th,RE}$ e η_c con le equazioni 15 e 16.

Il processo è ripetuto sino a convergenza, ovvero fino alla determinazione della coppia di valori di temperatura $T_{I,RE\ out}$ e titolo di vapore $X_{I,RE\ out}$ del fluido in uscita al ricevitore che garantisca l'intersezione tra le curve del flusso termico utile $q_{u,l}$ come rappresentato nei casi Figura 11 e Figura 14.

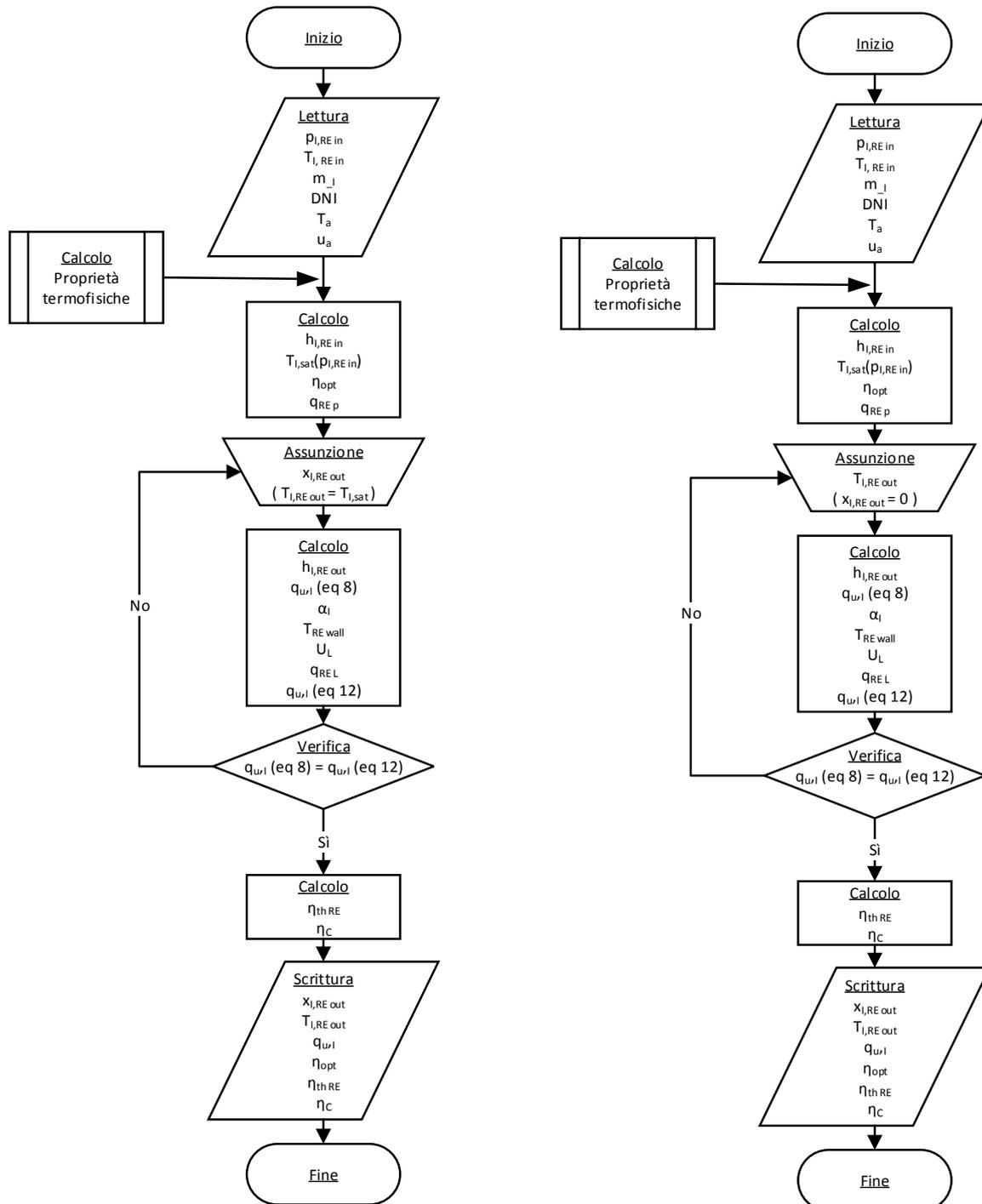


Figura 10 – Diagrammi di flusso semplificati degli algoritmi risolutivi in condizioni di deflusso bifase e monofase.

4.3 Applicazione del modello e verifica dei dati sperimentali

Le capacità del modello di predire le prestazioni del collettore sono state verificate nelle seguenti condizioni di lavoro:

Tabella 6 – Dati di monitoraggio per i casi studio in deflusso monodimensionale e bidimensionale.

<i>Dati di monitoraggio</i>	<i>(regime monofase)</i>	<i>(regime bifase)</i>	<i>Unità di misura</i>
Portata di massa del fluido primario in ingresso	180.13	11.20	kg h ⁻¹
Temperatura del fluido primario in ingresso	118.96	102.24	°C
Pressione del fluido primario in ingresso	2.87	2.12	bar
Irradianza normale diretta	841.14	575.08	W m ⁻²
Temperatura media dell'aria esterna	23.73	27.25	°C
Velocità media del vento	1	1	m s ⁻¹
Temperatura del fluido primario in uscita	127.96	122.05	°C
Titolo di vapore del fluido primario in uscita	0	0.15	[frazione]
Portata di massa del fluido secondario in ingresso	48.05	51.64	kg h ⁻¹
Temperatura del fluido secondario in ingresso	98.56	76.90	°C
Temperatura del fluido secondario in uscita	35.58	51.82	°C
Temperatura di parete del ricevitore	121.47	123.55	°C
Flusso termico utile	1299	1914	W
Rendimento totale del collettore	65.82	66.29	[%]

4.3.1 Caso studio: scambio termico in regime monofase

Nella Figura 11 viene mostrato il valore della temperatura del fluido primario in uscita dal ricevitore, soluzione dell'intersezione tra le due curve del flusso termico utile $q_{u,l}$ calcolate secondo le equazioni 8 e 12

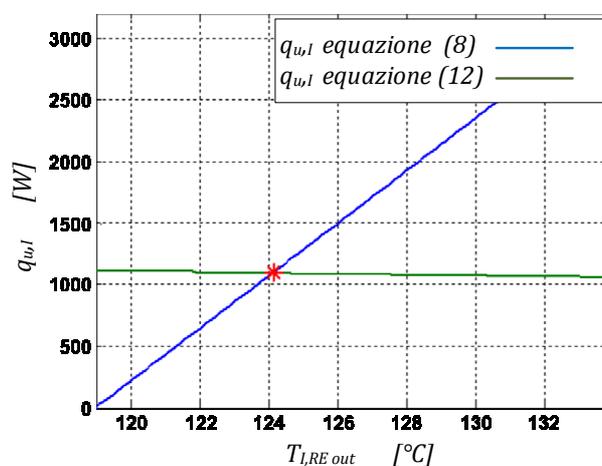


Figura 11 – Individuazione della temperatura del fluido primario in uscita dal ricevitore come intersezione delle curve del flusso termico utile .

Gli output del modello insieme ai valori del coefficiente di perdita termica globale e della temperatura superficiale del ricevitore sono riportati qui in tabella:

Tabella 7 – Output del modello per il caso studio in deflusso monofase.

Output del modello	Previsione del modello
Temperatura del fluido in uscita	129.2 °C
Flusso termico utile	2169 W
Rendimento ottico	82.22 %
Rendimento termico	91.41 %
Rendimento totale del collettore	75.16 %
<hr/>	
Coefficiente di perdita termica globale	21.1 W m ⁻² K ⁻¹
Temperatura della superficie assorbente	138.8 °C

Dal confronto fra dati di monitoraggio e di output del modello emerge come quest'ultimo tenda a sovrastimare il flusso termico utile e di conseguenza il rendimento globale del collettore malgrado la previsione della temperatura del fluido in uscita dal ricevitore sia molto simile al valore misurato. Ciò può essere dovuto ad una errata valutazione del rendimento ottico e delle perdite termiche al ricevitore .

Per valutare il comportamento del modello in condizioni di scambio termico monofase, è stata inoltre eseguita una breve analisi sulle prestazioni del collettore al variare della temperatura del fluido primario in ingresso al ricevitore $T_{i,RE in}$.

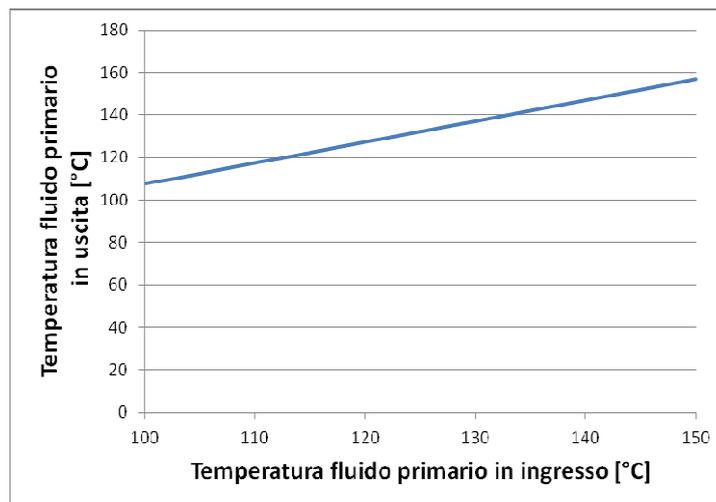


Figura 12 – Andamento della temperatura del fluido primario in uscita e del coefficiente convettivo interno al ricevitore al variare della temperatura del fluido primario in ingresso al ricevitore per il caso studio in deflusso monofase ($DNI=800 \text{ W m}^{-2}$, temperatura in ingresso tra 100 e 150 °C).

La Figura 13 riporta l'andamento dei rendimenti ottico η_{opt} , termico del ricevitore $\eta_{th,RE}$ e totale del collettore η_C al variare della differenza media ridotta di temperatura ΔT_m^{red} tra il definita come:

$$\Delta T_m^{red} = \frac{T_{I,RE out} + T_{I,RE in} - T_a}{DNI}$$

31

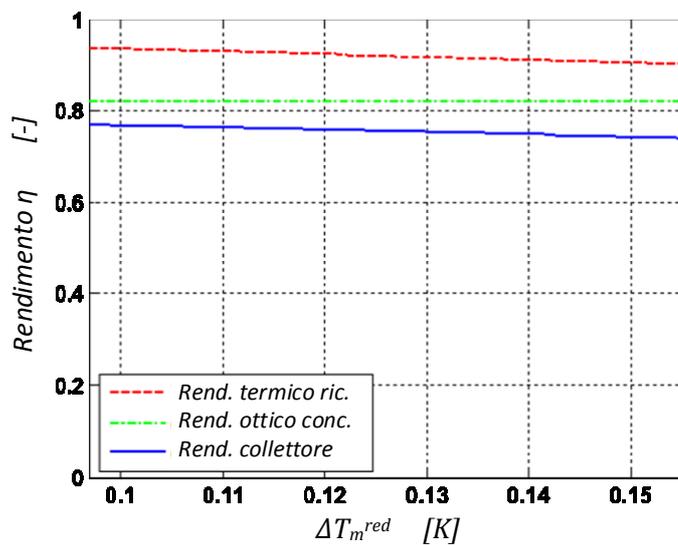


Figura 13 – Andamento dei rendimenti ottico, termico del ricevitore e totale del collettore al variare della differenza media ridotta di temperatura per il caso studio in deflusso monofase ($DNI = 800 \text{ W m}^{-2}$, temperatura in ingresso tra 100 e 150 °C).

4.3.2 Caso studio: scambio termico in regime bifase4

Nella Figura 14 viene mostrata l'individuazione del titolo di vapore del fluido primario in uscita dal ricevitore all'intersezione tra le due curve del flusso termico utile $q_{u,I}$ calcolate secondo le equazioni 8 e 12.

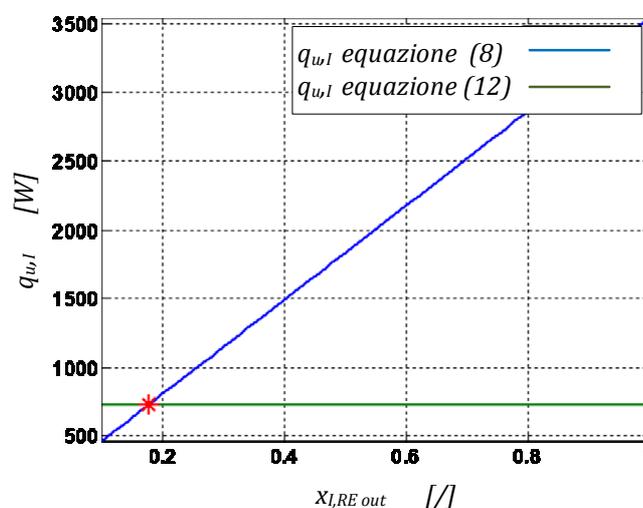


Figura 14 – Individuazione del titolo di vapore del fluido bifase in uscita dal ricevitore come intersezione delle curve del flusso termico utile.

Il diagramma Temperatura-Entropia (T-s) riportato in Figura 15 mostra l'evoluzione del fluido tra ingresso ed uscita del ricevitore: il fluido entra in condizioni di liquido sottoraffreddato alla pressione di 2.12 bar e alla temperatura di 102°C, viene riscaldato fino alle condizioni di saturazione 122°C e vaporizzato parzialmente raggiungendo il titolo di vapore in uscita dal ricevitore inferiore a 0.2.

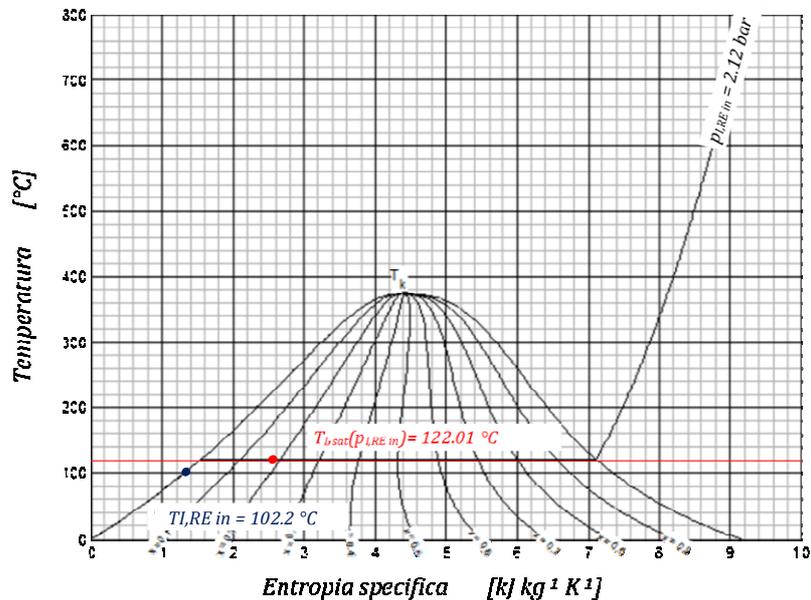


Figura 15 – Rappresentazione del processo di riscaldamento e vaporizzazione parziale del fluido all'interno del ricevitore.

La Tabella 8 riassume il confronto con i dati di monitoraggio disponibili sulle performance del collettore per il caso studio in deflusso bifase e le previsioni risultanti dalle simulazioni:

Tabella 8 – Output del modello per il caso studio in deflusso bifase.

Output del modello	Previsione del modello
Temperatura del fluido in uscita	122.1 °C
Titolo di vapore del fluido in uscita	0.17
Flusso termico utile	1452 W
Rendimento ottico	82.22 %
Rendimento termico	89.46 %
Rendimento totale del collettore	73.56 %
Coefficiente di perdita termica globale	20.9 W m ⁻² K ⁻¹
Temperatura della superficie assorbente	125.5 °C

Rispetto ai valori sperimentali, si registra una differenza nelle previsioni del flusso termico scambiato (1299 W) e quindi del titolo in uscita (0.15) e del rendimento del collettore (65.8 %). Non è possibile effettuare un confronto sulla temperatura superficiale del ricevitore in quanto sperimentalmente sono stati acquisiti solo i valori sulla superficie isolata retrostante, non sulla superficie frontale assorbente.

Per valutare il comportamento del modello in condizioni di scambio termico bifase, è stata eseguita una analisi parametrica al variare delle condizioni operative di input. A partire dalle condizioni riportate dai dati di monitoraggio (vedi Tabella 6) sono state variati, nell'ordine, irradianza normale diretta DNI (Figura 16), portata \dot{m}_f (Figura 17) e temperatura di saturazione T_{sat} (Figura 18) del fluido primario in ingresso al ricevitore. La variazione della temperatura di saturazione si porta dietro anche la variazione della temperatura di ingresso in quanto si assume di operare con valore costante del sottoraffreddamento del fluido.

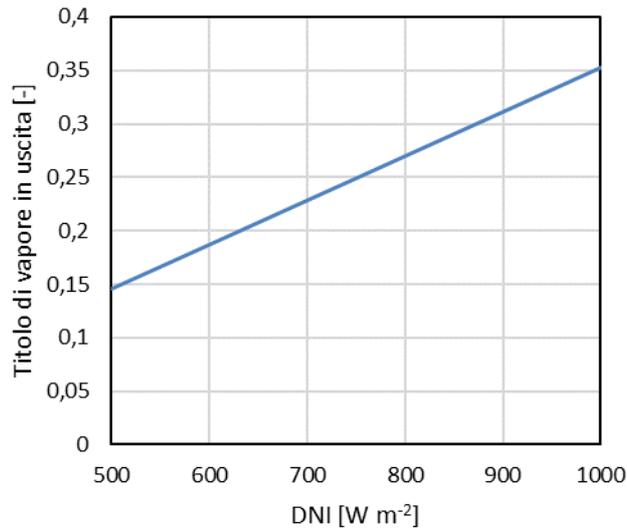


Figura 16 – Andamento del titolo di vapore del fluido primario in uscita al ricevitore al variare dell'irradianza normale diretta per il caso studio di deflusso bifase (DNI compresa tra 500 e 800 W m⁻², temperature di saturazione pari a 122 °C).

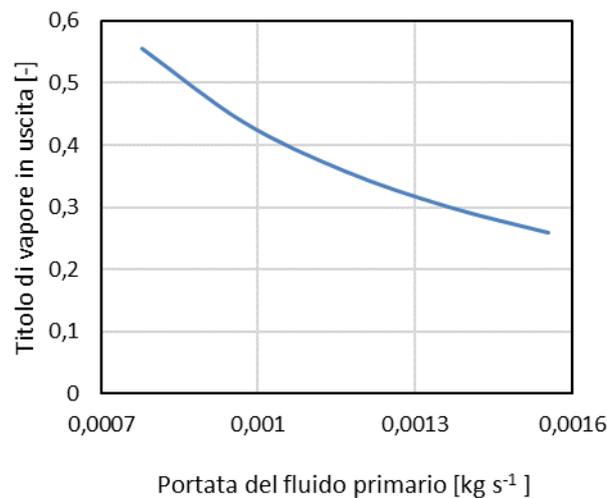


Figura 17 – Andamento del titolo di vapore del fluido primario in uscita al ricevitore al variare della portata del fluido primario in ingresso tra il 50% e il 100% della portata misurata (pari a 0.0016 kg s⁻¹) ($DNI = 800$ W m⁻², temperatura di saturazione pari a 122 °C, temperatura di ingresso pari a 102 °C).

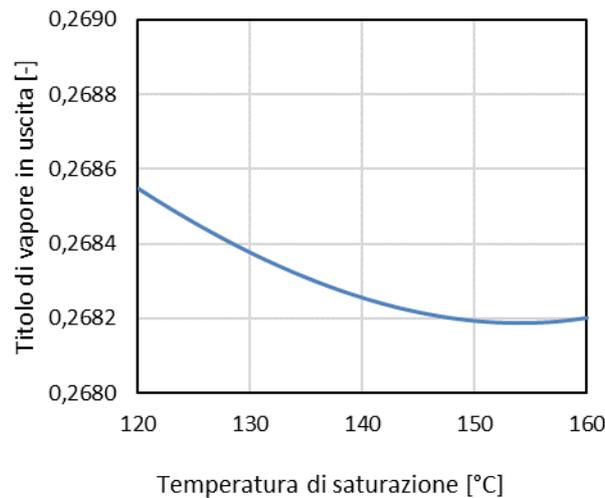


Figura 18 – Andamento del titolo di vapore del fluido primario in uscita dal ricevitore al variare della temperatura di saturazione ($DNI = 800 \text{ W m}^{-2}$, temperatura di saturazione compresa tra 120 e 160 °C).

In Figura 19 viene riportato l'andamento dei rendimenti ottico η_{opt} , termico del ricevitore $\eta_{th,RE}$ e totale del collettore η_C al variare della differenza media ridotta di temperatura ΔT_m^{red} definita come:

$$\Delta T_m^{red} = \frac{T_{I,RE av}^{eq} - T_a}{DNI} \quad 32$$

In cui il $T_{I,RE av}^{eq}$ rappresenta la temperatura media equivalente del fluido primario nel ricevitore:

$$T_{I,RE av}^{eq} = \frac{\left(\frac{T_{I,sat} + T_{I,RE in}}{2}\right) (h_{I,L} - h_{I,RE in}) + T_{I,sat} (h_{I,RE out} - h_{I,L})}{(h_{I,RE out} - h_{I,RE in})} \quad 33$$

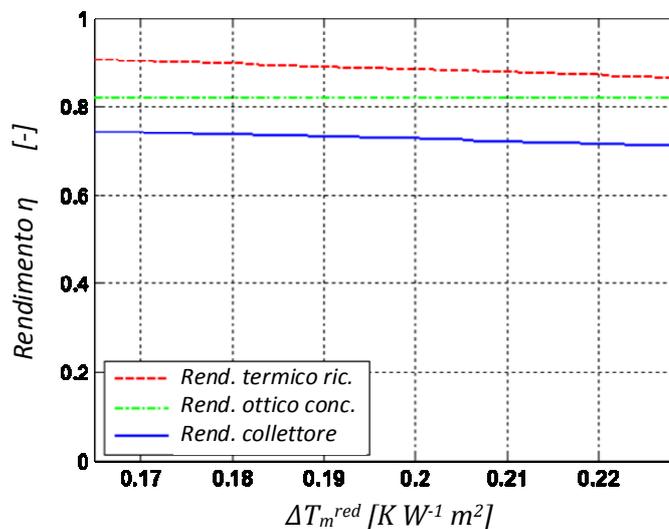


Figura 19 – Andamento dei rendimenti ottico , termico del ricevitore e totale del collettore al variare della differenza media ridotta di temperatura per il caso studio di deflusso bifase ($DNI = 800 \text{ W m}^{-2}$, temperatura di saturazione compresa tra 120 e 160 °C).

5 Conclusioni

Da una ricerca bibliografica sullo stato dell'arte relativo ai ricevitori lineari per collettori a concentrazione si è potuto evidenziare come la geometria qui presentata differisca dalle altre configurazioni attualmente realizzate o studiate. L'uso di ricevitori lineari è stato sperimentato recentemente per collettori ibridi fotovoltaici/termici, ma la geometria piana non è mai stata applicata a collettori termici a media temperatura. Nella letteratura scientifica non si sono trovati impianti a concentrazione solare che adottino condotti a minicanali come ricevitori termici. Pertanto il ricevitore qui presentato è da considerarsi unico nel suo genere.

Confermata l'innovazione legata allo sviluppo di uno ricevitore piano a minicanali, è stato progettato e realizzato un prototipo da utilizzare per le prove sperimentali. Il prototipo di ricevitore è stato inserito in un impianto solare con un concentratore parabolico dotato di un sistema di inseguimento solare a due assi. Tale impianto, realizzato nel *Laboratorio di Conversione di Energia Solare* dell'*Università degli Studi di Padova* ha dimostrato di funzionare correttamente.

La sezione sperimentale è stata montata sul tetto del *Dipartimento di Ingegneria Industriale* dell'*Università degli Studi di Padova* e impiegata per condurre delle prove sulle prestazioni del collettore soggetto alle naturali sollecitazioni dell'ambiente. Sono state acquisite le misure utilizzando acqua come fluido termovettore sia in regime monofase (riscaldamento di acqua) che in regime bifase (vaporizzazione di acqua). L'impianto ha dimostrato di essere in grado di poter convertire efficacemente la radiazione solare in energia termica con temperature intorno a 120°C per entrambe le condizioni di deflusso testate raggiungendo efficienze superiori al 65 %.

Dall'analisi dei fenomeni ottici e termici coinvolti è stato sviluppato un modello fisico preliminare del concentratore. Questo modello è stato implementato in un codice Matlab®. Il modello numerico ottenuto è stato confrontato con i dati sperimentali disponibili.

Sebbene i risultati ottenuti dal modello non siano in perfetto accordo con i dati sperimentali, tale modello costituisce uno strumento preliminare che può essere utilizzato, una volta affinato, per simulare il comportamento del sistema solare in diverse condizioni di insolazione e diverse condizioni operative del fluido termovettore.

Tra le attività che si prevede di intraprendere per il futuro; le principali si possono riassumere nei seguenti punti:

- campagna di misura più estesa per coprire un intervallo di valori di temperatura media ridotta più ampio;
- implementazione della misura della radiazione solare concentrata;
- miglioramento del modello, con il rilassamento di alcune ipotesi semplificative introdotte;
- ottimizzazione della geometria del ricevitore solare;
- analisi di producibilità di un sistema solare di questo tipo.

Nomenclatura

Simbolo	Descrizione	Unità di misura
(DNI)	Radiazione nominale diretta	$W m^{-2}$
q	Flusso termico	W
\dot{m}	Portata di massa	$kg s^{-1}$
\bar{c}_p	Calore specifico a pressione costante (riferito alla media tra le temperature di ingresso e uscita)	$J kg^{-1} K^{-1}$
T	Temperatura	K
h	Entalpia specifica	$J kg^{-1}$
x	Titolo di vapore	-
A	Area di apertura del collettore	m^2
ΔT_m^{red}	Differenza media ridotta di temperatura	$K m^2 W^{-1}$
U	Coefficiente di perdita termica globale	$W m^2 K$
d_h	Diametro idraulico	m
Re	Numero di Reynolds	-
Pr	Numero di Prandtl	-
$P_{l,red}$	Pressione ridotta	-
M	Massa molecolare	$kg kmol^{-1}$
P_w	Perimetro bagnato	m
f	Coefficiente di attrito	-
u	Velocità del vento	$m s^{-1}$
η_c	Rendimento totale di conversione	-
α	Coefficiente di scambio termico convettivo	$W m^2 K$
λ	Conduktività termica	$W m^{-1} K^{-1}$
ρ	Densità del liquido	$kg m^3$
μ	Viscosità dinamica	$kg m^{-1} s^{-1}$
γ	Fattore di intercettazione	-
ε	Emissività	-
σ	Costante di Stefan-Boltzmann	$W m^{-2} K^{-4}$
Pedici	Descrizione	
<i>HE</i>	(Heat Exchanger) Scambiatore di calore	
<i>RE</i>	(Receiver) Ricevitore	
<i>C</i>	Collettore	
<i>I</i>	Fluido primario	
<i>II</i>	Fluido secondario	
<i>in</i>	Ingresso	
<i>out</i>	Uscita	
<i>L</i>	Liquido	
<i>V</i>	Vapore	
<i>PTC</i>	Parabolic trough collector	
<i>ap</i>	Area di apertura	
<i>a</i>	Aria	
<i>sat</i>	Saturazione	
<i>fg</i>	Convezione forzata	

pb
wall
opt
red
u
eq

Pool boiling
Parete
Ottica
Ridotta
Utile
Equivalente

Riferimenti bibliografici

- [1] O. A. Jaramillo, E. Venegas-Reyes, J. O. Aguilar, R. Castrejon-Garcia e F. Sosa-Montemayor, «Parabolic trough concentrators for low enthalpy processes,» *Renewable Energy*, vol. 60, pp. 529-539, 2013.
- [2] A. Fernandez-Garcia, E. Zarza, L. Valenzuela e M. Perez, «Parabolic-trough solar collectors and their applications.,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 1695-1721, 2010.
- [3] C. V. M. L. M. I. J.I. Rossel, «Design and simulation of a low concentrating photovoltaic/thermal system,» *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 3034-3046, 2005.
- [4] X. J. G. L. F. F. L. X. M. Li, «The performance analysis of the Trough Concentrating Solar Photovoltaic/Thermal system,» *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 2378-2383, 2011.
- [5] S. K. K. R. S. T. V. Siva Reddy, «State-of-the-art if solar thermal power plants - A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 27, pp. 258-273, 2013.
- [6] Z. Y. L. F. W. W. H. C. Y. H. J. F. M. N. K. c. L. Zhang, «An experimental investigation of the heat losses of a U-type solar heat pipe receiver of a parabolic trough collector-based natural circulation steam generation system.,» *Renewable Energy*, vol. 57, pp. 262-268, 2013.
- [7] A. A. J. Munoz, «A technical note on application of internally finned tubes in solar parabolic trough absorber pipes,» *Solar Energy*, vol. 85, pp. 609-612, 2011.
- [8] N. R. E. Laboratory, «SolTrace version 2012.7.9,» 2012. [Online]. Available: <http://www.nrel.gov/csp/soltrace>.
- [9] A. Neumann, A. Witzke, S. A. Jones e G. Schmitt, «Representative terrestrial solar brightness profiles.,» *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 124, n. 2, pp. 198-204, 2002.
- [10] J. Ballestrin e R. Monterreal, «Hybrid heat flux measurement system for solar central receiver evaluation.,» *Energy*, vol. 29, n. 5-6, pp. 915-924, 2004.
- [11] J. Ballestrin, C. A. Estrada, M. Rodriguez-Alonso, C. Perez-Rabago, L. W. Langley e A. Barnes, «Heat flux sensors: calorimeters or radiometers?,» *Solar Energy*, vol. 80, pp. 1314-1320, 2006.
- [12] D. H. Lobon e L. Valenzuela, «Impact of pressure losses in small-sized parabolic trough collectors for direct steam generation,» *Energy*, vol. 61, pp. 502-512, 2013.
- [13] D. H. Lobon, E. Baglietto, L. Valenzuela e E. Zarza, «Modeling direct steam generation in solar collectors with multiphase CFD.,» *Applied Energy*, vol. 113, pp. 1338-1348, 2014.
- [14] M. G. Cooper, «Heta flow rates in saturated nucleate pool boiling - A wide-ranging examination using reduced properties,» *Advances in heat Transfer*, vol. 16, pp. 157-239, 1984.
- [15] Z. Liu e R. Winterton, «A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli based on a nucleate pool boiling equation,» *international Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 34, pp. 2759-2766, 1991.
- [16] A. L. F. I. D. D. T.L. Bergman, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Hoboken, , New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- [17] E. M. Sparrow e C. H. Liu, «Heat transfer, pressure drop and performance relationship for in-line, staggered and continuous plate heat exchangers,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 1613-1625, 1979.
- [18] «<http://www.fresh-nrg.eu>,» [Online].
- [19] A. Valan Arasu e T. Sornakumar, «Performance characteristics of parabolic trough solar collector system for hot water generation,» *International Energy Journal*, vol. 7, pp. 137-145, 2006.