



Ricerca di Sistema elettrico

## Studio sperimentale di un ricevitore solare per la vaporizzazione diretta di un fluido alogenato per impianti ORC

M. Bortolato, S. Dugaria, M. Smaniotto, D. Del Col

## STUDIO SPERIMENTALE DI UN RICEVITORE SOLARE PER LA VAPORIZZAZIONE DIRETTA DI UN FLUIDO ALOGENATO PER IMPIANTI ORC

M. Bortolato, S. Dugaria, M. Smaniotto, D. Del Col (Università degli Studi di Padova, Dipartimento di Ingegneria Industriale)

Settembre 2016

### Report Ricerca di Sistema Elettrico RdS/PAR2015/167

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia

Obiettivo: Piccoli impianti di cogenerazione da energia solare: produzione di energia termica ed elettrica da radiazione solare, tramite cicli ORC con generazione diretta di vapore o con fluido vettore intermedio.

Responsabile del Progetto: Gino Boccardi, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Studio teorico e sperimentale sull'utilizzo di un ricevitore solare per la vaporizzazione diretta di un fluido alogenato per impianti con cicli ORC"

Responsabile scientifico ENEA: Andrea Mariani

Responsabile scientifico Università degli Studi di Padova: Davide Del Col

## Indice

|                                                                                                  |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| SOMMARIO.....                                                                                    | 4  |
| 1 INTRODUZIONE .....                                                                             | 5  |
| 1.1 OBIETTIVI .....                                                                              | 5  |
| 2 ORC - CICLI RANKINE CON FLUIDI ORGANICI .....                                                  | 7  |
| 2.1 IMPIANTI ORC ABBINATI AD IMPIANTI SOLARI: STATO DELL'ARTE .....                              | 10 |
| 2.2 FLUIDI DI LAVORO PER IMPIANTI ORC.....                                                       | 17 |
| 3 ANALISI SPERIMENTALE .....                                                                     | 20 |
| 3.1 GEOMETRIA DEL COLLETTORE SOLARE A CONCENTRAZIONE UTILIZZATO NEI TEST.....                    | 20 |
| 3.2 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO SPERIMENTALE .....                                                 | 22 |
| 3.3 TECNICA SPERIMENTALE E RIDUZIONE DEI DATI RACCOLTI.....                                      | 24 |
| 4 RISULTATI SPERIMENTALI .....                                                                   | 27 |
| 4.1 DISTRIBUZIONE DEL FLUSSO SOLARE CONCENTRATO SULL'AREA RICEVENTE DELL'ASSORBITORE .....       | 27 |
| 4.2 PRESTAZIONI TERMICHE DEL RICEVITORE PER VAPORIZZAZIONE DIRETTA DEL FLUIDO ALOGENATO.....     | 28 |
| 5 MODELLO DELLE PRESTAZIONI DEL RICEVITORE TESTATO .....                                         | 34 |
| 5.1 DESCRIZIONE GENERALE DEL MODELLO ZERO-DIMENSIONALE .....                                     | 34 |
| 5.2 CORRELAZIONI UTILIZZATE NEL MODELLO .....                                                    | 35 |
| 5.2.1 <i>Flusso solare concentrato incidente</i> .....                                           | 35 |
| 5.2.2 <i>Scambio termico convettivo tra le pareti esterne e l'ambiente</i> .....                 | 36 |
| 5.2.3 <i>Scambio termico per irraggiamento verso l'ambiente esterno</i> .....                    | 37 |
| 5.2.4 <i>Scambio termico per conduzione tra assorbitore e strato di isolante</i> .....           | 37 |
| 5.2.5 <i>Scambio termico per conduzione tra parete esterna ed interna dell'assorbitore</i> ..... | 37 |
| 5.2.6 <i>Scambio termico dalla parete interna al fluido che vaporizza</i> .....                  | 38 |
| 5.3 VALIDAZIONE DEL MODELLO E STIME SULLE PRESTAZIONI DEL RICEVITORE .....                       | 40 |
| 6 CONCLUSIONI.....                                                                               | 43 |
| 7 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....                                                                | 44 |
| 8 NOMENCLATURA .....                                                                             | 46 |

## Sommario

Nell'ambito di questo progetto è stato progettato e testato un ricevitore innovativo per collettori solari a concentrazione lineare in grado di realizzare efficientemente la vaporizzazione diretta di un fluido alogenato a basso GWP. Lo scopo è quello di proporre un sistema a concentrazione solare da accoppiare ad un impianto funzionante secondo un ciclo ORC senza ricorrere all'utilizzo di un fluido vettore intermedio. In questo modo, è possibile ottenere rendimenti elettrici della macchina ORC più alti. Nello specifico, il ricevitore presenta un assorbitore a geometria piana in alluminio, prodotto con la tecnologia bar-and-plate e dotato di un turbolatore nel canale di deflusso interno. Il turbolatore permette di evitare alcune instabilità che si possono verificare nel processo di vaporizzazione. L'assorbitore è provvisto di un rivestimento solare selettivo sulla superficie frontale ricevente e di un isolamento termico sulla superficie posteriore. Il ricevitore così formato è installato in un concentratore solare parabolico lineare caratterizzato da un'ottica riflettente asimmetrica. Le prove sperimentale del collettore solare a concentrazione sono state condotte vaporizzando R1233zd(E) alle temperature di saturazione di 85°C e 100°C, variando il grado di sottoraffreddamento del fluido in ingresso al ricevitore e le portate di massa, in modo tale da ottenere titoli termodinamici in uscita tra 0.35 e 1. È stato valutato qual è il titolo critico in corrispondenza del quale si innesca il prosciugamento del film di liquido alla parete (dryout termico) e le conseguenze di questo fenomeno sulle prestazioni del collettore. Sono state inoltre misurate le perdite di carico, per valutare le prestazioni idrauliche del ricevitore. Infatti, l'efficacia di un turbolatore è legata anche alla sua capacità di mantenere basso il consumo elettrico per il pompaggio del fluido di lavoro. Il rendimento del collettore a concentrazione misurato ad una temperatura di saturazione di 100°C è pari a 70% e dimostra come il dispositivo progettato sia adatto alla vaporizzazione del fluido alogenato. Infine, un modello numerico è stato confrontato con punti sperimentali raccolti: esso è in grado di prevedere il rendimento termico del collettore al variare delle condizioni operative.

## 1 Introduzione

Il presente lavoro costituisce un rapporto tecnico all'interno dell'Accordo di Programma MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico, Piano Annuale di Realizzazione 2015. Tale accordo è finalizzato a ridurre il costo dell'energia elettrica per gli utenti finali, migliorare l'affidabilità del sistema e la qualità del servizio, ridurre l'impatto del sistema elettrico sull'ambiente e sulla salute, consentire l'utilizzo razionale delle risorse energetiche ed assicurare al Paese le condizioni per uno sviluppo sostenibile.

In particolare, la presente attività di ricerca riguarda l'area prioritaria di ricerca su "Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica". Obiettivo di questa area è 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. In questo contesto, un tema cardine indicato nell'attività riguarda la mini/micro co/tri-generazione. La generazione combinata "in loco" di energia elettrica, riscaldamento, raffreddamento, comportando la riduzione di consumo di energia primaria e di produzione di emissioni dannose, è un settore tecnologico emergente con un potenziale significativo per miglioramenti nell'efficienza energetica globale e con ricadute positive sulla salvaguardia dell'ambiente. In molti dei sistemi attualmente commercializzati si utilizzano, con tecnologie già mature, combustibili per produrre energia elettrica e termica (caldo/freddo). In questo progetto si punterà invece solo sulle tecnologie in cui il calore utilizzato come sorgente primaria provenga da fonti rinnovabili (ad es. solare) e/o da cascami termici di bassa qualità di processi "indipendenti". Lo scopo è lo sviluppo e la diffusione dell'utilizzo delle tecnologie impiegate in impianti per la conversione di energia elettrica in altre forme di energia o di conversione di energia termica, in energia elettrica, termica e frigorifera, ossia nelle varie forme normalmente richieste (climatizzazione, ACS, energia elettrica) in edifici abitativi e/o pubblici.

### 1.1 Obiettivi

Il presente lavoro afferisce, nell'ambito delle attività finalizzate all'efficienza energetica negli usi finali elettrici e risparmio di energia negli usi finali elettrici ed interazione con altri vettori energetici, alla prima linea di attività: "Studio con verifica sperimentale di componenti e sistemi per mini/micro co/tri-generazione e sistemi ibridi poligenerativi".

Il presente documento riporta gli esiti delle attività di ricerca e sperimentazione condotta presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova su componenti solari a concentrazione in vista della loro ottimizzazione per applicazioni distribuite di piccola taglia a media temperatura. Nello specifico, il tema centrale dell'attività riguarda lo studio teorico-sperimentale per l'impiego di un collettore solare a concentrazione lineare in accoppiamento con un ciclo ORC (*Organic Rankine Cycle*) per la cogenerazione di energia termica ed elettrica. Obiettivo principale dell'attività di ricerca è l'impiego per un ciclo ORC di un'innovativa sezione ricevente, progettata presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova (Report RdS/PAR2013/163), in combinazione ad un concentratore parabolico lineare asimmetrico. Presso lo stesso Dipartimento nell'ambito del precedente PAR, è stato implementato un nuovo sistema di misura per la caratterizzazione di ricevitori che operano sotto radiazione solare concentrata (Report RdS/PAR2014/233).

L'attività di ricerca prevede una prima fase di analisi dell'attuale stato della tecnica per lo sfruttamento dell'energia solare in accoppiamento a impianti a cogenerazione con cicli ORC a media temperatura.

Seguirà uno studio sull'utilizzo di un ricevitore solare piano per la vaporizzazione del fluido R1233zd(E), sostituito a basso impatto ambientale del fluido R245fa, da impiegare come fluido di lavoro in un impianto ORC. In particolare, si valgheranno le possibilità di accoppiamento diretto e indiretto dei due impianti. La prima soluzione prevede che la vaporizzazione del fluido organico avvenga direttamente all'interno del ricevitore dell'impianto solare. Infatti, la possibilità di vaporizzare fluidi organici direttamente all'interno del ricevitore dell'impianto solare costituisce una soluzione innovativa con prospettive di incremento

dell'efficienza globale di conversione in quanto, la tipologia di collettori solari a concentrazione considerata presenta ottime efficienze nel campo delle medie temperature; temperature che ben si prestano alla vaporizzazione diretta fluidi organici basso bollenti. Nell'accoppiamento indiretto tra l'impianto ORC/solare si utilizza un fluido termovettore intermedio che si riscalda nel passaggio all'interno del corpo del ricevitore e, attraverso uno scambiatore, cede il calore acquisito al fluido organico portandolo alla completa evaporazione. Questo studio comprende la progettazione di una nuova sezione per la ricezione della radiazione solare adatta allo scopo. Si procederà quindi alla verifica sperimentale delle prestazioni dell'impianto solare, nel suo impiego come evaporatore diretto di R1233zd(E), quale possibile fluido di lavoro di un ciclo ORC, nelle reali condizioni di utilizzo.

## 2 ORC - Cicli Rankine con fluidi organici

In impianti di conversione dell'energia termica in energia elettrica, l'impiego di acqua come fluido di ciclo costituisce senza ombra di dubbio la scelta migliore per fonti di calore a temperature maggiori di 300°C e per potenze che superano i 2 MW<sub>el</sub>. All'aumentare della taglia, oltre qualche decina di MW, il tradizionale ciclo Rankine a vapor d'acqua rappresenta l'opzione migliore. L'acqua impiegata come fluido di lavoro ha il vantaggio di essere poco costosa e chimicamente stabile alle alte temperature, inoltre le sue intrinseche caratteristiche termodinamiche permettono nel caso di impianti di grande taglia di progettare e realizzare cicli termodinamici aventi elevate efficienze di conversione.

D'altro canto, per impianti di potenza contenuta e bassi livelli termici della sorgente, l'impiego di acqua quale fluido di lavoro non risulta più conveniente, a causa di limiti tecnico-economici [1]. In particolare, l'utilizzo di fluidi alternativi al vapor d'acqua per applicazioni di piccola potenza operanti secondo un ciclo Rankine diviene particolarmente interessante laddove la sorgente termica disponibile è a medio – bassa temperatura. L'impiego dell'acqua per questo tipo di applicazione presenta infatti diverse problematiche tecniche con gravi conseguenze sul rendimento di ciclo. Essendo l'acqua un fluido a bassa massa molecolare, il salto entalpico che deve elaborare l'espansore sarà inevitabilmente elevato. Questo comporta l'utilizzo di turbine ad elevato costo specifico, in grado di sopportare elevati sforzi meccanici nei dischi/palettature della macchina, e che potranno lavorare inevitabilmente con modesti rendimenti di espansione. Un ulteriore limite all'impiego dell'acqua quale fluido termovettore per impianti di piccola potenza è legato alla semplicità della sua molecola. La forte pendenza negativa della curva limite superiore nel piano temperatura-entropia specifica comporta che la parte terminale dell'espansione avverrà all'interno della curva limite, con effetti negativi sul rendimento di espansione e sulla vita utile della turbina. Per ovviare a questo e per ottenere elevati rendimenti di ciclo, sarà utile ricorrere a cicli con un importante grado di surriscaldamento. Inoltre, con il fine di elevare ulteriormente il rendimento di ciclo è spesso richiesto un risurriscaldamento. Entrambe queste opzioni divengono difficilmente attuabili per applicazioni con sorgente termica a medio – bassa temperatura. Inoltre la necessità di vari stadi in turbina mal si concilia con impianti di bassa potenza. A causa dell'alto rapporto fra calore di evaporazione e calore scambiato per il preriscaldamento dell'acqua o per il suo surriscaldamento fa sì che gran parte di calore nel ciclo avvenga a temperatura costante, mentre le sorgenti di calore sono spesso a temperatura variabile. La soluzione a più livelli di evaporazione, comunemente adottata nei cicli combinati di grande potenza, non è percorribile per impianti di piccola taglia. Infine, l'elevata pressione critica che presenta l'acqua, implica che ad alta temperatura di evaporazione, necessaria per cicli ad alto rendimento, le pressioni siano molto elevate, con conseguenti elevate prevalenze per la pompa di alimento ed elevati spessori dei tubi e dei collettori nel generatore di vapore. Tutti questi "difetti" si accentuano al diminuire della taglia di impianto, fino a divenire particolarmente incisivi per potenze inferiori a 1 MW<sub>el</sub>.

Molte di queste problematiche possono essere risolte optando per l'uso di sostanze organiche ad alto peso molecolare in alternativa all'acqua. Il primo beneficio è diretta conseguenza dell'alto peso molecolare di questi fluidi che permette di operare con macchine a basso costo specifico e a rendimento di espansione elevato e quindi a rendimenti di ciclo elevati. Tipicamente i fluidi organici presentano una molecola di media complessità e una curva limite superiore nel piano temperatura-entropia specifica con pendenza quasi nulla (isoentropica) o addirittura positiva. Questa caratteristica comporta che si possa evitare di espandere all'interno della curva limite mediante lieve surriscaldamento. Inoltre, risultando il raffreddamento durante l'espansione molto contenuto, il preriscaldamento del liquido può avvenire con soluzioni impiantistiche molto semplici, o può essere del tutto assente. I fluidi organici presentano un calore di evaporazione non troppo grande rispetto al calore scambiato per il preriscaldamento del liquido o per il surriscaldamento, per cui il profilo di temperatura del fluido di ciclo si adatta meglio ad una fonte di calore a temperature variabili. La limitata pressione critica permette di operare ad elevata temperatura di evaporazione ridotta senza richiedere né pressioni troppo elevate, né elevate prevalenze per la pompa di alimento e elevati spessori dei tubi.

I cicli Rankine con l'impiego di sostanze organiche ad alto peso molecolare quale fluido di lavoro vengono universalmente identificati con termine anglosassone Organic Rankine Cycle (ORC). Questi cicli,

rappresentano nei casi in cui non sia possibile o conveniente adottare tecnologie convenzionali, come il ciclo Rankine a vapor d'acqua, una scelta vantaggiosa per convertire calore, proveniente da diverse sorgenti termiche, in energia elettrica. Infatti, grazie alle basse temperature di cambiamento di fase dei fluidi organici utilizzati, gli impianti ORC vengono tipicamente impiegati per la produzione di energia elettrica da fonti di calore a temperature medio - basse, quali cascami energetici di cicli industriali, recupero termico, impianti solari termici, geotermia, ecc. Le problematiche di stabilità termica dei fluidi termovettori organici limitano di fatto l'applicazione degli ORC nelle applicazioni ad alta temperatura. Come evidenziato dalla Figura 1, in cui vengono riportati i campi di applicazione delle tecnologie ORC e Rankine a vapor d'acqua in funzione della taglia di impianto e dei livelli termici della sorgente di calore, gli impianti ORC rappresentano allo stato attuale una tecnologia estremamente competitiva per le applicazioni in cui la potenza è inferiore a 1 MW<sub>el</sub> e la temperatura media della sorgente termica è al di sotto dei 250 °C [1]. Per questi motivi gli impianti ORC trovano spesso abbinamento con il settore delle energie rinnovabili.



Figura 1. Campi di utilizzo degli ORC al variare della taglia dell'impianto e della temperatura media della sorgente termica [2].

La tipica configurazione di un impianto basato sul ciclo ORC, riportata nella schema di sinistra di Figura 2, come per i tradizionali cicli Rankine a vapor d'acqua, prevede la pressurizzazione (1-2) del fluido in fase liquida attraverso l'impiego di una pompa; successivamente grazie alla cessione di calore da una fonte termica esterna il fluido pressurizzato evapora all'interno di uno scambiatore (2-3), detto per l'appunto evaporatore. In questa fase il vapore può essere soggetto ad un eventuale leggero surriscaldamento. Il vapore in uscita dall'evaporatore viene inviato ad un espansore connesso ad un generatore elettrico. Il fluido in uscita dall'espansore prima di essere indirizzato nuovamente alla pompa, viene condensato in un secondo scambiatore con cessione di calore verso un pozzo termico, che può essere costituito tipicamente dall'aria ambiente esterna o da acqua quando disponibile. Nel secondo caso, se le temperature raggiunte dall'acqua di raffreddamento lo permettono è possibile cedere il calore estratto al condensatore ad un'eventuale utenza termica. Lo schema di un impianto così concepito è riportata in Figura 2, a sinistra. In alcuni casi può essere presente un rigeneratore interno, con il fine di recuperare parte del calore scaricato dall'espansore per il preriscaldamento del liquido condensato. La scelta di applicare un rigeneratore può essere talvolta obbligata, come nel caso di sistemi ORC che lavorano con sorgenti geotermiche a temperatura variabile. In questi casi è consigliabile non raffreddare eccessivamente il fluido caldo per evitare di raggiungere il punto di brina (condizione in cui si verifica la precipitazione dei sali minerali disciolti nell'acqua), per cui deve essere previsto l'impiego di un rigeneratore con benefici anche in termini di rendimento di conversione. Al contrario, se non sono presenti limiti di temperatura minima della sorgente

calda, l'impiego di un rigeneratore può risultare controproducente in quanto riduce il calore recuperato dal ciclo ed aumenta le perdite di carico, introducendo un'ulteriore complicazione impiantistica e i relativi costi associati [1]. Un esempio di un impianto con recuperatore di calore è schematizzato in Figura 2, a destra.

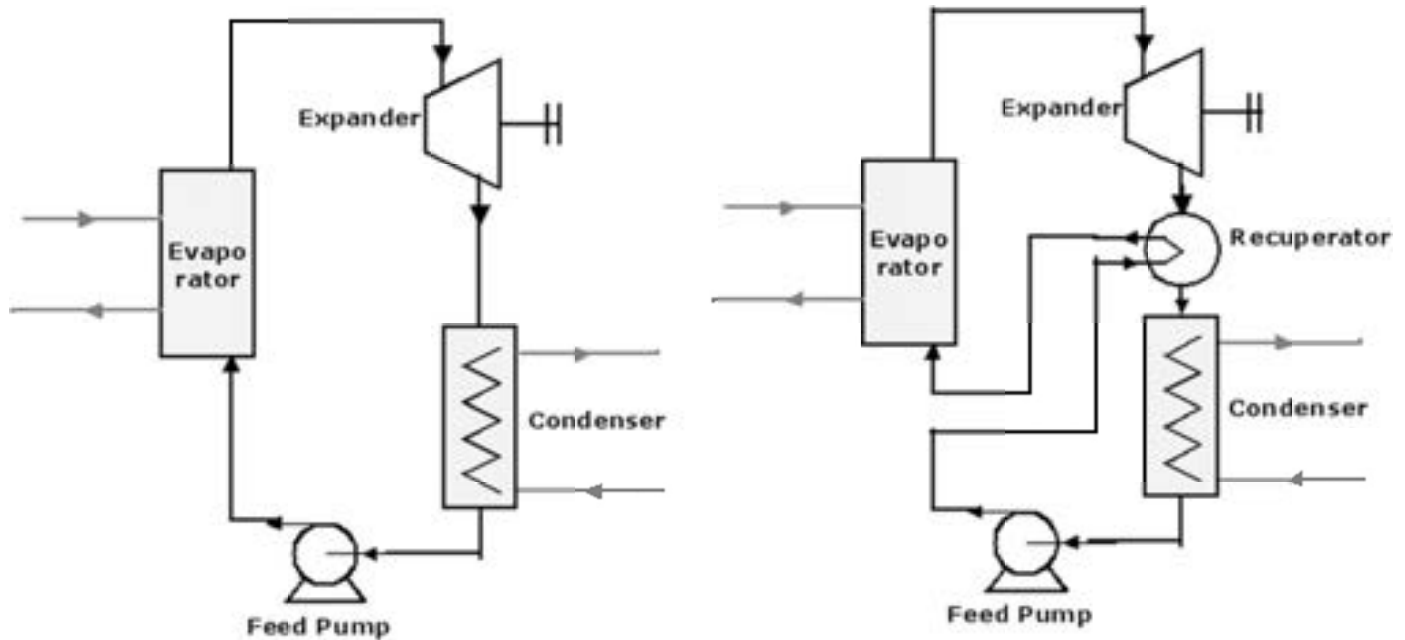


Figura 2. Schema di impianto ORC in assenza e in presenza di rigenerazione interna [3].

In Figura 3 viene proposto, nel diagramma temperatura – entropia specifica, un esempio dei processi termodinamici coinvolti in un impianto ORC con surriscaldamento e in assenza di rigenerazione interna.

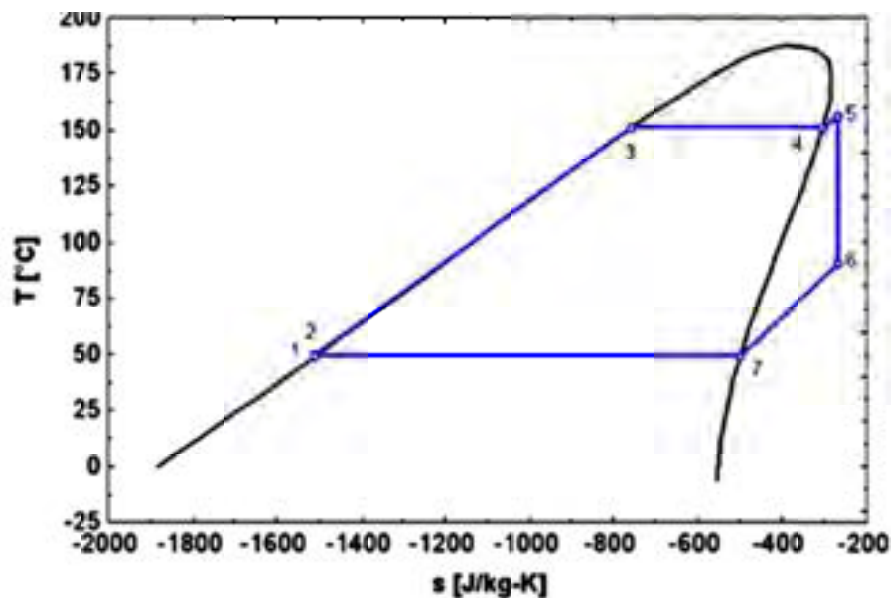


Figura 3. Rappresentazione nel diagramma entropico delle trasformazioni termodinamiche di un sistema ORC.

## 2.1 Impianti ORC abbinati ad impianti solari: stato dell'arte

La generazione elettrica distribuita sta sempre più diffondendosi e portando contributi non trascurabili al sistema elettrico. La generazione distribuita può essere attuata in forme diverse, potendo comprendere sia tecnologie convenzionali quali generatori diesel, turbine a gas, microturbine, sia tecnologie avanzate quali celle a combustibile, sistemi impieganti fonti rinnovabili (energia solare, energia eolica, mini e microidraulico, biomasse e rifiuti) nonché sistemi di accumulo (elettrochimico, elettromagnetico, idraulico). L'impiego di sistemi di generazione di potenza a ciclo Rankine con fluido di lavoro organico è di particolare interesse per la conversione di energia termica disponibile a bassa temperatura e anche di energia solare in potenza elettrica. Infatti, la flessibilità degli impianti ORC nell'operare con diversi fluidi di lavoro ben si presta all'accoppiamento con impianti solari potendo adattare le caratteristiche del fluido e alle temperature in gioco. Inoltre gli impianti ORC presentano una ridotta usura da erosione fluidodinamica, la possibilità di operare a temperature moderate, la mancanza di "thermal cycling" rapido, come quello che si riscontra in macchine Stirling, e moderate vibrazioni ed emissioni di rumore che rendono tali macchine idonee ad installazioni anche in ambito residenziale [4].

Un sistema solare termico può essere abbinato ad un impianto ORC secondo due configurazioni: accoppiamento con vaporizzazione diretta e accoppiamento con vaporizzazione indiretta del fluido organico. Nel caso di vaporizzazione indiretta i due impianti sono accoppiati attraverso di uno scambiatore che permette la cessione di calore da parte del fluido termovettore circolante all'interno del circuito solare al fluido organico di lavoro che opera all'interno del sistema ORC, riscaldandolo ed portandolo allo stato di vapore. Una rappresentazione schematica della configurazione di impianto con vaporizzazione indiretta del fluido organico è fornita in Figura 4.

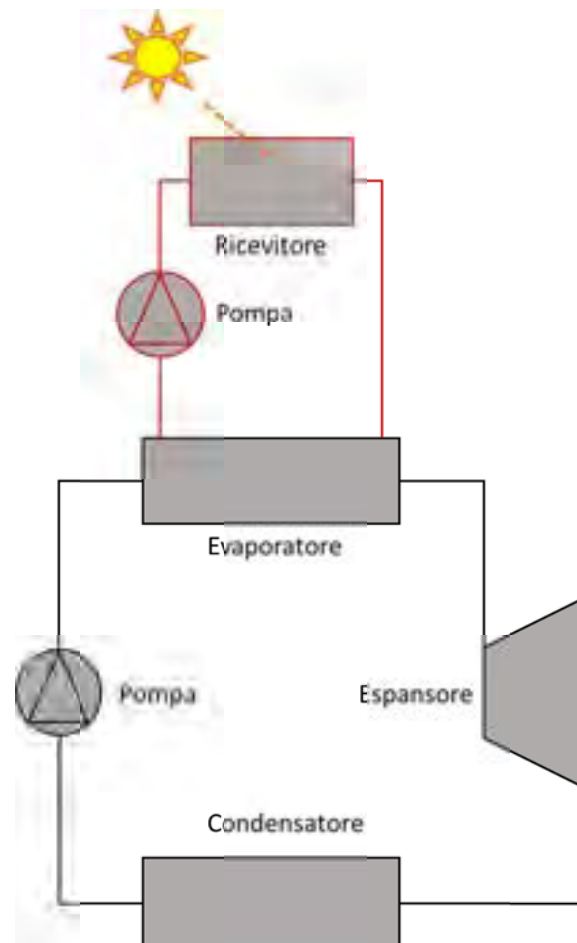
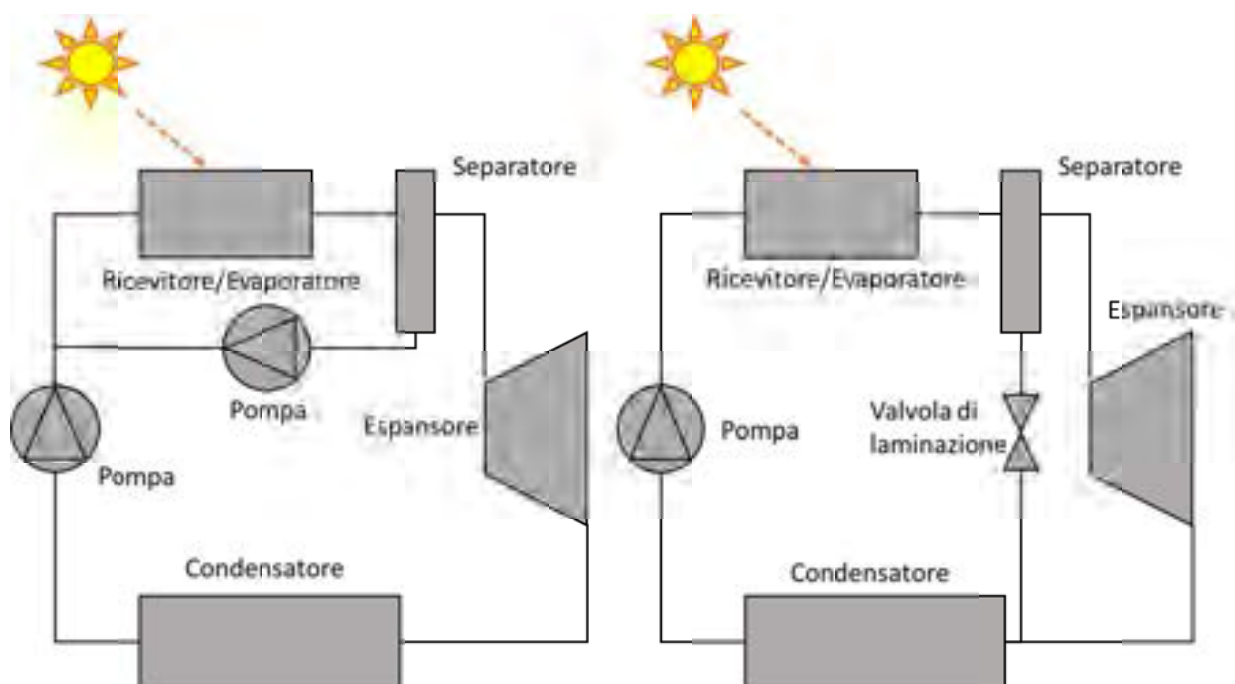


Figura 4. Schema di impianto solare-ORC con vaporizzazione indiretta.

Nella soluzione con vaporizzazione del fluido organico diretta, circuito solare e circuito ORC coincidono e il fluido organico viene riscaldato ed evapora all'interno del ricevitore solare, che coincide con l'evaporatore. Adottando questa configurazione si ottiene una semplificazione dell'impianto, infatti, non vi è più la necessità di un ciclo intermedio per il trasferimento di calore dal fluido termovettore del circuito solare al fluido organico di lavoro circolante nell'impianto ORC. D'altro canto però si rende necessaria la presenza di un nuovo componente per la separazione della frazione liquida del fluido organico in uscita dal ricevitore/evaporatore. Questa frazione liquida potrà essere ricircolata in ingresso all'evaporatore oppure laminata e inviata alla pompa di alimento del circuito. La Figura 5 riporta due schemi possibili delle configurazioni con vaporizzazione diretta appena illustrate.



**Figura 5. Possibili schemi di impianto solare – ORC con ricircolo della frazione liquida in uscita dal ricevitore/evaporatore.**

È da notare come la vaporizzazione diretta del fluido organico permetta di convertire l'energia solare catturata dal collettore solare in energia termica del fluido organico con maggiore efficienza rispetto al caso con vaporizzazione indiretta. Infatti, questo processo avviene senza le irreversibilità connesse allo scambio termico tra fluido termovettore del circuito solare e fluido organico nel circuito ORC. Questo aspetto è particolarmente importante negli impianti ORC laddove le differenze di temperature tra sorgente termica e ambiente sono generalmente contenute (intorno a 100°C). Da un altro punto di vista, si può pensare come a parità di condizioni del fluido organico in ingresso all'espansore, operare con un impianto con vaporizzazione diretta permetta di mantenere il fluido all'interno del collettore ad una temperatura media inferiore a quella che si avrebbe con un impianto a vaporizzazione indiretta, con un aumento di efficienza del collettore.

Fin dagli inizi degli anni '90 gli impianti ORC di piccola taglia abbinati ad impianti solari sono stati oggetto di studio da parte della comunità scientifica, tuttavia questi non hanno trovato riscontro nelle applicazioni pratiche soprattutto per la mancanza di espansori piccoli ed efficienti. Nonostante si siano vagliate diverse soluzioni come potenziali tecnologie candidate per la fase di espansione in impianti ORC, in ambito commerciale, nessuna di queste ha mostrato di primeggiare rispetto alle altre. Dagli studi di Badr et al. [5, 6], in cui diverse tipologie di espansori, quali turbine (radiali, ad impulso, a reazione) e espansori volumetrici (a vite, a pistoni, Wankel) sono stati confrontati per la generazione nel campo delle piccole

potenza, gli espansori a vite e Wankel sono hanno mostrato di essere tra le tecnologie più promettenti. Ad esempio Kane [7], Lemort [8], Quolin et al. [9] e Smith et al. [10], hanno mostrato come espansori scroll e a vite risultino le tipologie di espansori per piccole potenze con valori di rendimento isoentropico fino a 70 % [6, 11, 12, 13, 14]. Recentemente sono stati pubblicati numerosi lavori teorici sulla selezione dei fluidi di lavoro ORC e di quello termovettore nel circuito solare, oltre alla tipologia di collettori solari più adatti [15, 16, 17, 19, 20, 21]. Dal confronto dei risultati ottenuti emerge chiaramente che non è possibile individuare un fluido vettore o un fluido organico che abbiano prestazioni migliori in termini assoluti, ma che la scelta è un problema specifico di ciascun impianto e delle relative condizioni di lavoro.

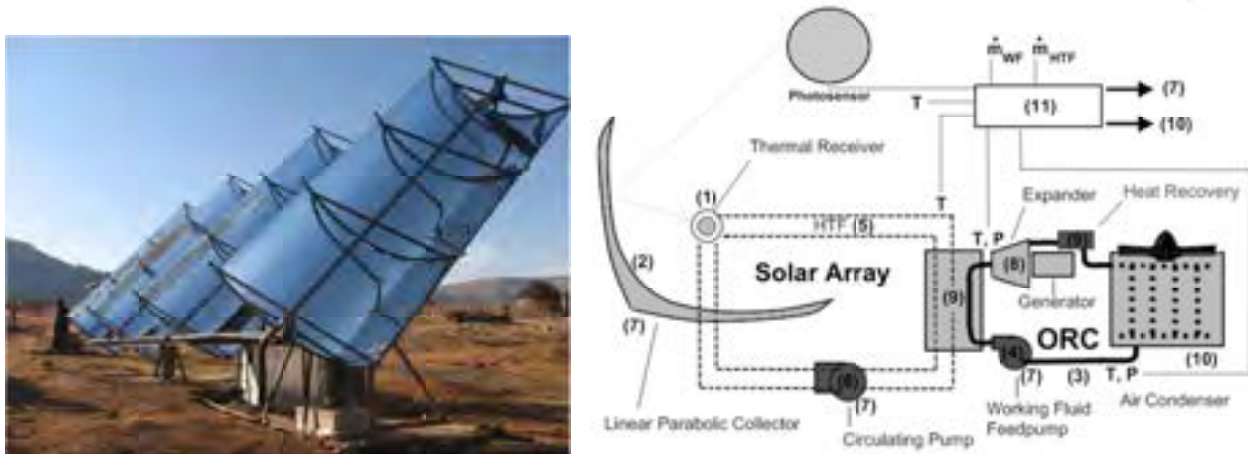


Figura 6. Immagine e schema di impianto del prototipo di impianto solare - ORC installato da Orosz *et al.* in un campo nei pressi del villaggio Ha Teboho (Lesotho) [23]

Tabella 1. Elenco dei componenti presenti nell'impianto solare-ORC realizzato da Orosz *et al.* [22]  
(Fonte Orosz *et al.* [23])

| Component                        | Description                          | Industry Supplier     | Notes                                                  | Approximate Cost Data * |
|----------------------------------|--------------------------------------|-----------------------|--------------------------------------------------------|-------------------------|
| 1. Glazing                       | Duran 50                             | Schott Solar          | Borosilicate 1.25m L 80mm OD 5mm Thickness             | 65 USD/pc               |
| 2. Reflector                     | Miro-4                               | Alanod                | 1.25m W 0.4mm Thickness 95% Reflectivity               | 15 USD/kg               |
| 3. Working Fluid                 | HFC-245fa                            | Honeywell Solvay      | b.p. 15.3C c.p. 153C GWF 950, ODP zero - non flammable | 13 USD/kg               |
| 4. WF Pump                       | Plunger                              | Hypro, Various        | Common pressure washer pump                            | 100 USD/pc              |
| 5. Heat Trasfer Fluid            | Mono Ethylene Glycol                 | Various               | b.p. 186C; used as antifreeze                          | 3.50 USD/Liter          |
| 6. HTF Pump                      | V-20 Power Steering                  | Vickers               | Long haul truck power steering pump                    | 290 USD/pc              |
| 7. Fluid/tracking motors         | 24VDC                                | Leeson, Various       | High efficiency permanent magnet drive                 | 300 USD/pc              |
| 8. Expander-generator            | Hermetic Scroll-Induction machine    | Copeland              | Commercial HVAC compressor                             | 1000 USD/pc             |
| 9. Heat Exchangers               | Brazed Plate BP-410-30               | ITT Brazepak, Various | Compact high efficiency heat exchanger                 | 500 USD/pc<br>40 USD/kW |
| 10. Air Condenser                | Forced convection finned copper tube | Carrier, Various      | Standard HVAC coils 3 rows 3/8ths tubing               | 45 USD/kW rejection     |
| 11. Sensor based Control systems | Microcontroller and feedback loops   | MIT/STG               | Solar ORC system optimization                          | 1200 USD                |

\* Note: Costs and specifications are based on data gathered 2006-2009, are subject to change, and generally do not represent official claims of the manufacturer

Dal punto di vista sperimentale, si nota una relativa scarsità nel numero di pubblicazioni nel campo di impianti solari-ORC. I lavori di Orosz et al. [22, 23] riportano i risultati di test condotti su di un impianto dimostrativo realizzato nel distretto di Berea in Lesotho. Tale sistema sfrutta concentratori parabolici lineari con un'area di apertura pari a  $75 \text{ m}^2$  in accoppiata con un ORC da  $3 \text{ kW}_{el}$  con recupero interno operante con R245fa. Il fluido termovettore è glicole etilenico ed è previsto un sistema di accumulo costituito da elementi di quarzite ( $2 \text{ m}^3$ ). Un compressore scroll opportunamente modificato è utilizzato come organo di espansione. In combinazione con la produzione elettrica, l'impianto rende disponibili 500 litri/giorno di acqua calda. Il rendimento di conversione elettrica dell'intero sistema è pari al 6% ad una temperatura operativa del fluido termovettore pari a  $150^\circ\text{C}$ .

Quolin et al. [14] hanno studiato l'impiego di quattro tipologie di fluido organico (R134a, R245fa, Solkatherm e n-pentano) nell'impianto sperimentale solare-ORC presentato da Orosz et al. [23], variando opportunamente la temperatura di vaporizzazione tra  $85^\circ\text{C}$  e  $189^\circ\text{C}$  in base alla tipologia di fluido utilizzato. Da questo studio sono risultati valori di rendimento termico tra 3,6% e 7% in base alle condizioni di funzionamento. Un altro studio basato sull'uso di espansori scroll è quello presentato Saitoh et al. [24]. La configurazione studiata prevede l'utilizzo di acqua nel circuito solare con un sistema di accumulo del vapore e l'impiego del fluido R113 nell'impianto ORC. Nei test di laboratorio condotti con 200 litri d'acqua in accumulo,  $0,016 \text{ kg/s}$  di portata di R113, l'efficienza del ciclo ORC risulta pari a 12% con un output elettrico pari a  $450 \text{ W}$ .



**Figura 7. Impianto sperimentale realizzato da Wang et al. [25].**

Wang et al. [21] proposero e realizzarono un impianto solare ORC a bassa temperatura per la vaporizzazione diretta di R245fa sfruttando collettori solari di tipo piano ( $12 \text{ m}^2$ ) o a tubi evacuati ( $10 \text{ m}^2$ ). Il fluido parzialmente evaporato all'interno del collettore solare viene raccolto da un serbatoio che uniforma la pressione ad un valore compreso tra  $0,6 \text{ MPa}$  e  $0,9 \text{ MPa}$  in funzione dell'intensità della radiazione solare disponibile e dal tipo di collettore utilizzato. Il sistema ORC impiega un espansore volumetrico Wankel in grado di generare  $1,64 \text{ kW}$  (meccanici) con un rendimento isoentropico medio del 45,2%. Gli autori conclusero che a causa della maggiore inerzia termica presente nel collettore a tubi evacuati, il suo uso risulta più efficiente e stabile rispetto a quello del collettore piano. Il rendimento dell'intero impianto con l'utilizzo del collettore a tubi evacuati è pari a 4,5%, mentre si riduce a 3,2% quando viene impiegato il collettore piano. In un successivo lavoro Wang et al. [25], analizzarono l'applicazione di un collettore piano da  $1,2 \text{ m}^2$  per la vaporizzazione diretta di R245fa ad una temperatura massima inferiore ai  $100^\circ\text{C}$ . Nell'ipotesi di sfruttare un espansore con rendimento isoentropico pari a 80%, il massimo valore calcolato del rendimento di conversione della radiazione solare in potenza meccanica all'albero è pari a 3%. Nello studio sperimentale di Wang et al. [26] sono stati condotti esperimenti sulla vaporizzazione diretta di

R245fa a bassa temperatura in un collettore solare piano da  $0,6 \text{ m}^2$  combinato ad impianto ORC recuperativo. Da questo studio è emerso che l'utilizzo di un recuperatore interno nell'impianto ORC non provoca alcun miglioramento di prestazione se il funzionamento avviene a portata costante. Significativi miglioramenti si hanno invece nel funzionamento con portata variabile per la possibilità di contenere il grado di surriscaldamento a monte dell'espansione. Inoltre il funzionamento a portata variabile migliora le prestazioni del collettore per la riduzione del volume occupato dal vapore all'interno del collettore. I risultati sperimentali mostrano un rendimento complessivo pari a 2,42% nel caso di portata variabile e di 0,84% con portata costante. I valori contenuti di rendimento sono principalmente dovute alle basse temperature (inferiori  $35^\circ\text{C}$ ) raggiunte in uscita dal un collettore solare di tipo piano durante i test. Delgado-Torres et al. [16, 17, 18] hanno pubblicato una serie di lavori teorici su diverse possibili configurazioni per un impianto solare ORC da 100 kW con rigenerazione interna da destinare ad un sistema di desalinizzazione. Gli autori hanno vagliato le possibilità di vaporizzare direttamente e indirettamente diversi fluidi, attraverso due modelli di concentratori parabolici lineari [16, 17] e con collettori solari fissi [18]. Una loro successiva pubblicazione [27] contiene le raccomandazione per la realizzazione di impianti solari-ORC per processi di desalinizzazione a osmosi inversa. Secondo gli autori, R245fa risulta tra i fluidi di lavoro per ORC da preferire. I sistemi solari a concentrazione vengono suggeriti rispetto a quelli piani per le maggiori efficienze nella conversione dell'energia solare e per le maggiori temperature ottenibili in uscita. Questo scelta è particolarmente indicata nel caso di accoppiamento indiretto fra gli impianti solare e ORC. Infine, in questa pubblicazione gli autori sottolineano la mancanza di prove sperimentali per la validazione di modelli per la vaporizzazione diretta negli impianti a concentrazione.

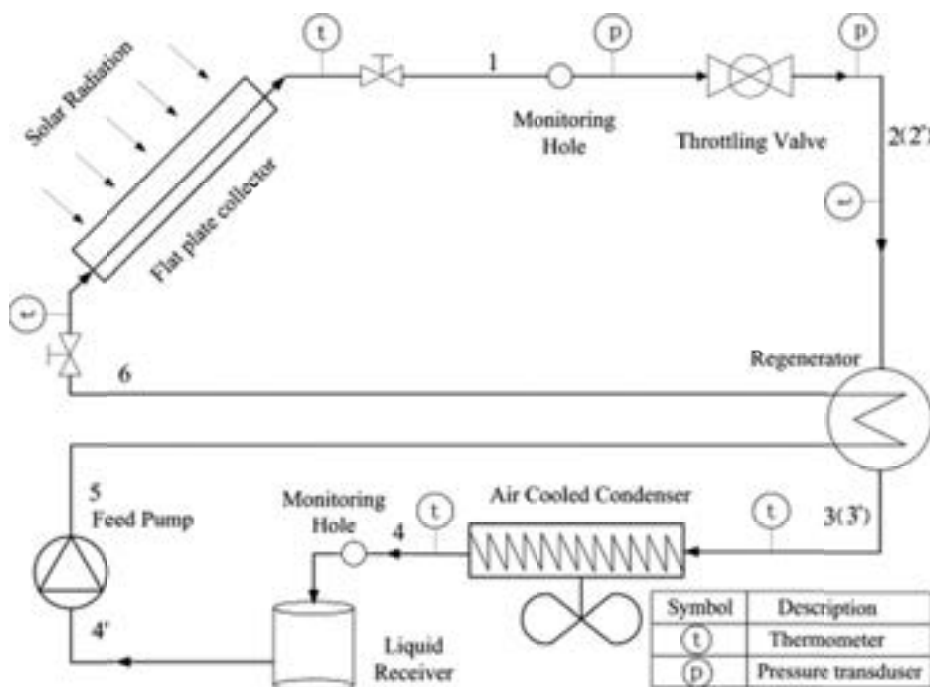


Figura 8. Schema dell'impianto sperimentale realizzato da Wang et al. [26]

Nel recente lavoro sperimentale di Helvacı et al. [28], è stato progettato un impianto solare-ORC in scala, in cui il fluido HFE 7000 viene vaporizzato e surriscaldato direttamente all'interno di un collettore piano e successivamente inviato ad un espansore rotativo a palette. Nel circuito ORC oltre al condensatore a piastre raffreddato ad acqua, è presente un recuperatore e la pompa di ricircolo. Lo studio comprende analisi di primo e secondo principio per caratterizzare le prestazioni termodinamiche dell'impianto. Il collettore è in grado di trasferire  $3564 \text{ W}$  al fluido di lavoro con un rendimento termico superiore al 57%. La massima temperatura raggiunta è pari a  $45^\circ\text{C}$ . La potenza meccanica prodotta all'albero dell'espansore è pari a  $147 \text{ W}$  ( $136 \text{ W}_{el}$ ) con un rendimento isoentropico pari al 59%. In queste condizioni, il rendimento

termico dell'impianto è di poco inferiore al 4%. L'analisi exergetica mette in luce come la più alta distruzione di exergia avviene nel collettore, seguito da espansore (95 W), condensatore (32,3 W) e pompa (3,8 W). Da questa analisi inoltre risulta un rendimento exergetico pari a 17,8% (temperatura dell'ambiente di riferimento pari a 15°C). Gli autori infine suggeriscono come un aumento della pressione del fluido in ingresso all'espansore e del grado di surriscaldamento possa portare ad un miglioramento delle prestazioni. Accanto alla configurazione con alimentazione puramente solare compaiono sistemi ibridi i quali includono altre fonti termiche oltre a quella solare. Questo tipo di impianto permette, alternativamente ai sistemi di accumulo, di garantire la continuità di produzione anche in assenza di radiazione solare. Un piccolo impianto sperimentale ibrido per la produzione di acqua calda sanitaria ed energia elettrica tramite ORC è stato oggetto di studio da parte di Kane et al. [29] nel 2003. Questo impianto prevede la possibilità di integrare l'output termico di un impianto solare costituito da riflettori lineari di Fresnel, con un'area di apertura pari a circa 100 m<sup>2</sup>, tramite un motore Diesel da 15 kW nominale. Come organo di ricezione della radiazione concentrata è stato impiegato un tubo evacuato al cui interno scorre acqua pressurizzata. Il circuito solare e/o motore Diesel sono stati accoppiati ad un impianto ORC a cascata: nel ciclo superiore (5 kW<sub>el</sub>) circola R123 con una temperatura massima compresa fra i 120°C e i 150°C, mentre il ciclo inferiore (8 kW<sub>el</sub>) opera in cascata al precedente con R134a. In questo studio sperimentale sono stati utilizzati compressori scroll ermetici opportunamente modificati per il loro uso come espansori. Nei pochi test condotti con l'impiego esclusivo dell'alimentazione solare, il massimo rendimento di conversione dell'energia solare in elettricità è risultato circa 7,7%.

Attualmente esistono ancora poche installazioni commerciali di impianti ORC funzionanti in accoppiamento con collettori solari. Queste installazioni sono in genere impianti pilota operanti nel campo delle medie temperature, ovvero fra i 100°C e i 500°C. L'istituto statunitense NREL (National Renewable Energy Laboratory) mantiene in costante aggiornamento un banca data in cui è possibile reperire informazioni sugli impianti solari per la produzione di energia elettrica dislocati nel mondo, fra i quali vengono compresi anche gli impianti ORC [26].



**Figura 9. Concentratori parabolici lineari della centrale di Sanguaro (Arizona ,USA) [26].**

Tra gli impianti realizzati ed ancora funzionanti, la centrale solare dimostrativa di Sanguaro in Arizona (USA), entrata in funzione nel 2006 con una potenza pari a 1 MW<sub>el</sub> risulta la più longeva. In questo impianto vengono indirettamente accoppiati collettori parabolici lineari (Starnet LS-2) con ricevitori tubolari (Schott PTR70) ad un sistema ORC (Ormat®) operante con n-pentano. Il campo di collettori è caratterizzato da un'area di apertura complessiva pari a circa 10000 m<sup>2</sup> ed è in grado di riscaldare il fluido Xcertherm 600 da 120°C a 300°C. Il ciclo ORC opera ad temperatura massima di 200°C con un rendimento pari a circa il 20%. La centrale ha un'efficienza media di conversione dell'energia solare in elettrica poco superiore al 7%. [26].

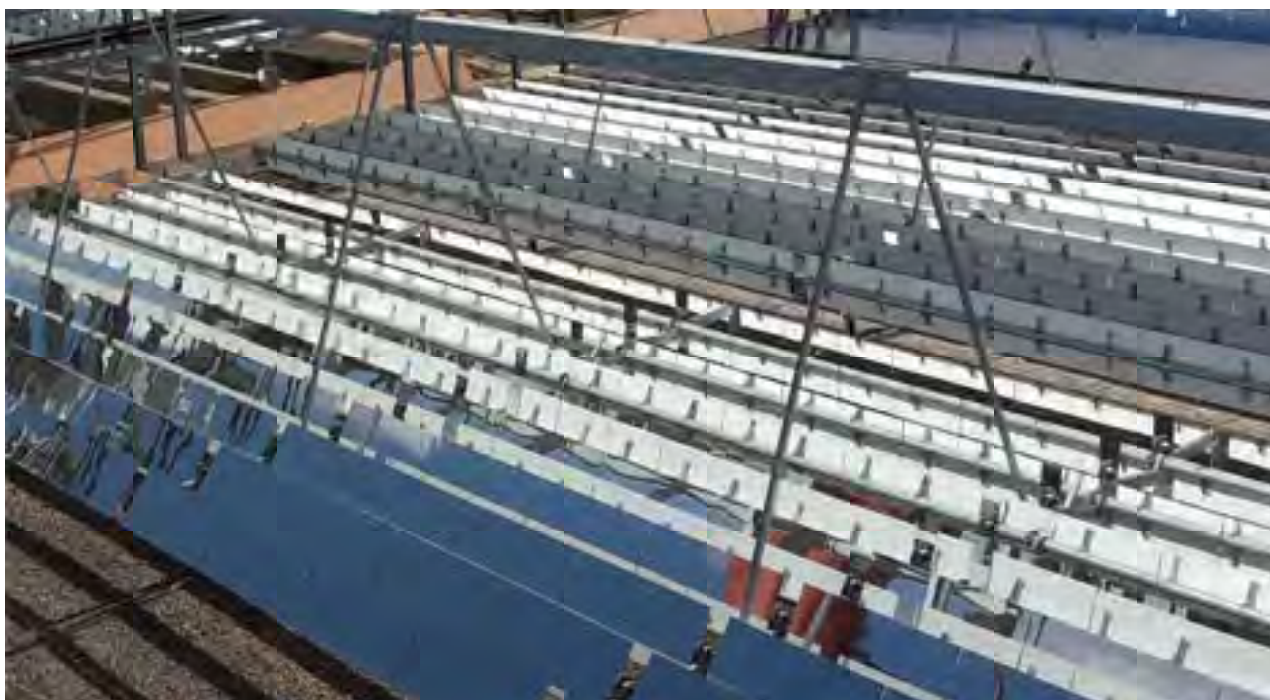
Nell'ultimo decennio nell'area mediterranea è cresciuto l'interesse per l'accoppiamento di centrali solari con impianti ORC e in questo contesto sono stati realizzati diversi impianti dimostrativi. Nel 2014 la centrale ORC Airlight Energy da 12 MW<sub>el</sub> di Ait-Baha (Marocco) è stata integrata con un impianto solare da 3 MW<sub>el</sub>. Questo impianto pilota prevede l'utilizzo di innovativi concentratori parabolici lineari dotati di copertura pneumatica per un'area d'apertura complessiva pari a 6160 m<sup>2</sup>. L'olio termico riscaldato nel circuito solare da 270°C a 570°C viene inviato ad uno scambiatore di calore per l'accoppiamento con l'impianto ORC. [31].



**Figura 10. Concentratori parabolici lineari con copertura pneumatica nella centrale Airlight Energy di Ait-Baha (Marocco).**

Un altro esempio di impianto solare-ORC dimostrativo è situato a Rende (Calabria, Italia). In questa centrale, la concentrazione solare è realizzata attraverso l'impiego di riflettori lineari di Fresnel coprenti un'area (apertura) pari a 9780 m<sup>2</sup>. La potenza nominale dell'impianto è pari a 1 MW<sub>el</sub>. La temperatura dell'olio diatermico in uscita dal circuito solare è pari a circa 280°C [30].

L'impianto pilota IRESEN 1 MW<sub>el</sub> CSP-ORC si trova in costruzione a Benguerir (Marocco). Questo progetto impiegherà riflettori di Fresnel quale elemento di concentrazione della radiazione solare, con un'area di apertura totale di 11400 m<sup>2</sup>. In questo impianto si prevede l'utilizzo di olio minerale nel campo di temperatura fra 180°C e 300°C come fluido per la ricezione della radiazione concentrata. L'impianto ORC sarà costituito da una turbina da 1 MW<sub>el</sub> nominale, un sistema di condensazione a secco e un piccolo accumulo termico (da circa 4 ore) a base di olio di circa 20000 litri.



**Figura 11. Concentratore lineare con riflettori di Fresnel installati nella centrale IRESN 1 MWe CSP-ORC a Benguerir (Marocco).**

Anche negli Stati Uniti è stata studiata la possibilità di accoppiare impianti solari termici e impianti ORC per la generazione di energia elettrica. Nel marzo del 2015, nella centrale elettrica Stillwater GeoSolar Hybrid Plant a Fallon, Nevada (USA) la produzione di energia elettrica da fonte geotermica ( $33\text{MW}_{\text{el}}$ ) e fotovoltaica ( $26\text{MW}_{\text{el}}$ ) è stata integrata con un impianto solare termico da  $17\text{MW}_{\text{th}}$  con un contributo pari a  $2\text{MW}_{\text{el}}$  di picco. Questa centrale utilizza concentratori parabolici lineari per una area di apertura complessiva pari a circa  $656\text{ m}^2$ . Il fluido vettore che circola in ricevitori tubulari è Therminol 55 [32].

## 2.2 Fluidi di lavoro per impianti ORC

La scelta del fluido di lavoro di un impianto ORC dipende largamente dalla temperatura della sorgente termica. In uno studio recente Li et al. [33] hanno confrontato l'influenza della scelta nel fluido organico di lavoro sulle prestazioni di un ciclo Rankine subcritico al variare della temperatura della sorgente e con potenza termica costante. In questa indagine scientifica è stato mostrato che fra tutti i fluidi considerati, laddove la temperatura della sorgente termica è inferiore ai  $150^\circ$ , l'impiego del fluido R245fa come fluido di lavoro nel ciclo ORC ne massimizza le prestazioni. Simili conclusioni sono state tratte da altri autori in diversi studi. [34, 35, 36]. Saleh et al. [37] suggeriscono l'impiego di R245fa per impianti ORC abbinati ad collettori solari. Il fluido R245fa è adottato in numerosi studi sperimentali [22, 23, 25, 38] e applicazioni pratiche, quale fluido organico di lavoro per impianti solari-ORC. Questa scelta non è solamente legata alle buone proprietà del R245fa, ma è condizionata anche dalla sicurezza dovuta all'utilizzo di un fluido organico non infiammabile [33]. Se da un lato il fluido R24fa presenta ottime proprietà termofisiche, la crescente sensibilità della società sulle tematiche ambientali ne limita l'impiego. Per valutare l'impatto ambientale dovuto all'utilizzo di fluidi sono stati sviluppati diversi indici di valutazione, fra cui i più diffusi sono ODP (Ozone Depletion Potential) e GWP (Global Warming Potential). L'ODP, proposto per la prima volta nel 1983 da Wuebbles, esprime il potenziale di eliminazione dell'ozono di un composto chimico, ovvero il valore relativo di degrado della fascia di ozono che esso può causare. Questo indicatore associato ad una sostanza è definito come il potenziale di distruzione dell'ozono stratosferico per la sostanza considerata e il potenziale relativo ad una uguale massa di tricloro-fluoro-metano (R11) a cui viene dato il valore unitario di ODP. Il GWP, ovvero il potenziale di riscaldamento globale, esprime invece il contributo all'effetto serra di

una sostanza relativamente all'effetto serra della anidride carbonica (CO<sub>2</sub>), a cui è associato un potenziale di riferimento unitario. Ogni valore di GWP è calcolato per uno specifico intervallo di tempo (in genere 20, 100 o 500 anni). Le recenti normative in campo ambientale hanno posto serie restrizioni nell'uso di quei fluidi i cui indici ODP e GWP non rientrano nei limiti indicati. In questo contesto, la comunità scientifica si è resa particolarmente attiva nello sviluppo e nello studio di nuovi fluidi da utilizzare in applicazioni in cui i fluidi convenzionalmente impiegati non soddisfano le condizioni imposte dalle normative. Tra le classi di fluidi adatte a sostituire R245fa come fluido di lavoro in impianti ORC a bassa temperatura, le idro-fluoro-olefine, essendo non infiammabili o debolmente infiammabili ed a bassa tossicità hanno destato particolare interesse nelle maggiori compagnie chimiche. Fra questi fluidi, HFO-1336mzz(Z) (noto anche DR-2) e HCFO-1233zd(E) sono i fluidi che presentano le maggiori potenzialità in sostituzione del R245fa. Nel lavoro di Juhasz et al. [39], sono stati confrontati diversi fluidi potenzialmente applicabili per applicazioni ORC a bassa temperatura. La Tabella 2 riporta le caratteristiche termofisiche, i parametri ambientali e di sicurezza per le sostanze considerate in questo studio.

Da questa tabella e dalla Figura 12 e Figura 13 si può notare come il fluido HCFO-1233zd(E) sia la sostanza che presenta caratteristiche termofisiche più vicine a quelle del R245fa. È importante notare che l'indice GWP associato a HCFO-1233zd(E) è unitario, mentre il valore riportato per il GWP del R245fa varia tra 850 e 900 a seconda degli autori della valutazione.

**Tabella 2. Confronto fra le caratteristiche termofisiche, parametri di sicurezza e ambientali per i fluidi considerati nello studio di Juhasz et al. [39] (Fonte Juhasz et al. 2015 [39]).**

| Properties                              | HCFC-123                       | HFC-134a | HFC-245fa | DR-12             | DR-2   | HCFO-1233zd(E) | SES36  | n-Pentane | HMDsO <sup>(R)</sup> | Ethanol <sup>(R)</sup> | Toluene <sup>(R)</sup> |
|-----------------------------------------|--------------------------------|----------|-----------|-------------------|--------|----------------|--------|-----------|----------------------|------------------------|------------------------|
| Normal Boiling Point, °C                | 27.8                           | -26.1    | 15.1      | 7.5               | 33.4   | 18.3           | 36.7   | 36.1      | 101                  | 78.4                   | 110.6                  |
| Critical Temperatures, °C               | 185                            | 101.1    | 154       | 137.7             | 171.3  | 165.6          | 177.6  | 196.5     | 245.5                | 240.8                  | 318.6                  |
| Critical Pressure, Mpa                  | 3.67                           | 4.06     | 3.65      | 3                 | 2.9    | 3.57           | 2.85   | 3.36      | 1.94                 | 6.15                   | 4.13                   |
| Latent Heat @ 25 °C (KJ/Kg)             | 171.37                         | 177.79   | 190.32    | 144.96            | 168.12 | 191.76         | 162.75 | 366.29    | 229.96               | 930.66                 | 412.85                 |
| Specific Heat @ 0.1 Mpa 25°C (KJ/Kg-K)  | 1.02                           | 1.43     | 1.32      | 1.09              | 1.19   | 1.24           | 1.08   | 2.32      | 1.91                 | 2.44                   | 1.7                    |
| Toxicity Class                          | See ASHRAE safety group rating |          |           |                   |        |                |        |           | slightly flammable   | NA <sup>(7)</sup>      | moderate toxic         |
| Flammability Class <sup>(R)</sup>       |                                |          |           |                   |        |                |        |           | serious flammability | severe flammability    | serious flammability   |
| Ozone Depletion Potential               | 0.02                           | 0        | 0         | 0                 | 0      | 0.0003         |        | 0         |                      | 0                      | 0                      |
| Global Warming Potential <sup>(R)</sup> | 79                             | 1300     | 858       | 32 <sup>(R)</sup> | 2      | 1              | 3710   | 5         | ND <sup>(R)</sup>    | 1                      | 3                      |
| safety group (ASHRAE)                   | B1                             | A1       | B1        | A1 <sup>(R)</sup> | A1     | A1             | A1     | A3        | ND <sup>(R)</sup>    | ND <sup>(R)</sup>      | ND <sup>(R)</sup>      |

Un altro potenziale candidato per la sostituzione del R245fa è il fluido HFO-1336mzz(Z) [41]. L'impiego di questo fluido in sostituzione del R245fa è stato studiato da Kontomaris et al. [40]. In questo studio, le prestazioni di un ciclo ORC con l'utilizzo alternativo dei due fluidi sono state numericamente simulate. I risultati mostrano come l'impiego di R1336mzz(Z) in alternativa a R245fa sia teoricamente possibile e che questo possa portare ad un aumento del rendimento di ciclo. Moles et al. [42] hanno confrontato numericamente l'impiego di R245fa, R1233zd(E) e R1336mzz(Z) in un impianto ORC con e senza recupero di calore interno. L'analisi ha coinvolto un ampio intervallo di temperature di evaporazione, temperature di condensazione e gradi di surriscaldamento a parità di flusso termico all'evaporatore. Questo studio ha messo in luce che attraverso opportune modifiche alla geometria dei componenti dell'impianto ORC, R1233zd(E) è in grado di aumentare l'efficienza del ciclo del 10.6% rispetto al HFC-245fa. L'incremento di rendimento netto del ciclo dato dalla sostituzione del R245fa con R1233mzz(Z) è invece pari al 17%. Questo confronto tuttavia è limitato alla simulazione numerica e non è stata avvalorato da nessun prova sperimentale. Eyerer et al. [43] hanno dedicato una pubblicazione all'impiego di R1233zd(E) in sostituzione del R245fa in un impianto ORC con un input termico a bassa temperatura. In questo studio le prestazioni di un impianto esistente in termini di efficienza del ciclo e potenza netta sono state confrontate sperimentalmente. Con questo fine è stata analizzata l'influenza dei parametri di processo, quali portata, temperatura di condensazione e velocità di rotazione dell'espansore per entrambi i fluidi. Gli autori hanno

concluso che R1233zd(E) può essere impiegato con successo in sostituzione del R245fa in un impianto esistente. Inoltre, è stato riscontrato come l'utilizzo di R1233zd(E) possa portare ad un incremento nel rendimento termico di ciclo. Tuttavia, la massima potenza estratta dal ciclo è risultata essere inferiore nel caso con R1233zd(E).

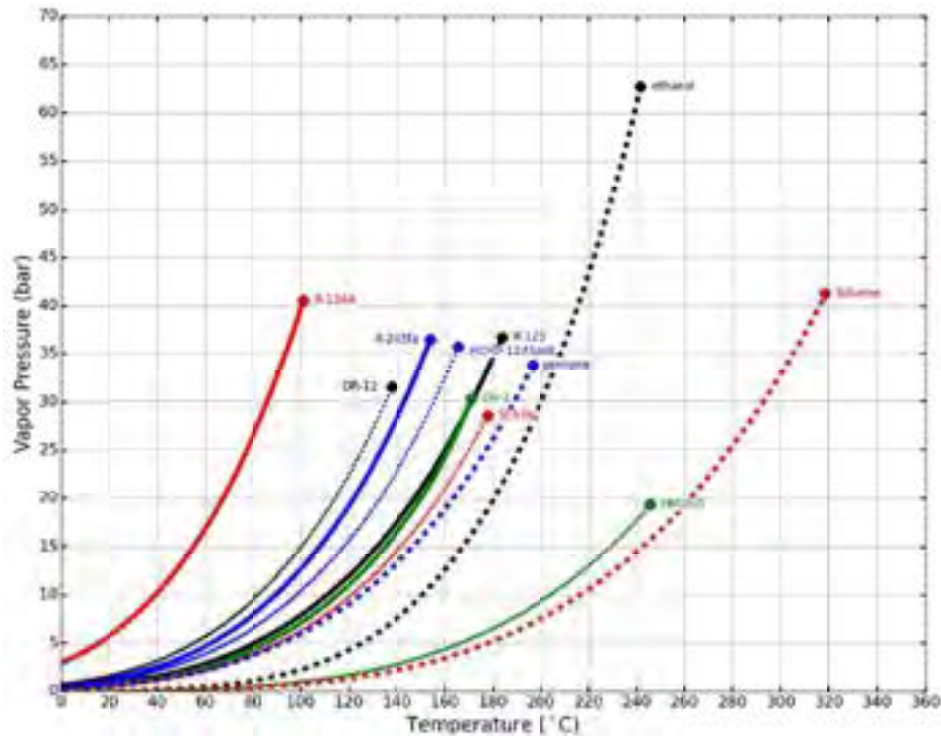


Figura 12. Andamento della pressione di saturazione in funzione della temperatura per diversi fluidi (Fonte Juhasz et al. 2015 [39])

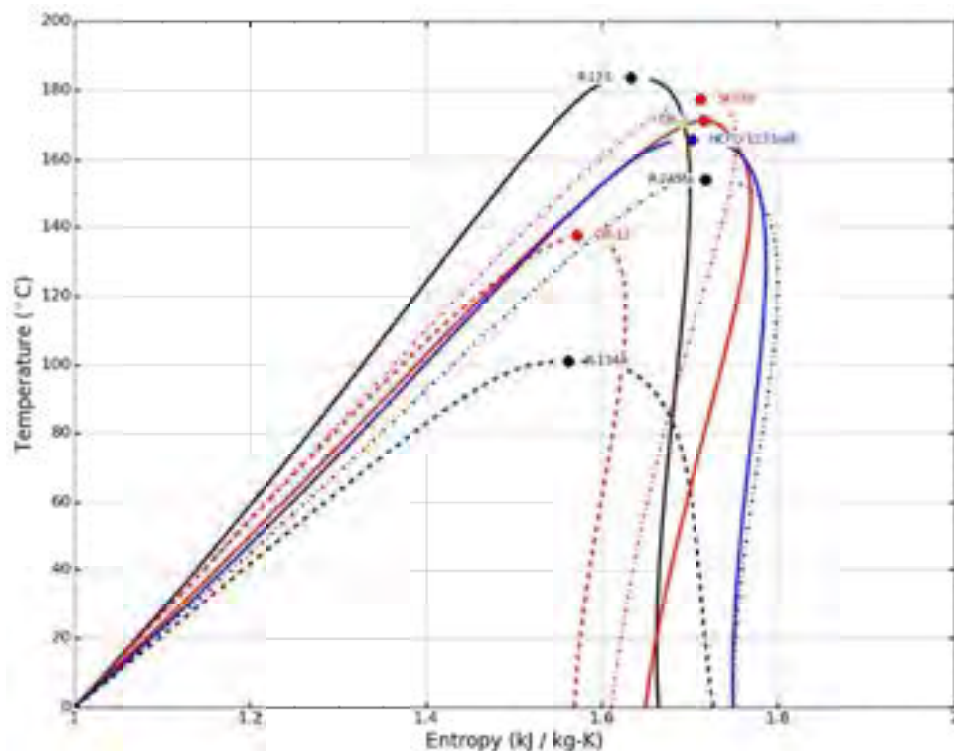


Figura 13. . Rappresentazioni della curva di saturazione nel diagramma entropico per diversi fluidi. (Fonte Juhasz et al. 2015 [39])

### 3 Analisi sperimentale

Alla luce della prima fase di analisi, la parte sperimentale del presente progetto comprende la progettazione di un nuovo ricevitore per un collettore solare a concentrazione lineare da accoppiare con un ciclo ORC di piccola taglia. Il ricevitore deve consentire la vaporizzazione diretta del fluido di lavoro, ossia del refrigerante R1233zd(E), in maniera efficiente e compatibile con le esigenze del ciclo cui è abbinato per la generazione di energia elettrica da fonte solare. L'analisi sperimentale avrà lo scopo di caratterizzare l'efficienza termica del ricevitore, considerando anche le perdite di carico. Le caratteristiche del sistema di concentrazione per il riscaldamento di un fluido intermedio (acqua pressurizzata) sono già note da uno studio precedente [44].

#### 3.1 Geometria del collettore solare a concentrazione utilizzato nei test

Il collettore solare a concentrazione lineare considerato in questo lavoro è installato nel Laboratorio di Conversione dell'Energia Solare presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova (Figura 14).



**Figura 14 - Collettore solare a concentrazione lineare installato nel Laboratorio di Conversione dell'Energia Solare ed utilizzato per la campagna sperimentale durante questo progetto. Si compone di un'ottica primaria a cilindro parabolico ed un ricevitore con assorbitore a geometria piana.**

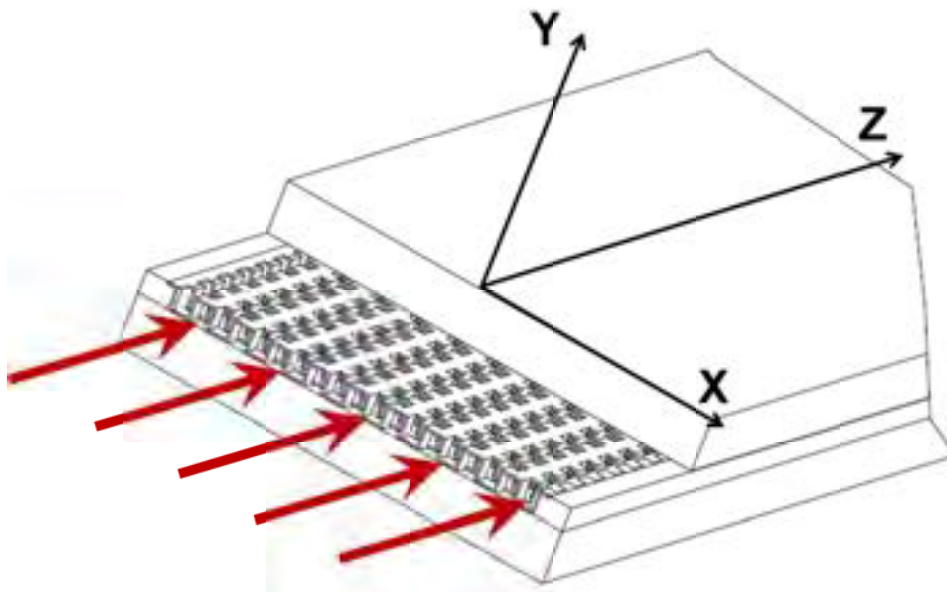
Il collettore è composto da un'ottica riflettente costituita da un prototipo di concentratore solare parabolico lineare di piccola taglia e da un ricevitore innovativo. Il concentratore solare è formato da quattro specchi argentati sul lato convesso arrangiati su due file e caratterizzati da una riflettanza solare del 96 %, secondo le specifiche fornite dal fornitore. La sezione trasversale del concentratore è costituito da un segmento di parabola che si estende dal suo vertice fino al bordo del concentratore. In realtà, per evitare ombreggiamenti sul ricevitore, il bordo inferiore dell'ottica riflettente si trova a 35 mm rispetto alla linea dei vertici del cilindro parabolico. Il concentratore presenta un'apertura di 2.9 m, un angolo di bordo di 78.7° e una lunghezza focale di 1.81m. La lunghezza del cilindro parabolico è di 2.4 m e quindi l' area totale

di apertura è di circa  $7 \text{ m}^2$ . Il prototipo è dotato di un sistema di inseguimento solare a due assi, governato in fase di avvicinamento da un algoritmo in cui sono implementate le effemeridi solari e da un sensore di luminosità quando deve perfezionare l'allineamento con il sole. La peculiare geometria dell'ottica riflettente e il sistema di inseguimento sono stati scelti per scopi di ricerca, in modo da agevolare l'installazione del ricevitore e della strumentazione. Inoltre, il concentratore si presta ad essere accoppiato con un ricevitore dotato di assorbitore a geometria piana, piuttosto che ad un comune ricevitore tubolare. Nel caso in esame, è risultato opportuno collocare l'assorbitore in modo che la sua superficie frontale sia inclinata di  $45^\circ$  rispetto all'area di apertura. Questa soluzione deriva da un compromesso tra le esigenze di minimizzare l'angolo di incidenza dei raggi solari concentrati e di semplificare il più possibile il posizionamento in opera del ricevitore.

L'innovativo assorbitore solare per realizzare la vaporizzazione del refrigerante R1233zd(E) presenta un'area ricevente lunga 1.2 m e alta 70 mm, che porta a definire un rapporto geometrico di concentrazione pari a 42. Per la sua realizzazione è stata utilizzata la tecnologia *bar-and-plate*, che presenta delle caratteristiche vantaggiose per l'applicazione in esame. Infatti, permette di realizzare un canale di deflusso di sezione rettangolare in una struttura in alluminio ad elevata rigidità meccanica. In secondo luogo, consente di scegliere lo spessore della parete rivolta verso l'ottica riflettente, in modo tale che essa funga da diffusore termico e limiti gli effetti della distribuzione non uniforme della radiazione solare concentrata incidente su di essa. Tale spessore, nel dispositivo utilizzato, è pari a 8 mm. Infine, dà la possibilità di introdurre un turbolatore all'interno del canale, quale sistema passivo per incrementare lo scambio termico e per risolvere alcune potenziali criticità associate al deflusso del refrigerante in regime bifase. Il turbolatore:

- agevola una distribuzione uniforme della portata di massa del refrigerante attraverso la sezione trasversale dell'assorbitore solare, evitando la presenza di punti di stagnazione;
- aumenta il numero di siti di nucleazione, favorendo l'innescio della vaporizzazione;
- permette di ottenere minicanali con ridotto diametro idraulico che consentono elevati coefficienti di scambio termico e garantiscono un ampio campo di portate di massa nel quale non si instaura un deflusso bifase stratificato.

La Figura 15 riporta uno schema del ricevitore. La superficie frontale del ricevitore è dotata di un rivestimento solare selettivo nero, caratterizzato da un coefficiente di assorbimento pari a 90% e da un'emissività di circa 45% ad una temperatura di  $90^\circ\text{C}$ . Il ricevitore accoppiato con il concentratore lineare a cilindro parabolico è composto dall'assorbitore sopra illustrato, che viene installato su un'apposita barra di sostegno e dotato di uno strato isolante posteriore in lana di roccia con uno spessore di 20 mm. I punti di ingresso ed uscita del refrigerante sono situati sul retro del ricevitore.

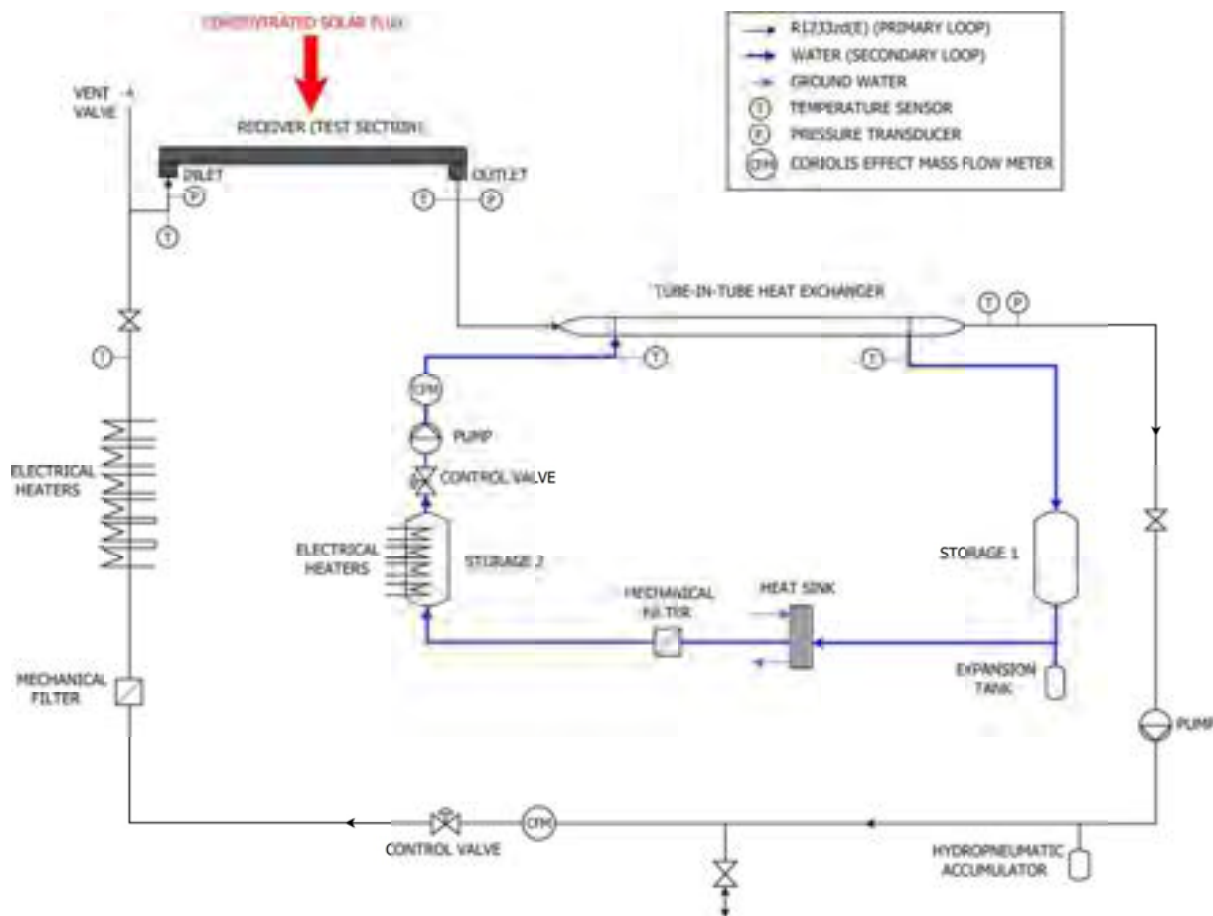


**Figura 15 - Rappresentazione schematica del turbolatore all'interno del canale rettangolare dell'assorbitore utilizzato in questo progetto. Le frecce indicano la direzione del flusso del fluido di lavoro.**

L'assorbitore sopra illustrato è stato collaudato per lavorare a pressioni massime di 30 bar e a una temperatura massima di 200°C. Vale la pena di ricordare che il processo tecnologico di produzione *bar-and-plate* è estremamente flessibile. Di conseguenza, le dimensioni dell'assorbitore si possono facilmente adattare in maniera economica alla geometria dell'ottica riflettente del collettore solare a concentrazione per la produzione di energia termica a media temperatura. Ad esempio, se il concentratore fosse simmetrico rispetto alla linea dei vertici, si potrebbe realizzare facilmente un assorbitore a forma di V, costituito da due parti a geometria piana.

### 3.2 Descrizione dell'impianto sperimentale

L'impianto sperimentale (si veda la figura 16) comprende un circuito primario installato a bordo del collettore solare a concentrazione ed un circuito secondario di raffreddamento. Entrambi i circuiti sono termicamente isolati per limitare le dissipazioni verso l'ambiente esterno. Nel circuito primario, all'uscita del ricevitore, il fluido in condizioni bifase entra all'interno di uno scambiatore tubo in tubo dove condensa e viene sottoraffreddato scambiando calore con l'acqua di raffreddamento che fluisce nel circuito secondario. Viene quindi inviato ad una pompa ad ingranaggi a trascinamento magnetico, accoppiata ad un motore elettrico di cui è possibile variare la velocità attraverso un inverter. In questo modo, attraverso la regolazione del numero di giri della pompa, è possibile impostare la portata di massa che viene poi misurata da un misuratore ad effetto Coriolis. La regolazione della pressione del circuito assume una grande importanza quando si realizza la vaporizzazione di un refrigerante, poiché determina la temperatura di saturazione del fluido all'interno del ricevitore. Il dispositivo di regolazione della pressione consiste in un accumulatore pneumatico con membrana in viton e sistema di pre-carica e controllo. Per compensare le dissipazioni termiche del circuito, prima dell'ingresso nel ricevitore, è presente un sistema di riscaldamento elettrico costituito da una resistenza a filo avvolta attorno ad un tubo di acciaio inossidabile.



**Figura 16 - Rappresentazione schematica dell'apparato sperimentale utilizzato per i test.**

La strumentazione predisposta nel circuito primario annovera tre trasduttori di pressione assoluta per la misura della pressione in ingresso ed in uscita dal ricevitore ed in uscita allo scambiatore di calore. Sono presenti, inoltre tre termoresistenze tipo Pt100 a contatto diretto con il fluido di lavoro per la misura della temperatura a monte e a valle del ricevitore ed in uscita dallo scambiatore di calore. Sulla superficie esterna della parte posteriore del assorbitore, sotto lo strato di isolante termico, sono state collocate cinque termocoppie di tipo T, rispettivamente alla distanza di 2 cm, 5 cm, 9 cm, 14 cm e 20 cm dal punto di uscita del fluido dal ricevitore. La misura della temperatura superficiale permette di valutare in quale posizione inizia il dryout, ossia si prosciuga il film di liquido alla parete.

Nel circuito secondario di raffreddamento, la portata d'acqua in uscita dallo scambiatore di calore a tubi concentrici entra in un serbatoio d'accumulo e in seguito passa attraverso uno scambiatore a piastre dove trasferisce il calore acquisito dal fluido primario al serbatoio termico. A valle dello scambiatore, l'acqua entra in un secondo serbatoio d'accumulo dotato di cinque riscaldatori elettrici da 5 kW ciascuno. Data la portata di massa circolante, è possibile impostare la potenza elettrica per ottenere la temperatura desiderata dell'acqua di raffreddamento all'ingresso dello scambiatore. Una pompa centrifuga e una valvola di regolazione fine della portata, rilevata tramite un misuratore massico ad effetto Coriolis, completano il circuito. La temperatura dell'acqua di raffreddamento all'ingresso e all'uscita dallo scambiatore a tubi concentrici è misurata tramite due termoresistenze di tipo Pt100. Il controllo sulla portata di massa e sulla temperatura di ingresso del fluido di raffreddamento contribuisce a controllare e mantenere costanti le condizioni termodinamiche del fluido primario all'ingresso del ricevitore.

Il laboratorio di Conversione dell'Energia è equipaggiato con un sistema di misura della radiazione solare, che annovera un pireliometro montato su un inseguitore solare ad elevata precisione per la misura dell'irradianza normale diretta (DNI), che costituisce l'input energetico di un collettore solare a

concentrazione. Infine, la temperatura ambiente è misurata tramite una termoresistenza di tipo Pt100 opportunamente schermata dalla radiazione solare.

Tutte le grandezze misurate sono registrate grazie ad un datalogger con un intervallo di campionamento di 3 s e la riduzione dei dati si effettua tramite un codice implementato in ambiente MATLAB®, calcolando le proprietà del fluido alogenato con il database NIST Refprop (Versione 9.0) [45].

### 3.3 Tecnica sperimentale e riduzione dei dati raccolti

Le normative che contengono le linee guida per effettuare i test di prestazioni termiche di collettori solari a concentrazione, ovvero la normativa ASHRAE 93:2010 [46] e la normativa EN 8609:2013 [47] si riferiscono a dispositivi in cui avviene il riscaldamento sensibile di un liquido o di aria. Questo significa che il flusso termico utile trasferito al fluido di lavoro viene calcolato in base al suo incremento di temperatura all'interno dell'assorbitore del collettore solare. Non ci sono procedure standardizzate per determinare il rendimento termico nei casi in cui in un collettore solare viene vaporizzato il fluido di lavoro, quando cioè avviene un trasferimento di calore latente. Pochi autori [48,49] nella letteratura scientifica hanno proposto procedimenti per valutare il rendimento termico in collettori in cui viene vaporizzato il fluido di lavoro. Bouvier et al. [49] hanno sottolineato l'importanza di introdurre una nuova definizione di temperatura media ridotta nelle prove bifase: la temperatura media ridotta è quel parametro rispetto al quale viene comunemente riportato il rendimento termico di un collettore solare ed è definito dal rapporto tra la differenza di temperatura media del fluido operativo (in condizioni di deflusso monofase) meno temperatura ambiente e la radiazione incidente sull'area di apertura del ricevitore (Equazione 1).

$$T_m^* = \frac{\frac{(T_{out,R,I} + T_{in,R,I})}{2} - T_{amb}}{DNI} = \frac{T_{m,R,I} - T_{amb}}{DNI} \quad (1)$$

Tenendo conto di questa considerazione, in questo lavoro si fa riferimento ad una espressione della temperatura media ridotta che può essere applicata al caso in cui il fluido di lavoro cambi di fase nell'assorbitore.

Durante le prove sperimentali, il fluido alogenato entra nel ricevitore nelle condizioni di liquido sottoraffreddato, vale a dire ad una temperatura inferiore rispetto alla temperatura di saturazione corrispondente alla pressione operativa. Per questa ragione, il suo stato termodinamico è completamente determinato attraverso le misure di pressione e temperatura effettuate all'ingresso del ricevitore. All'uscita dal ricevitore, il refrigerante si trova nelle condizioni di vapore saturo e viene condensato e sottoraffreddato nello scambiatore di calore. All'uscita dallo scambiatore, le misure di temperatura e pressione permettono ancora una volta di conoscere lo stato termodinamico del fluido di lavoro del circuito primario. L'ingresso dello scambiatore di calore si trova a una distanza di 20 cm dal ricevitore: data la presenza dell'isolamento termico, è ragionevole ritenere che tale tratto sia perfettamente adiabatico. Fatta questa assunzione, è possibile ricavare lo stato termodinamico del refrigerante in uscita dal ricevitore attraverso un bilancio termico di primo principio applicato allo scambiatore a tubi concentrici. L'entalpia specifica del refrigerante alogenato in condizione di vapore saturo all'uscita del ricevitore può essere espressa come riportato nell'equazione 2:

$$h_{out,R,I} = h_{out,HE,I}(T_{out,HE,I}, p_{out,HE,I}) + \frac{\dot{m}_{II} c_{II}(T_{out,HE,II} - T_{in,HE,II})}{\dot{m}_I} \quad (2)$$

dove  $c_{II}$  è il calore specifico dell'acqua di raffreddamento che scorre nel circuito secondario ed è valutato alla temperatura media tra ingresso ed uscita dell'acqua dallo scambiatore a tubi concentrici.

Dal salto entalpico del refrigerante all'interno del ricevitore, nota la portata di massa circolante, si ricava la potenza termica utile trasferita al fluido di lavoro. Il rapporto tra il flusso termico utile e l'input energetico, dato dal prodotto fra l'irradianza normale diretta e l'area di apertura, permettono di definire il rendimento termico complessiva del concentratore solare a concentrazione lineare (Equazione 3).

$$\eta_{th} = \frac{\dot{q}_{th}}{DNI A_{ap}} = \frac{\dot{m}_I (h_{out,R,I} - h_{in,R,I})}{DNI A_{ap}} \quad (3)$$

Per il calcolo dell'efficienza termica del ricevitore, ossia del rapporto tra la potenza utile trasferita al fluido e la potenza incidente sulla superficie frontale del ricevitore (Equazione 4), si deve definire la mappa della distribuzione del flusso solare. Tale mappa è stata misurata prima di cominciare la campagna sperimentale per il presente progetto, sfruttando l'apparato sperimentale costruito nell'ambito del Piano di Realizzazione Annuale 2014. Esso comprende un microsensore di flusso termico raffreddato ad acqua ed installato su un sistema di movimentazione lineare a due assi in grado di scansionare la regione focale del concentratore solare a cilindro parabolico utilizzato nei test.

$$\eta_R = \frac{\dot{q}_{th}}{\Phi_R} = \frac{\dot{m}_I (h_{out,R,I} - h_{in,R,I})}{\Phi_R} \quad (4)$$

Il rapporto tra il rendimento termico complessivo ed il rendimento del ricevitore è un termine costante che caratterizza le prestazioni ottiche del concentratore ed è dato dal prodotto fra la riflettanza solare nominale degli specchi  $\rho$  ed il fattore di intercettazione  $\gamma$ . Quest'ultimo, a sua volta esprime il rapporto tra la potenza incidente sul ricevitore e quella riflessa dagli specchi (Equazione 5).

$$\gamma = \frac{\Phi_R}{\Phi_{MIR}} \quad (5)$$

Dal momento che nel ricevitore avviene uno scambio termico sensibile ed uno scambio termico latente, la temperatura media del fluido alogenato viene calcolata attraverso una temperatura media pesata sulla base degli scambi entalpici associati ai due fenomeni di scambio termico coinvolti (Equazione 6). La temperatura di saturazione viene assunta uguale alla temperatura del fluido all'uscita del ricevitore. Questa assunzione è accettabile dal momento che i test sperimentali hanno evidenziato che, all'interno dell'assorbitore innovativo, le perdite di carico sono trascurabili nel campo di portate considerate.

$$T_{m\,eq,I} = \frac{\left(\frac{T_{out,R,I} + T_{in,R,I}}{2}\right) (h_L(T_{out,R,I}) - h_{in,R,I}) + T_{out,R,I} (h_{out,R,I} - h_L(T_{out,R,I}))}{h_{out,R,I} - h_{in,R,I}} \quad (6)$$

Questa temperatura verrà utilizzata nell'Equazione 1 per definire la temperatura media ridotta del refrigerante alogenato durante le prove con vaporizzazione all'interno del ricevitore. Infine, il titolo

termodinamico all'uscita dall'assorbitore è ottenuto calcolando l'entalpia specifica del liquido saturo e il calore latente di vaporizzazione alla temperatura di saturazione del refrigerante alogenato, come riportato in Equazione 7.

$$x_{out,R,I} = \frac{h_{out,R,I} - h_L(T_{out,R,I})}{h_{LV}(T_{out,R,I})} \quad (7)$$

Prima di iniziare la campagna sperimentale, il circuito primario è stato sottoposto a diversi cicli di lavaggio per eliminare le impurità eventualmente presenti. Un ciclo di lavaggio viene effettuato portando l'impianto in pressione con azoto, svuotandolo e facendo il vuoto con un'apposita pompa. Prima di ogni sequenza di test, gli specchi, il sensore di luminosità ed il pireliometro vengono puliti. Durante i test in deflusso bifase, una volta che il sistema opera a regime, dopo un tempo di pre-condizionamento di 10 minuti, i dati acquisiti vengono mediati ogni 5 minuti. All'interno di questo intervallo di tempo, i seguenti criteri devono essere rispettati:

- la temperatura del fluido alogenato all'ingresso del ricevitore deve rimanere stabile entro  $\pm 1^\circ\text{C}$  rispetto al valore medio;
- la portata di massa del fluido alogenato deve rimanere stabile all'interno di una banda del  $\pm 2\%$  rispetto al valore medio;

Per i dati raccolti, è stata effettuata l'analisi dell'incertezza in accordo con le linee guida contenute nella norma "Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement"[50] brevemente richiamate di seguito. L'incertezza sperimentale di una grandezza fisica direttamente misurata in un fenomeno in condizioni stazionarie è data da due termini: l'incertezza di tipo A, che deriva dall'analisi statistica di osservazioni ripetute e l'incertezza di tipo B che invece è ricavata dalla calibrazione degli strumenti, da certificati di calibrazione forniti dal costruttore o da incertezza riportate in manuali tecnici. L'incertezza di tipo A è la deviazione standard della media e, nelle prove relative a questo progetto, è riferita alle 100 letture di ciascuna grandezza misurata fatte nell'intervallo di 3 minuti per il quale si considerano i valori medi. Le incertezze di tipo B delle grandezze misurate sono riportate in Tabella 3. In genere, per una termoresistenza, il costruttore fornisce un'incertezza di Tipo B che è funzione del tipo di sensore di misura utilizzato. In questo caso, si utilizzano delle termoresistenze di classe 1/10 DIN, che hanno un'incertezza di tipo B pari a  $\pm 0.04^\circ\text{C}$  a  $5^\circ\text{C}$  e di  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  a  $90^\circ\text{C}$ . A queste specifiche si riferisce il valore riportato in Tabella 3 per la temperatura dell'aria ambiente. Le termoresistenze utilizzate per rilevare le temperature nel circuito primario e nel circuito secondario di raffreddamento presentano un'incertezza di tipo B costante e uguale a  $\pm 0.035^\circ\text{C}$ . Tale valore risulta dalla calibrazione delle termoresistenze di tipo Pt100 nell'intervallo di temperatura tra  $20^\circ\text{C}$  e  $150^\circ\text{C}$  utilizzando come riferimento una termoresistenza di elevata precisione, calibrata fino a  $500^\circ\text{C}$ . Questa sonda di riferimento è collegata ad un dispositivo Super Thermometer II prodotto da Hart Scientific per ottenere una catena di misura con un'incertezza sperimentale all'interno di  $\pm 0.01^\circ\text{C}$ . Per calibrare le termoresistenze utilizzate nei circuiti di prova, si utilizza un cilindro in rame del diametro di 60 mm e con altezza di 150 mm. Sulla faccia superiore, in direzione parallela all'asse del cilindro, sono stati praticati dei fori profondi 100 mm per collocare i sensori di temperatura da calibrare. Durante la calibrazione, tutti le termoresistenze assieme alla sonda di riferimento sono disposte in un forno da laboratorio, in cui è possibile controllare e variare la temperatura di set point. È possibile definire una funzione di correzione della lettura per ogni termoresistenza dal confronto fra il set di temperature misurate da ciascuna termoresistenza rispetto al set di valori rilevati dalla sonda di riferimento all'interno dell'intervallo di calibrazione.

Per quanto riguarda infine i parametri che non sono direttamente misurati, come ad esempio il rendimento termico, la temperatura media ridotta o il titolo termodinamico di vapore in uscita, l'incertezza sperimentale combinata si ottiene applicando la legge di propagazione degli errori. Infine, per ciascun

parametro, si definisce un'incertezza estesa considerando un fattore di copertura pari a 2 che equivale ad un intervallo di confidenza del 95%.

**Tabella 3 - Incertezze di tipo B delle grandezze misurate nella campagna sperimentale di questo progetto.**

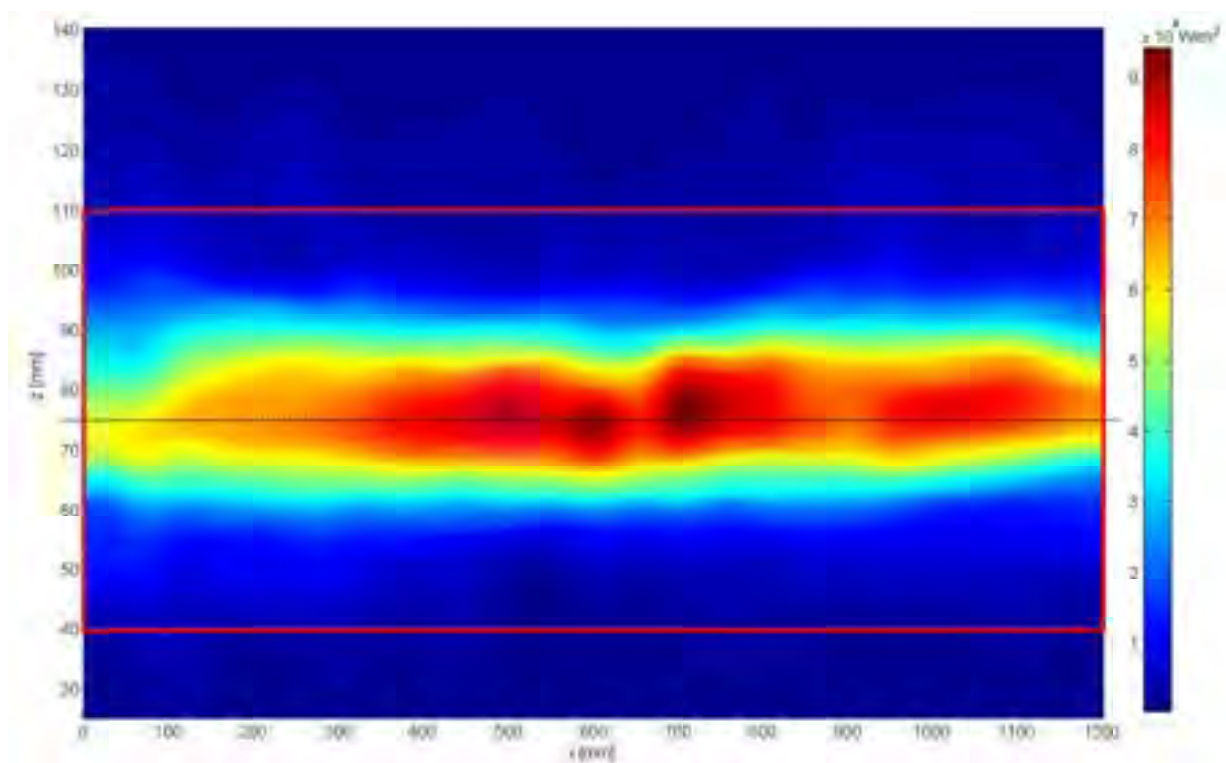
|                                                                                           |                                     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------|
| <i>Temperatura dell'aria ambiente</i>                                                     | $\pm 0.07^{\circ}\text{C}$          |
| <i>Temperature misurate nei circuiti primario e secondario dell'impianto sperimentale</i> | $\pm 0.035^{\circ}\text{C}$         |
| <i>Portate di massa dei circuiti primario e secondario dell'impianto sperimentale</i>     | $\pm 0.15 \%$<br>(del valore letto) |
| <i>Pressioni assolute del circuito primario</i>                                           | $\pm 0.15 \text{ bar}$              |
| <i>Irradianza normale diretta (DNI)</i>                                                   | $\pm 3\%$<br>(del valore letto)     |
| <i>Temperature sulla superficie esterna della parete posteriore del ricevitore</i>        | $\pm 1^{\circ}\text{C}$             |

## 4 Risultati sperimentali

### 4.1 Distribuzione del flusso solare concentrato sull'area ricevente dell'assorbitore

La mappa del flusso solare concentrato sul piano focale, in cui è collocata l'area ricevente dell'assorbitore impiegato durante i test, è stata definita utilizzando e perfezionando la tecnica sperimentale adottata nell'ambito del Piano di Realizzazione 2014 [51]. La procedura viene brevemente richiamata di seguito per chiarezza. L'attuatore elettrico su cui è montato il microsensore di flusso viene posizionato in diversi punti di misura lungo l'asse focale del concentratore. In corrispondenza di ogni punto di misura viene completato un ciclo di lavoro dell'attuatore: in questo ciclo il sensore parte da 50 mm al di sotto della linea focale ideale e compie una lenta salita fino a portarsi a 70 mm sopra la linea focale ideale. In questo modo viene scansionata un'altezza della regione focale pari a 120 mm. Durante ciascun ciclo vengono registrati 3 valori: la posizione del sensore lungo l'altezza della regione di concentrazione rispetto alla linea focale, il flusso termico e l'irradianza normale diretta misurata dal pireliometro. La temperatura del sensore viene mantenuta a valori prossimi a quelli della temperatura ambiente tramite una portata di acqua distillata di raffreddamento. I dati raccolti vengono ridotti in ambiente MATLAB a condizione che la variazione dell'irradianza normale durante la prova risulti inferiore rispetto all'incertezza del pireliometro. I dati vengono interpolati utilizzando una funzione spline bi-armonica. Una volta ottenuta la mappa di distribuzione del flusso concentrato, è possibile calcolare la potenza incidente sull'area ricevente dell'assorbitore, nella realistica ipotesi che la sua linea di mezzzeria orizzontale coincida con la linea focale ideale.

La distribuzione del flusso concentrato nel piano focale di posizionamento del ricevitore è stata misurata pochi giorni prima dei test di vaporizzazione del refrigerante alogenato nel collettore solare. In questo modo, i risultati ottenuti possono essere scalati per ottenere la potenza incidente sull'area ricevente dell'assorbitore sulla base della DNI misurata. Infatti, in un lasso di tempo così ristretto non è ragionevole pensare che ci siano fattori che modifichino sensibilmente le prestazioni ottiche del concentratore. La mappa riportata in Figura 17 si riferisce all'area scansionata dal sensore di flusso durante la giornata di test, mentre l'area contornata di rosso rappresenta la posizione e le dimensioni dell'area ricevente dell'assorbitore su cui viene integrato il flusso solare concentrato per determinare la potenza incidente sul ricevitore. La linea focale è rappresentata dalla una linea nera tratteggiata a  $z=73 \text{ mm}$ .



**Figura 17 - Distribuzione del flusso solare concentrato sul piano xz che contiene la linea focale (tratteggiata in nero) ed è inclinato di 45° rispetto all'area di apertura del collettore solare a concentrazione lineare utilizzato nelle prove sperimentali. L'area contornata in rosso individua l'area ricevente dell'assorbitore per la vaporizzazione del fluido alogenato**

Durante il test cui fa riferimento la Figura 17, l'irradianza normale diretta è di  $770 \pm 10 \text{ W m}^{-2}$ : in questa condizione, la potenza sulla superficie ricevente del ricevitore è pari a 2538 W. Di conseguenza il prodotto tra la riflettanza nominale degli specchi ed il fattore di intercettazione risulta pari a 94.7%. Questo significa che il 98.6% della radiazione che parte dagli specchi raggiunge il ricevitore, mentre l'1.4% viene disperso a causa degli errori ottici del concentratore. Questo risultato è stato validato effettuando in diversi momenti del giorno prove in parecchie condizioni di irradianza normale diretta. Tale validazione sperimentale consente di scalare i risultati, ossia di calcolare la potenza incidente sulla superficie ricevente dell'assorbitore e quindi il suo rendimento termico sotto qualsiasi condizione di radiazione solare diretta normale incidente.

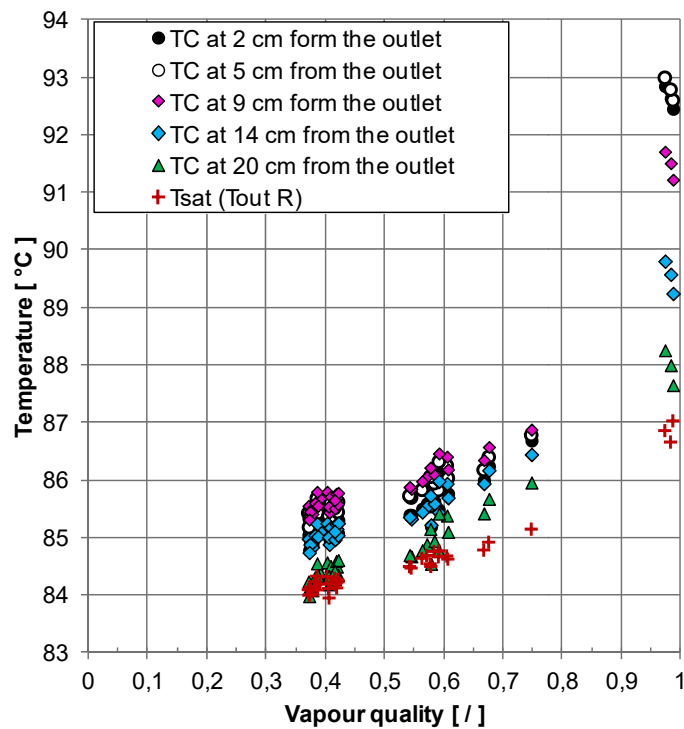
#### 4.2 Prestazioni termiche del ricevitore per vaporizzazione diretta del fluido alogenato

I test sono effettuati con il fluido alogenato R1233zd(E) che è una olefina con temperatura critica pari a 166.45°C e GWP uguale a 1. Durante le due sequenze di test, la temperatura ambiente è compresa tra 28.5°C e 31°C, mentre l'irradianza normale diretta è compresa tra  $700 \text{ W m}^{-2}$  e  $920 \text{ W m}^{-2}$ . In totale, sono stati ottenuti 74 punti sperimentali, in corrispondenza di due range di temperatura di saturazione: Il primo set di dati è ottenuto a una temperatura di saturazione tra 84°C e 87°C, corrispondente ad una pressione di saturazione tra 7.24 bar e 7.77 bar, mentre il secondo si riferisce ad un intervallo di temperature di saturazione tra 100°C e 101°C, corrispondenti ad un intervallo di pressioni di saturazione tra 10.42 e 10.65 bar. La Tabella 4 riporta in maniera dettagliata tutte le condizioni operative ottenute nella presente campagna sperimentale.

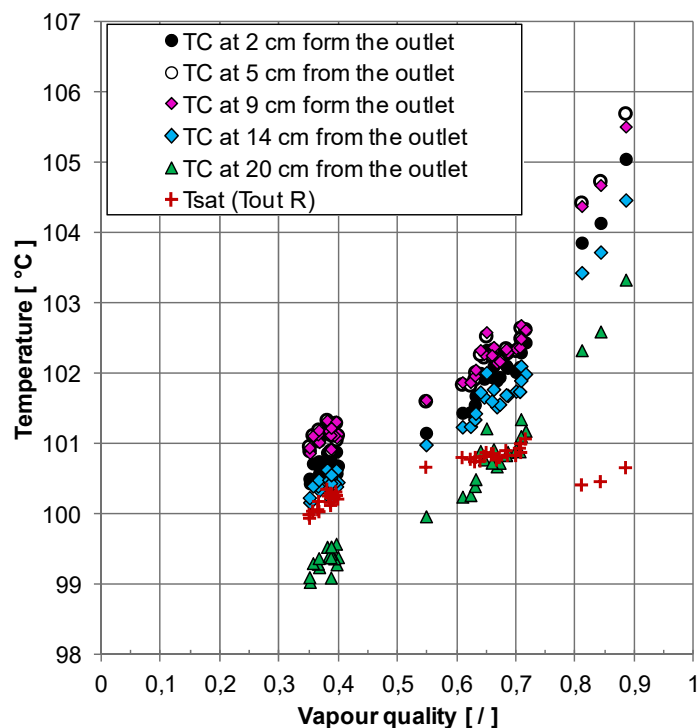
**Tabella 4 - Condizioni operative dei test.**

|                                                                        |            |             |
|------------------------------------------------------------------------|------------|-------------|
| Temperatura di saturazione [°C]                                        | 84-87      | 100-101     |
| Pressione di saturazione [bar]                                         | 7.24-7.77  | 10.42-10.65 |
| Grado di sottoraffreddamento in ingresso al ricevitore [°C]            | 10.6-14.3  | 21.2-24.3   |
| Titolo termodinamico di vapore all'uscita del ricevitore [ / ]         | 0.37-0.99  | 0.35-0.89   |
| Portata di massa del refrigerante [kg h <sup>-1</sup> ]                | 46-106     | 40-94       |
| Temperatura media pesata del refrigerante (pesata sui salti entalpici) | 82.55-86.4 | 95.7-98.6   |
| Perdite di carico nel ricevitore [kPa]                                 | 5-10.5     | 3-6.5       |

Nelle due sequenze di prova, il dryout si verifica ad un titolo di vapore in uscita attorno a 0.75. Questo viene stabilito in base all'andamento delle temperature superficiali di parete della parte posteriore del ricevitore, misurate con le termocoppie (Figure 18 e 19).



**Figura 18 - Andamento delle temperature della superficie posteriore esterna del ricevitore in funzione del titolo termodinamico di vapore in uscita durante la prova con temperatura di saturazione attorno a 85°C.**



**Figura 19 - Andamento delle temperature della superficie posteriore esterna del ricevitore in funzione del titolo termodinamico di vapore in uscita durante la prova con temperatura di saturazione attorno a 100°C.**

Quando si verifica il dryout, si prosciuga il film di liquido e la parete interna del canale rimane a contatto solo con vapore. Tale situazione comporta una diminuzione del coefficiente di scambio termico e un aumento marcato della temperatura di parete. Nei test a temperatura di saturazione attorno a 85°C, in prossimità dell'uscita del fluido dall'assorbitore, la temperatura superficiale della parete posteriore rimane inferiore a 87°C per titoli inferiori a 0.75 per poi salire progressivamente fino a 93°C a titolo di vapore pari a 0.99 (Figura 18). Nelle prove effettuate con temperatura di saturazione attorno a 100°C, la termocoppia più vicina al punto di uscita del fluido dal ricevitore rileva una temperatura inferiore a 103°C per titoli di uscita inferiori a 0.72 e poi aumenta progressivamente fino ad arrivare a 106°C in corrispondenza di un titolo pari a 0.89 (Figura 19). Per confronto nelle due figure, è riportata la temperatura di saturazione: come già illustrato è assunta pari alla temperatura del fluido alogenato in uscita dal ricevitore.

La Figura 20 riporta i dati relativi alle perdite di carico in funzione della portata di massa del fluido alogenato. Per ciascuna sequenza di test, naturalmente, le portate più basse corrispondono al titolo termodinamico più alto del fluido alogenato in uscita dall'assorbitore. I valori sono indicativi della tendenza generale, poiché sono inferiori rispetto all'incertezza dei trasduttori di pressione impiegati. Tuttavia, essi dimostrano come l'assorbitore progettato e testato permetta di ottenere delle perdite di carico contenute, comportando, dal punto di vista pratico, un basso consumo energetico per le pompe ausiliarie per il refrigerante alogenato.

A temperatura di saturazione attorno a 85°C, in media, il rendimento complessivo è attorno a 72.7% mentre il rendimento del ricevitore è attorno a 76.8%. A temperatura di saturazione attorno a 100°C, il rendimento termico complessivo è di 69.8% mentre il rendimento del ricevitore è mediamente di 73.7%. La Figura 21 riporta, con le rispettive bande d'errore, il rendimento termico del collettore solare a concentrazione rispetto alla differenza tra la temperatura media del fluido (secondo la definizione espressa dall'Equazione 6) e la temperatura ambiente.

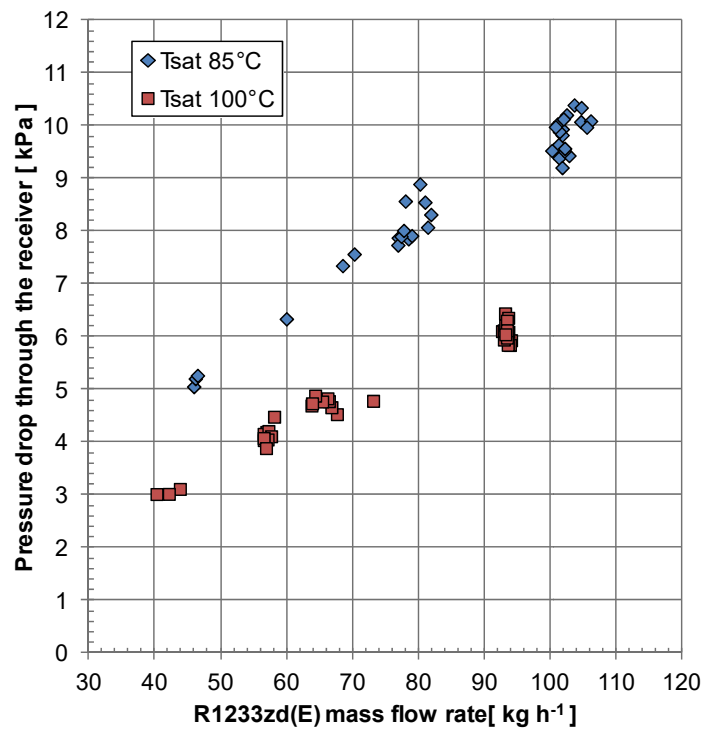


Figura 20 - Perdite di carico attraverso il ricevitore durante le prove di vaporizzazione diretta di R1233zd(E) in funzione delle diverse portate di massa operative e per le due temperature di saturazione considerate.

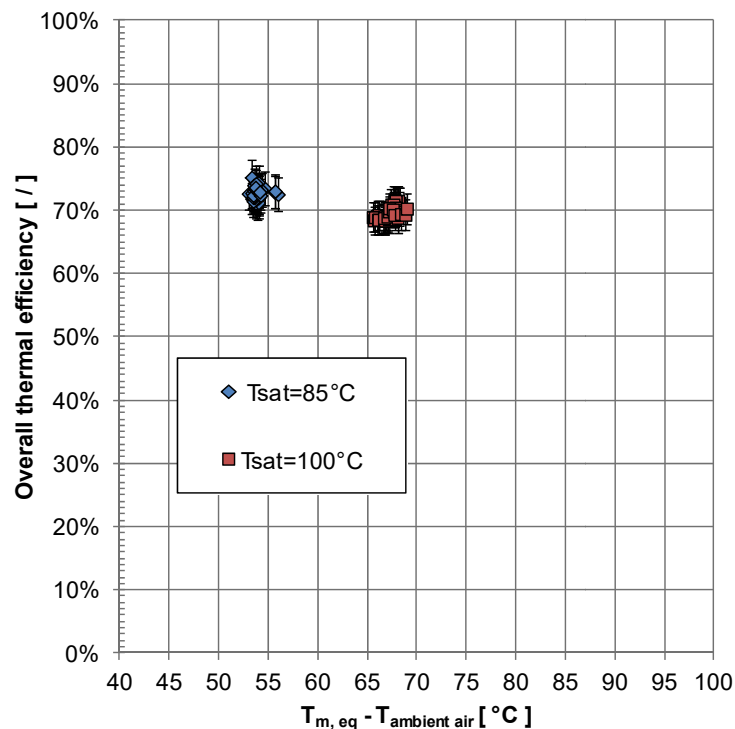


Figura 21 - Rendimento termico complessivo del collettore solare a concentrazione in funzione della differenza tra la temperatura media del fluido ( $T_{mean}$ ) e la temperatura dell'aria ambiente ( $T_{ambient\ air}$ ).

Le Figure 22 e 23 riportano l'effetto del titolo di vapore del fluido alogenato in uscita dal ricevitore rispetto al rendimento termico del collettore solare a concentrazione. Si può concludere che, essendo l'incertezza sperimentale relativa ai valori del rendimento termico complessivo compresa entro  $\pm 3\%$ , l'effetto sulle prestazioni del titolo di vapore in uscita è trascurabile. Inoltre, il rendimento termico non risulta diminuire

significativamente in condizioni di dryout. Questo significa che è possibile vaporizzare la maggior parte della portata circolante e ciò rende il ricevitore proposto adatto all'applicazione nei cicli ORC con vaporizzazione diretta del fluido di lavoro.

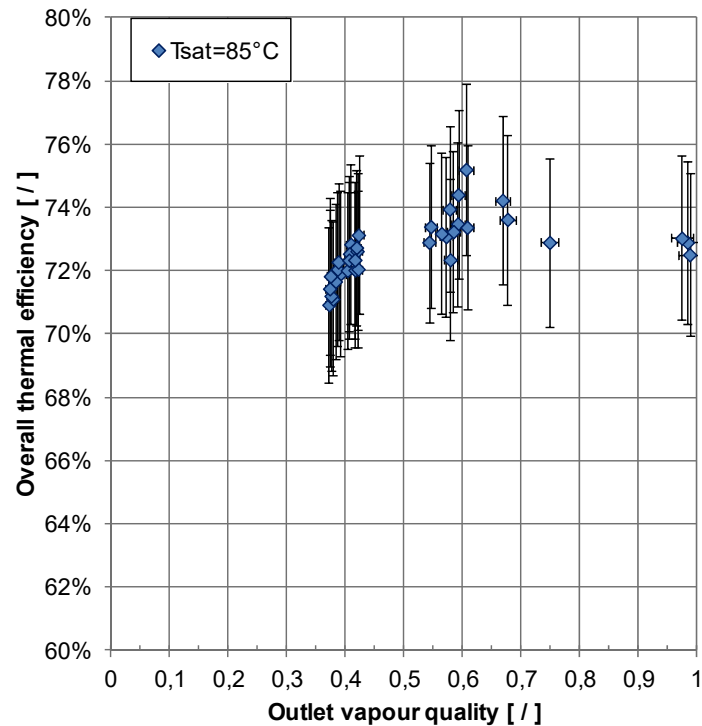


Figura 22 - Effetto del titolo di vapore del fluido in uscita dal ricevitore sulle prestazioni termiche del collettore solare a concentrazione. Il grafico si riferisce ai test in cui si vaporizza R1233zd(E) a 85°C.

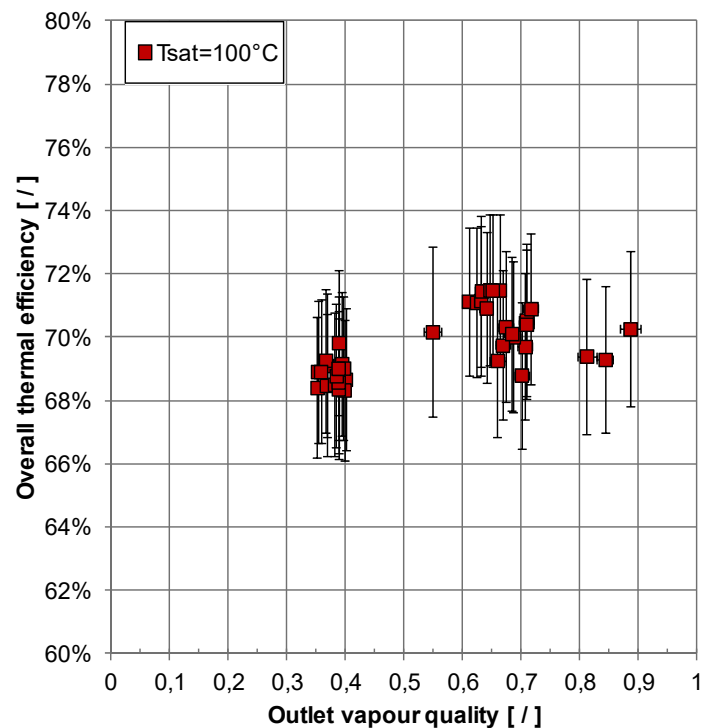


Figura 23 - Effetto del titolo di vapore del fluido in uscita dal ricevitore sulle prestazioni termiche del collettore solare a concentrazione. Il grafico si riferisce ai test in cui si vaporizza R1233zd(E) a 100°C.

Le Figure 24 e 25 invece illustrano l'analisi sull'effetto del grado di sottoraffreddamento del fluido alogenato in ingresso sul rendimento termico del collettore solare. Anche in questo caso, tenendo conto dell'incertezza, non si evidenziano effetti significativi del parametro operativo considerato sulle prestazioni.

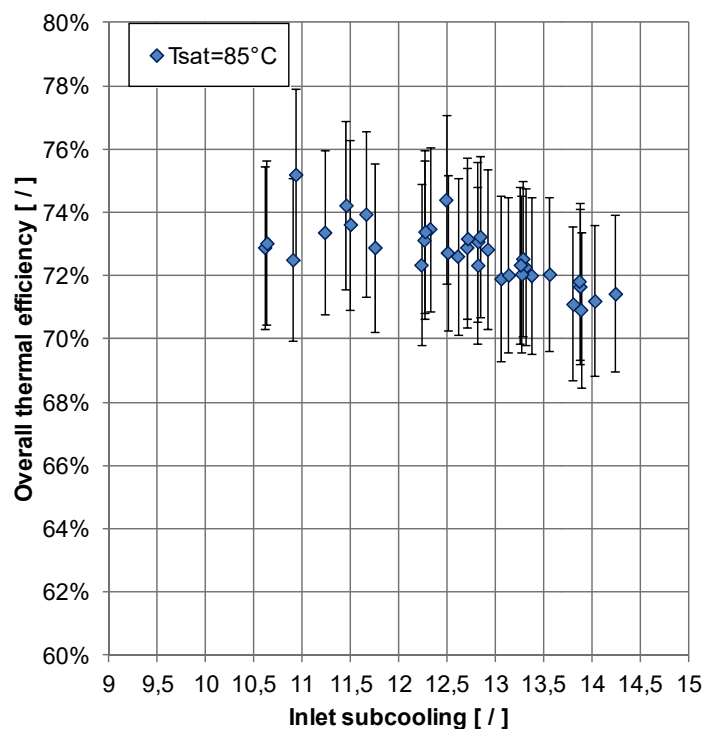


Figura 24 - Effetto del sottoraffreddamento del fluido in ingresso al ricevitore sulle prestazioni termiche del collettore solare a concentrazione. Il grafico si riferisce ai test in cui si vaporizza R1233zd(E) a 85°C.

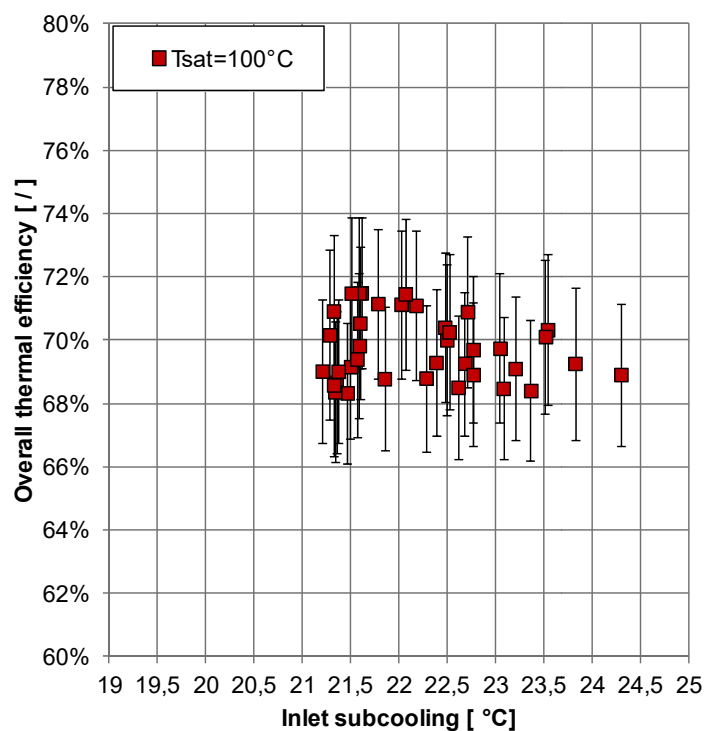


Figura 25 - Effetto del sottoraffreddamento del fluido in ingresso al ricevitore sulle prestazioni termiche del collettore solare a concentrazione. Il grafico si riferisce ai test in cui si vaporizza R1233zd(E) a 100°C.

## 5 Modello delle prestazioni del ricevitore testato

### 5.1 Descrizione generale del modello zero-dimensionale

Il modello proposto si basa su un bilancio termico del ricevitore ed è zero dimensionale: la superficie esterna dell'assorbitore, la superficie esterna dello strato di isolante termico posteriore, la superficie interna a contatto con il fluido alogenato e il fluido stesso sono rappresentati da un nodo ciascuno. La semplicità del relativo schema di resistenze, rappresentato in Figura 26, è giustificata dalle seguenti considerazioni. In primo luogo, Forristall [52] ha dimostrato come uno schema analogo possa essere applicato in maniera affidabile per la stima delle prestazioni termiche di un ricevitore tubolare per concentratori parabolici lineari. In secondo luogo, l'assorbitore considerato per le attività sperimentali di questo progetto è fatto in alluminio: tale materiale ha un'elevata conducibilità termica e nello sviluppo del modello si assume che sia in grado di limitare i gradienti di temperatura, nonostante un flusso concentrato incidente non uniforme. Questa ipotesi è in linea con i risultati ottenuti per alcuni ricevitori tubolari costruiti con diversi metalli per grandi collettori solari parabolici a concentrazione lineare. Almanza et al. [53, 54] hanno studiato il comportamento di assorbitori in rame e in acciaio durante test su collettori solari a concentrazione lineare condotti con il fluido di lavoro in condizioni di deflusso bifase. Alla temperatura operativa di 160°C è stato notato che il tubo in acciaio inox presentava una deformazione massima di 65 mm, rompendo la copertura vetrata presente nel ricevitore, con massima differenza di temperatura circonferenziale misurata di 60°C. Nei test con tubi in rame, la massima deformazione del tubo è risultata di 2 mm e il gradiente termico massimo misurato di 10°C. Flores e Almanza [55] hanno ottenuto risultati simili confrontando ricevitori in acciaio e bimetallici in acciaio-rame, che consentono di risolvere problemi di ricottura del rame che può derivare da cicli termici ad alta temperatura.

Il flusso solare concentrato incidente sulla superficie ricevente del ricevitore, al netto delle perdite ottiche, viene in parte assorbito dal rivestimento selettivo ed in parte riflesso verso l'ambiente. Parte del flusso assorbito viene trasmesso per conduzione termica alla superficie interna, mentre il resto è dissipato verso l'ambiente esterno per convezione ed irraggiamento. Nella parte posteriore, prima di essere dissipato all'ambiente, il flusso termico viene condotto attraverso lo strato di isolante. Il flusso termico trasmesso per conduzione termica attraverso le pareti metalliche dell'assorbitore è trasmesso al fluido di lavoro mediante uno scambio termico durante cambiamento di fase.

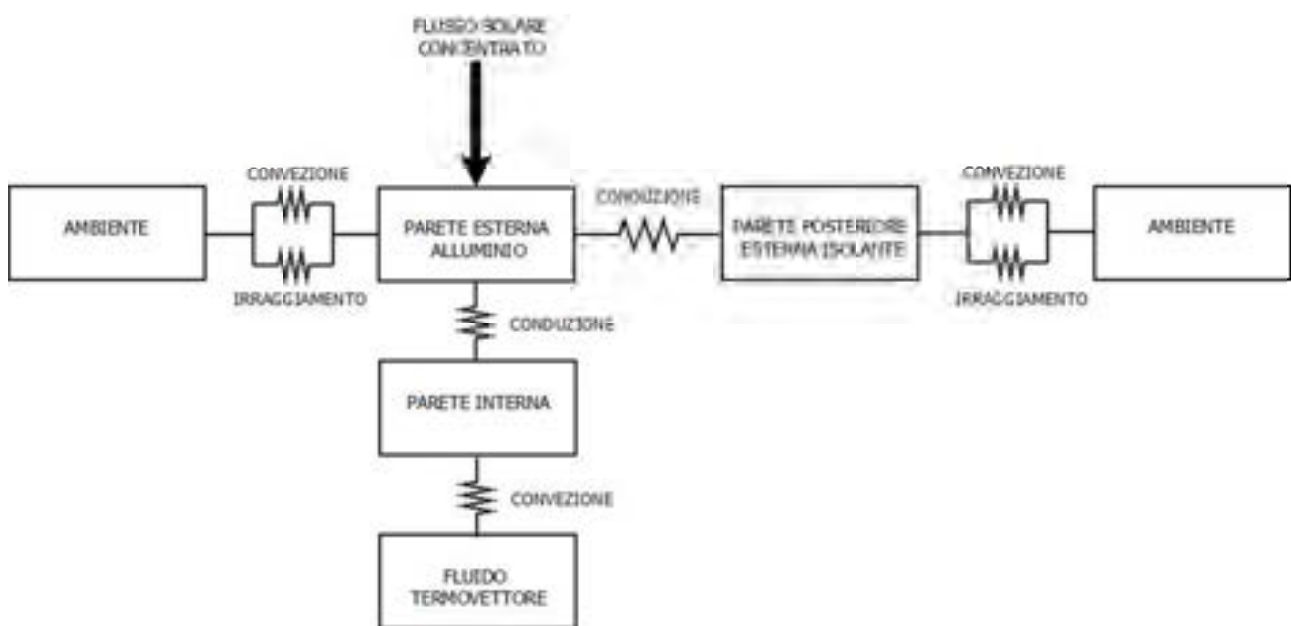


Figura 26 - Modello di resistenze termiche per lo sviluppo del modello zero dimensionale del ricevitore utilizzato in questo progetto.

Le equazioni implementate nel modello derivano dall'applicazione del principio di conservazione dell'energia in ognuno dei nodi individuati.

$$a \Phi_R = \dot{q}_{PE-amb,conv} + \dot{q}_{PE-amb,irr} + \dot{q}_{PE-ins,cond} + \dot{q}_{PE-PI,conv} \quad (8)$$

$$\dot{q}_{PE-ins,cond} = \dot{q}_{ins-amb,conv} + \dot{q}_{ins-amb,irr} \quad (9)$$

$$\dot{q}_{PE-PI,cond} = \dot{q}_{PI-FL,vap} \quad (10)$$

## 5.2 Correlazioni utilizzate nel modello

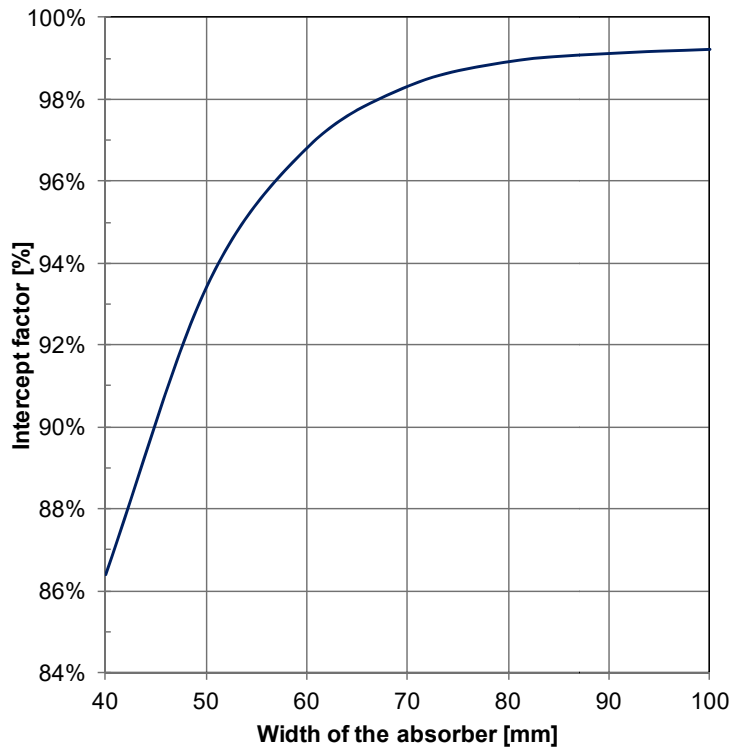
Si riportano di seguito le correlazioni utilizzati per esprimere i termini delle equazioni 8-10.

### 5.2.1 Flusso solare concentrato incidente

Il flusso solare concentrato incidente sulla superficie ricevente dell'assorbitore è pari al prodotto fra l'irradianza normale diretta, l'area di apertura, la riflettanza nominale degli specchi e il fattore di intercettazione.

$$\Phi_R = r_{MIR} \gamma \text{DNI } A_{ap} \quad (11)$$

Si osserva che in Equazione 8 compare solo la parte assorbita dal rivestimento selettivo nero dell'assorbitore della potenza incidente sulla superficie ricevente dell'assorbitore. Per quanto riguarda il fattore di intercettazione, l'apparato sperimentale di misura del flusso solare concentrato costruito nell'ambito del Piano Annuale di Realizzazione 2014 [51] è servito per validare un modello ottico implementato in un software ray-tracing per stimare le prestazioni ottiche del concentratore utilizzato per le attività sperimentali in questo progetto accoppiato con un ricevitore piano. Per completezza, si riporta in Figura 27 il grafico del fattore di intercettazione in funzione dell'altezza del ricevitore ottenuto con il modello ottico validato ed implementato in questo modello delle prestazioni termiche.



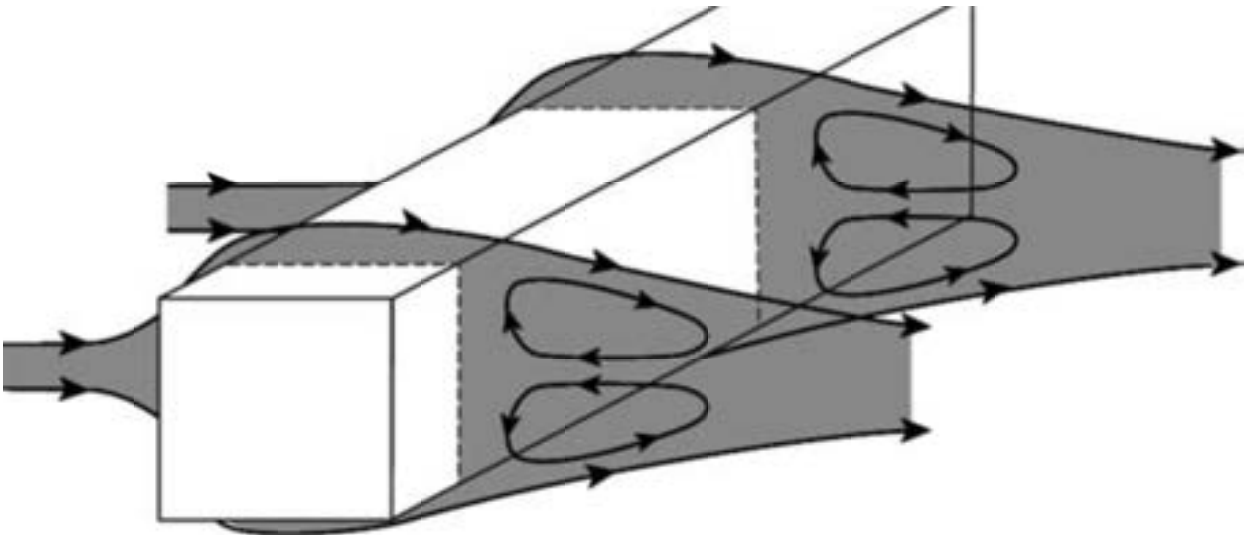
**Figura 27 - Fattore di intercettazione in funzione dell'altezza dell'assorbitore a geometria piana installato sul concentratore asimmetrico lineare utilizzato per i test.**

### 5.2.2 Scambio termico convettivo tra le pareti esterne e l'ambiente

In questo modello si considera che le dissipazioni convettive tra la parete esterna dell'assorbitore e l'ambiente circostante avvengano secondo un meccanismo di convezione forzata in cui gioca un ruolo importante la velocità del vento. Per quanto riguarda il problema in esame, si considera una velocità del vento pari a  $1 \text{ m s}^{-1}$  con direzione ortogonale alla superficie ricevente. Il coefficiente di scambio convettivo medio è calcolato tramite la correlazione di Sparrow et al. [56] riportata in Equazione 12.

$$\text{Nu} = 0.149 \text{Re}^{0.699} \quad (12)$$

In realtà, tale correlazione si riferisce ad un parallelepipedo a sezione trasversale quadrata immerso in un flusso ortogonale alla sua dimensione lunghezza, come illustrato in Figura 28. Considerando anche la presenza dello strato di isolante termico, le dimensioni dei lati della sezione trasversale del ricevitore esaminato sono di 68 mm e 40 mm: si ritiene pertanto che l'approssimazione a sezione quadrata sia accettabile.



**Figura 28 - Configurazione del deflusso dell'aria sul ricevitore approssimato come un parallelepipedo a sezione trasversale quadrata per applicare la correlazione di Sparrow e al. [56]**

La formula vale per Re compreso tra i 2000 e i 6300. In questo caso Re deve essere calcolato in funzione della velocità del vento  $v$  e inserendo un opportuno diametro equivalente secondo la seguente formula.

$$\text{Re} = \frac{\rho_{\text{air}} d_{\text{eq}} v}{\mu_{\text{air}}} \quad \text{con} \quad d_{\text{eq}} = \frac{P_{\text{cross,est}}}{\pi} \quad (13)$$

Il perimetro della parete esterna  $P_{\text{cross,est}}$  viene computato comprendendo lo strato di isolante nella parte posteriore. Dal numero di Nusselt segue poi il valore del coefficiente di scambio termico convettivo globale.

$$\alpha_{\text{conv, amb}} = \text{Nu} \cdot \lambda_{\text{air}} / d_{\text{eq}} \quad (14)$$

La superficie di scambio totale è pari all'area esterna del ricevitore. Si considerano due diverse porzioni di quest'area per tenere conto della dissipazione convettiva dalla parete metallica dell'assorbitore (a

temperatura elevata) e dalla superficie esterna dello strato di isolante (a temperatura sensibilmente più bassa).

$$\dot{q}_{PE-amb,conv} = \alpha_{conv,amb} A_{PE-amb} (T_{PE} - T_{amb}) \quad (15)$$

$$\dot{q}_{ins-amb,conv} = \alpha_{conv,amb} A_{ins-amb} (T_{ins} - T_{amb}) \quad (16)$$

### 5.2.3 Scambio termico per irraggiamento verso l'ambiente esterno

Le dissipazioni per radiazione termica verso l'ambiente esterno dipendono dalla differenza fra la temperatura della superficie esterna del ricevitore e la temperatura apparente del cielo  $T_{sky}$ . Adottando la stessa semplificazione utilizzata nel modello di Forristall [51], si assume la temperatura apparente del cielo  $8^\circ\text{C}$  sotto la temperatura ambiente. Per il calcolo del flusso termico associato alle dissipazioni radiative, si assume che il ricevitore si comporti come un piccolo corpo grigio collocato in una grande cavità (il cielo) che si comporta da corpo nero. Analogamente a quanto fatto per le dissipazioni convettive, si considerano due porzioni dell'area esterna del ricevitore e si calcolano separatamente i flussi termici radiativi dissipati verso l'ambiente dalla parete metallica dell'assorbitore e dalla superficie esterna dello strato di isolante posteriore.

$$\dot{q}_{PE-amb,irr} = \sigma \varepsilon_{PE} A_{PE-amb} (T_{PE}^4 - T_{sky}^4) \quad (17)$$

$$\dot{q}_{ins-amb,irr} = \sigma \varepsilon_{ins} A_{ins-amb} (T_{ins}^4 - T_{sky}^4) \quad (18)$$

L'emissività termica della parete metallica dell'assorbitore coincide con l'emissività (a  $100^\circ\text{C}$ ) del rivestimento selettivo ed è pari a 0.44, mentre l'emissività della superficie esterna dello strato di isolante è stimata essere pari a quella dell'alluminio non trattato della barra di sostegno, ossia 0.89.

### 5.2.4 Scambio termico per conduzione tra assorbitore e strato di isolante.

Per calcolare questo termine, si applica la legge di Fourier allo strato di isolante, semplificando la trattazione e assumendo il flusso monodirezionale.

$$\dot{q}_{PE-ins,cond} = \frac{\lambda_{ins}}{t_{ins}} A_{ins-PE} (T_{PE} - T_{ins}) \quad (19)$$

### 5.2.5 Scambio termico per conduzione tra parete esterna ed interna dell'assorbitore

L'altro scambio termico per conduzione invece definisce lo scambio che avviene tra parete esterna e parete interna dell'assorbitore di alluminio, che può essere inteso come un corpo cavo di sezione trasversale rettangolare, con temperature costanti sulla parte interna e sulla parte esterna. Per questa configurazione, come riportato in Rosenhow et al. [57], è possibile calcolare il flusso termico conduttivo introducendo un fattore di forma ( $SF$ ) che caratterizza la forma della sezione trasversale della geometria.

$$\dot{q}_{PE-PI,cond} = \lambda_{abs} SF (T_{PE} - T_{PI}) L_R \quad (20)$$

Il fattore di forma è definito in accordo con l'Equazione 21 per unità di lunghezza del ricevitore ( $L_R = 1.2$  m) e fa riferimento ad una sezione trasversale di spessore uniforme  $B$  e di perimetro interno  $P_{cross,int}$ . Nel caso in esame, si considera uno spessore uniforme di 8 mm, mentre le dimensioni interne della sezione trasversale di forma rettangolare sono 58 mm e 3 mm.

$$\frac{SF}{L_R} = \frac{2\pi}{\ln \left( 1 + \left( \frac{2\pi B}{P_{cross,int}} \right) \right)} \quad (21)$$

### 5.2.6 Scambio termico dalla parete interna al fluido che vaporizza

Per la definizione della temperatura media del fluido alogenato in cambiamento di fase all'interno dell'assorbitore, è stata introdotta una temperatura media equivalente calcolata come temperatura media pesata sulle differenze di entalpia associate a scambi di calore sensibile e latente. Infatti, il fluido alogenato entra nel ricevitore in condizioni di liquido sottoraffreddato e parte del flusso solare incidente sul ricevitore viene speso per riscaldarlo in maniera sensibile fino alla temperatura di saturazione. Tuttavia, fisicamente lo scambio termico sensibile e lo scambio termico latente non avvengono in maniera separata e definita. Data l'elevata conduttività dell'alluminio di cui è fatto l'assorbitore, come si è detto, è ragionevole ritenere che la temperatura della superficie interna sia abbastanza costante. Questo vuol dire che è molto probabile che la vaporizzazione del fluido alogenato avvenga già in presenza di liquido sottoraffreddato. Da questa premessa, deriva la possibilità di applicare una correlazione per calcolare il coefficiente di scambio termico fra parete interna e fluido in vaporizzazione a un titolo termodinamico di vapore medio definito come la metà del titolo termodinamico del fluido in uscita dal ricevitore. La correlazione utilizzata è quella proposta da Liu e Winterton [58] sotto riportata.

$$F = \left( 1 + x_m \text{Pr}_L \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) \right)^{0.35} \quad (21)$$

$$S = (1 + 0.055 F^{0.1} \text{Re}_{LO}^{0.16})^{-1} \quad (22)$$

$$\alpha_{pool} = 55 \left( \frac{p_{sat}}{p_{crit}} \right)^{0.12} \left( -\log_{10} \left( \frac{p_{sat}}{p_{crit}} \right) \right)^{-0.55} M^{-0.5} \left( \frac{a \Phi_R}{A_{front,R}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (23)$$

$$\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_{hyd,eq}} \text{Re}_{LO}^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \quad (24)$$

$$\alpha_{PI-FL} = \left( (e_s \alpha_{pool} S)^2 + \left( e_f \alpha_L F \right)^2 \right)^{0.5} \quad (25)$$

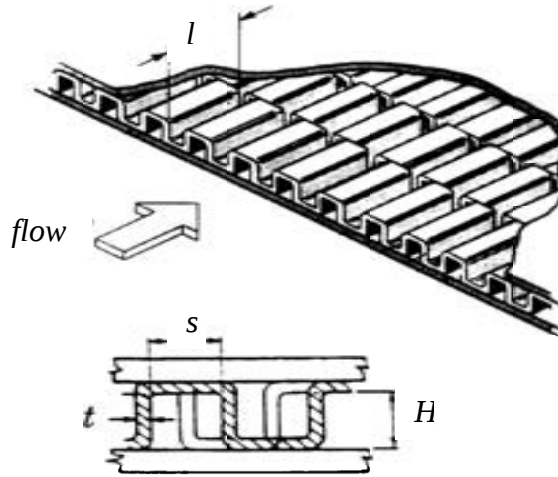
in cui

$$\text{Re}_{LO} = \frac{\dot{m}_l d_{hyd,eq}}{A_{FLOW} \mu_L} \quad (26)$$

$$e_s = (\text{Fr})^{0.1-2\text{Fr}} \quad e_f = (\text{Fr})^{0.5} \quad \text{per} \quad \text{Fr} = \left( \left( \frac{\dot{m}_l}{A_{FLOW}} \right)^2 \frac{1}{\rho_L^2 g d_{hyd,eq}} \right) < 0.05 \quad (27)$$

$$e_s = 1 \quad e_f = 1 \quad \text{per} \quad Fr \geq 0.05 \quad (28)$$

I parametri geometrici interni presenti nella correlazione, ovvero il diametro idraulico equivalente  $d_{hyd,eq}$  e l'area di deflusso all'interno dell'assorbitore  $A_{FLOW}$ , vengono computate considerando la presenza del turbolatore. La Figura 29, ripresa da un lavoro di Manglik e Bergles [59], riporta la definizione dei parametri che caratterizzano la geometria di un turbolatore *offset strip*, come quello utilizzato nel presente assorbitore. In Figura è possibile vedere la struttura del turbolatore e alcune caratteristiche geometriche dello stesso.



**Figura 29 - Descrizione della geometria tipica di un turbolatore *offset strip* come quello presente nell'assorbitore utilizzato nei test (fonte: Manglik e Bergles [59]).**

Considerando che il turbolatore occupa tutta la dimensione interna dell'assorbitore  $W_{int}$ , pari a 58 mm, si ricava il numero di canali con l'Equazione 29

$$N_{canali} = \frac{W_{int}}{s + t} \quad (29)$$

L'area di passaggio del fluido di lavoro è ottenuta tramite l'Equazione 30

$$A_{FLOW} = N_{canali} s H \quad (30)$$

L'area di scambio cui va riferito il coefficiente di scambio termico calcolato con la correlazione di Liu Winterton è calcolata tramite l'Equazione 31, dove  $L_{abs}$  è la lunghezza effettiva del turbolatore, pari a 1864 mm.

$$A_{PI-FL} = N_{canali} \frac{l}{L_{abs}} (2(s l + H l + H t) + t s) \quad (31)$$

dove  $L_{abs}$  è la lunghezza effettiva del turbolatore, pari a 1.16 m, che si ottiene sottraendo alla lunghezza totale  $L_T$  la lunghezza dei collettori di ingresso e di uscita posti alle estremità dell'assorbitore.

Il diametro idraulico equivalente è determinato mediante l' Equazione 32

$$d_{hyd,eq} = 4 \frac{A_{FLOW}}{A_{PI-FL}} L_{abs} \quad (32)$$

Il flusso termico scambiato tra parete interna e fluido in vaporizzazione è ottenuto tramite l'Equazione 33, mentre il titolo termodinamico del fluido di lavoro in uscita dal ricevitore è calcolato con l'espressione riportata in equazione 34.

$$\dot{q}_{PI-FL,vap} = \alpha_{PI-FL} A_{PI-FL} (T_{PI} - T_{sat}) \quad (33)$$

$$x_{out,R} = \frac{\dot{q}_{PI-FL,vap} - \dot{m}_I c_L (T_{sat} - T_{in,R})}{\dot{m}_I h_{LV}} \quad (34)$$

### 5.3 Validazione del modello e stime sulle prestazioni del ricevitore

Il modello descritto nei paragrafi 5.1 e 5.2 è implementato in ambiente Matlab Simulink e le simulazioni sono condotte finché si raggiungono condizioni stazionarie. I dati in input comprendono i parametri che descrivono le prestazioni ottiche del concentratore, la riflettanza nominale degli specchi, le proprietà ottiche delle superfici esterne del ricevitore, le proprietà geometriche del ricevitore e del turbolatore interno. Infine, vengono inseriti i valori dell'irradianza normale diretta, della temperatura di ingresso del fluido alogenato nel ricevitore, supponendo che si trovi sempre in condizioni di liquido sottoraffreddato, della temperatura di saturazione, della portata di massa del fluido di lavoro e della temperatura dell'aria ambiente. Viene imposto un valore della velocità del vento pari a  $1 \text{ m s}^{-1}$ , che rappresenta le condizioni medie a Padova. Il modello stima le temperature in corrispondenza di ciascuno dei nodi individuati. Come risultati, il modello fornisce il flusso termico utile trasferito al fluido di lavoro, il rendimento termico del collettore solare a concentrazione, la temperatura media pesata del fluido di lavoro e il titolo termodinamico in uscita dal ricevitore.

In primo luogo, il modello è stato validato confrontando i rendimenti termici ottenuti dai dati sperimentali con i valori stimati dal modello numerico, in funzione del titolo termodinamico di uscita e per ciascuna delle due sequenze di test a temperature di saturazione di  $85^\circ\text{C}$  e  $100^\circ\text{C}$ . Le Figure 30 e 31 dimostrano come i rendimenti stimati attraverso il modello numerico siano in buon accordo con quelli determinati attraverso le prove sperimentali. Il modello tende a sottostimare leggermente il rendimento termico ottenuto quando il titolo termodinamico di vapore all'uscita dal ricevitore è maggiore di 0.8. A questo proposito, si osserva che il coefficiente di scambio termico in vaporizzazione definito da Liu e Winterton [58] dipende dal titolo, dalla portata specifica del fluido che vaporizza e dal flusso termico incidente. I punti sperimentali a titoli termodinamici più alti sono stati ottenuti con portate di massa del fluido alogenato più basse e alla fine delle due sequenze di test, quando il valore dell'irradianza normale diretta risultava essere inferiore rispetto a quello relativo ai dati a titolo minore, raccolti invece nelle ore centrali della giornata. Di conseguenza, anche il titolo termodinamico calcolato in uscita dal ricevitore è leggermente inferiore rispetto a quello sperimentale. In queste condizioni di lavoro, tuttavia, è già innescato il fenomeno del dryout e non è consigliato utilizzare questo modello poiché si esce dal range di validità del modello di Liu Winterton.

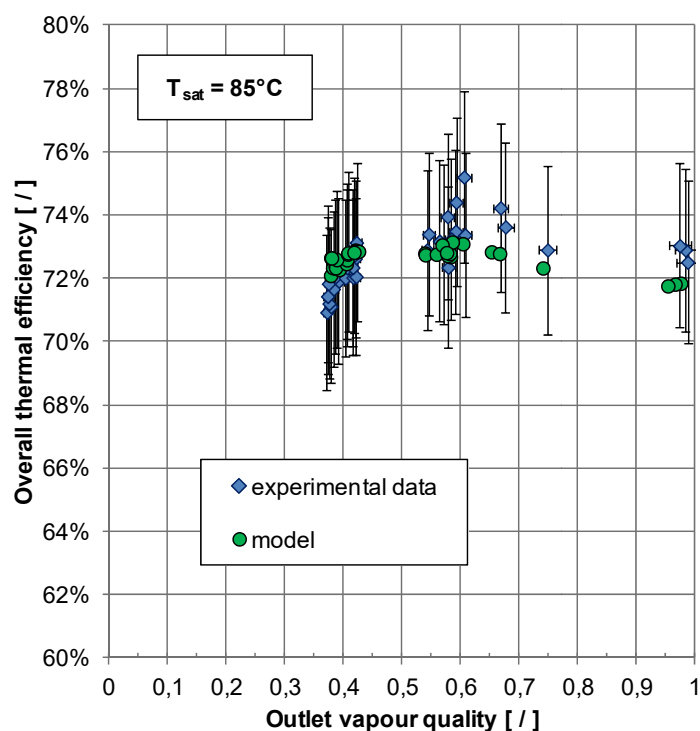


Figura 30 - Confronto fra i valori di rendimento termico del collettore solare a concentrazione ottenuti dalle prove sperimentali e i valori stimati dal modello numerico in funzione del titolo termodinamico in uscita durante la vaporizzazione di R1233zd(E) ad una temperatura di saturazione di 85°C.

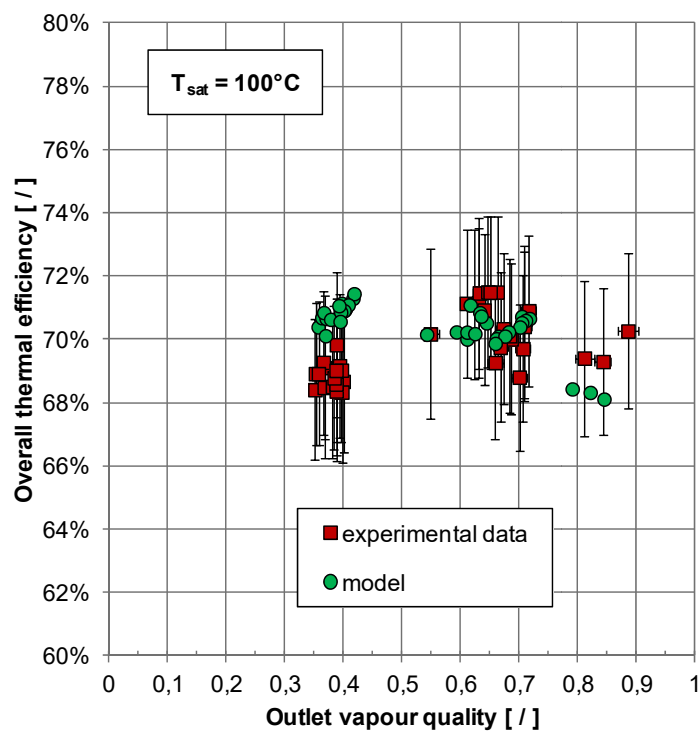
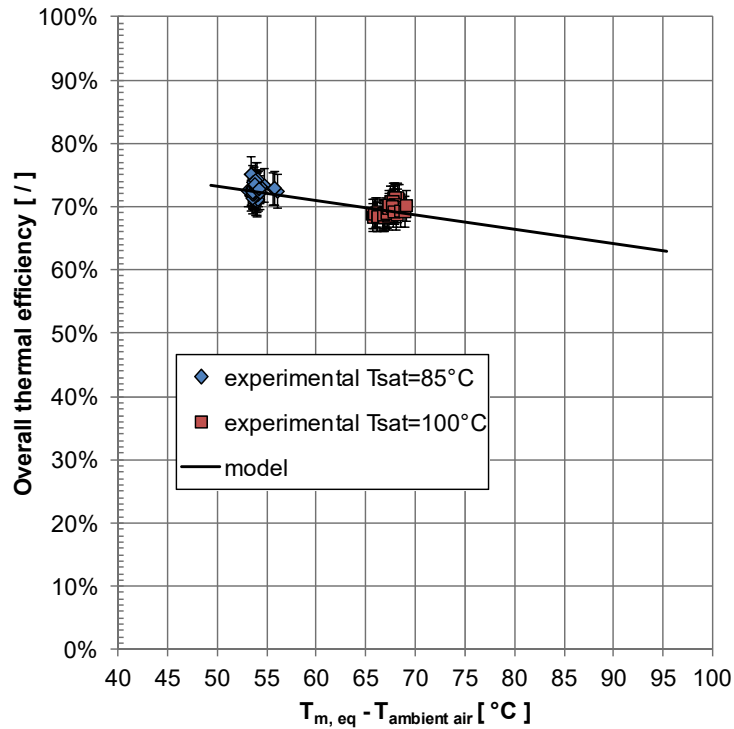


Figura 31 - Confronto fra i valori di rendimento termico del collettore solare a concentrazione ottenuti dalle prove sperimentali e i valori stimati dal modello numerico in funzione del titolo termodinamico in uscita durante la vaporizzazione di R1233zd(E) ad una temperatura di saturazione di 100°C.

Il modello numerico validato è stato utilizzato per effettuare una previsione delle prestazioni considerando condizioni operative che includono la vaporizzazione del fluido alogenato fino ad una temperatura di

saturazione pari a 130°C. Per queste simulazioni, la portata è fissata in funzione del grado di sottoraffreddamento in ingresso, in maniera tale che il titolo termodinamico di vapore in uscita dal ricevitore sia tra 0.55 e 0.6, in maniera tale da evitare il fenomeno del dryout. Si considera inoltre una temperatura ambiente di 30°C. Il risultato è riportato in Figura 32: dalle previsioni numeriche, è possibile vaporizzare R1233zd(E) a 130°C con un rendimento termico del collettore solare superiore al 60%. Per completezza sono riportati ancora una volta i risultati sperimentali ottenuti.



**Figura 32 - Previsioni delle prestazioni termiche del collettore solare in esame fatte con il modello numerico illustrato considerando una temperatura ambiente di 30°C, un titolo termodinamico di uscita tra 0.55 e 0.6 e una temperatura di saturazione fino a 130°C.**

## 6 Conclusioni

Un prototipo di collettore solare a concentrazione costituito da un concentratore asimmetrico parabolico lineare e da un ricevitore innovativo dotato di assorbitore a geometria piana è stato studiato sperimentalmente per la vaporizzazione diretta di R1233zd(E). L'assorbitore è realizzato in alluminio con la tecnologia bar-and-plate e presenta un turbolatore interno che permette di evitare instabilità associate alla vaporizzazione e di incrementare il trasferimento di calore utile al fluido di lavoro. Oltre al rendimento termico complessivo del ricevitore, è stato possibile definire sperimentalmente anche il rendimento del solo ricevitore, grazie alla misura della distribuzione del flusso solare concentrato nella regione focale del concentratore. I risultati sperimentali permettono di trarre le seguenti conclusioni:

1. A temperatura di saturazione media attorno a 85°C, il rendimento complessivo è pari a 72.7% mentre il rendimento del ricevitore è pari a 76.8%. A temperatura di saturazione attorno a 100°C, il rendimento termico complessivo è di 69.8% mentre il rendimento del ricevitore è mediamente di 73.7%.
2. Nelle due sequenze di prova a diversa temperatura di saturazione, in base all'andamento delle temperature sulla superficie esterna posteriore del ricevitore in prossimità della sezione di uscita, il dryout si verifica ad un titolo di vapore in uscita attorno a 0.72-0.75.
3. Il titolo termodinamico di vapore del fluido in uscita dal ricevitore e il grado di sottoraffreddamento del fluido in ingresso hanno un effetto trascurabile sulle prestazioni del collettore, nei range operativi delle prove sperimentali.
4. L'assorbitore permette di ottenere delle perdite di carico contenute, comportando, dal punto di vista pratico, un basso consumo energetico per le pompe ausiliarie per il refrigerante alogenato.

I risultati sperimentali hanno quindi dimostrato che il collettore solare è in grado di vaporizzare con buona efficienza il fluido alogenato R1233zd(E), che è caratterizzato da un basso potenziale di effetto serra ( $GWP=1$ ) ed è adatto per l'impiego in impianti funzionanti secondo ciclo ORC. Ne consegue che il dispositivo studiato sperimentalmente può essere accoppiato direttamente, senza necessità di ricorrere ad un fluido vettore intermedio, ad una macchina ORC: questa soluzione tecnologica comporta l'incremento del rendimento dell'intero sistema.

I dati sperimentali hanno permesso di validare un modello zero-dimensionale del collettore solare a concentrazione che può essere impiegato per prevedere le prestazioni termiche al variare delle condizioni operative. Il campo di validità del modello non è esteso alle situazioni di lavoro in cui sussistono le condizioni di dryout termico. Dal modello è possibile prevedere un rendimento termico del collettore solare del 62% quando si realizza la vaporizzazione di R1233zd(E) ad una temperatura di saturazione di 130°C. È possibile migliorare ancora le prestazioni ottimizzando il ricevitore, per esempio mediante l'impiego di una copertura vetrata frontale e di un rivestimento solare con una minore emissività nel campo dell'infrarosso. Questi accorgimenti permettono di ridurre le dissipazioni verso l'ambiente esterno rispettivamente per convezione termica e per irraggiamento.

## 7 Riferimenti bibliografici

1. Macchi E., Astolfi M., Bonalumi D., Giuffrida A., Invernizzi C. M., Romano M.C., Silva P., Turi D.M., Roberto R., Gerardi V., Caldera M., "Valutazione di cicli termodinamici innovativi per applicazioni con caldaie a sali fusi alimentate a biomassa legnosa", Report RdS/2013/178.
2. Gaia M., "30 years of Organic Rankine Cycle Development.", p. 22-23, Delft, Netherlands.
3. Quoilin S., Van Den Broek M., Declaye S., Dewalle P., Lemort V., "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 22 (2013), 168-186.
4. <http://www.horizon2020news.it/ciclo-rankine-organico>
5. Badr O, O'Callaghan PW, Hussein M, Probert SD. Multi-vane expanders as prime movers for low-grade energy organic Rankine-cycle engines. Applied Energy 1984; 16:129–46.
6. Badr O, Naik S, O'Callaghan PW, Probert SD. Expansion machine for a low power-output steam Rankine-cycle engine. Applied Energy 1991; 39:93–116.
7. Kane EHM. Intégration et optimisation thermoéconomique et environnementale de centrales thermiques solaires hybrides, Thèse de Doctorat – Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne; 2002.
8. Lemort V. Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expander modes. Liege: University of Liege-Belgium; 2008.
9. Quoilin S, Declaye S, Lemort V. Expansion machine and fluid selection for the organic Rankine cycle. In: 7th International conference on heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics (HEFAT). 2010.
10. Smith IK, Stosic N, Kovacevic A. Power recovery from low cost two-phase expanders, GRC Annual Meeting, San Diego, USA; 2001.
11. Singh R, Srinivasan J. Modified refrigerant compressor as a reciprocating engine for solar thermal power generation. International Journal of Energy Research 1988;12:69–74.
12. Lemort V, Quoilin S, Cuevas C, Lebrun J. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. Applied Thermal Engineering 2009; 29:3094–102.
13. Quoilin S, Lemort V, Lebrun J. Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander. Applied Energy 2009; 87:1260–8.
14. Quoilin S, Orosz M, Hemond H, Lemort V. Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. Solar Energy 2011; 85:955–66.
15. Tchanche BF, Papadakis G, Lambrinos G, Frangoudakis A. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. Applied Thermal Engineering 2009;29:2468–76.
16. Agustín Manuel Delgado-Torres, Lourdes García-Rodríguez, Comparison of solar technologies for driving a desalination system by means of an organic Rankine cycle, Desalination, Volume 216, Issue 1, 2007, Pages 276-291
17. Agustín M. Delgado-Torres, Lourdes García-Rodríguez, Vicente J. Romero-Ternero, Preliminary design of a solar thermal-powered seawater reverse osmosis system, Desalination, Volume 216, Issue 1, 2007, Pages 292-305
18. Delgado-Torres A.M., Garcia-Rodriguez L., Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC). Energy Conversion and Management 2010;51:2846–56.
19. Wang X.D., Zhao L. Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation. Solar Energy 2009;83:605–13.
20. Wang J.L., Zhao L., Wang X.D., A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle. Applied Energy 2010;87:3366–73.
21. Wang X.D., Zhao L., Wang J.L., Zhang W.Z., Zhao X.Z., Wu W., Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa. Solar Energy 2010, 84:353–64.
22. M.S. Orosz, A. Mueller, S. Quoilin, H. Hemond, Small scale solar ORC system for distributed power. In: SolarPaces conference. 2009.
23. M.S. Orosz, A. Mueller, S. Quoilin, H. Hemond, Small scale solar ORC system for distributed power in Lesotho. In: Solar World Congress Proceedings 2009.

24. T. Saitoh, N. Yamada, S. Wakashima, Solar Rankine cycle system using scroll expander. *Journal of Environment and Engineering* 2007;2: 708–18.
25. X.D. Wang, L. Zhao, J.L. Wang, Experimental investigation on the low temperature solar Rankine cycle system using R245fa. *Energy Conversion and Management* 2011;52:946–52.
26. J.L. Wang, L. Zhao, X.D. Wang, An experimental study on the recuperative low temperature solar Rankine cycle using R245fa, *Applied Energy*, Volume 94, June 2012, Pages 34-40
27. Agustín M. Delgado-Torres, Lourdes García-Rodríguez, Design recommendations for solar organic Rankine cycle (ORC)–powered reverse osmosis (RO) desalination, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 16, Issue 1, January 2012, Pages 44-53
28. H.U. Helvacı, Z.A. Khan, Experimental study of thermodynamic assessment of a small scale solar thermal system, *Energy Conversion and Management*, Volume 117, 1 June 2016, Pages 567-576,
29. M. Kane, D. Larrain, D. Favrat, Y. Allani, Small hybrid solar power system, *Energy*, Volume 28, Issue 14, November 2003, Pages 1427-1443
30. <http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/index.cfm>
31. <http://www.airlightenergy.com/ait-baha-csp-pilot-plant/>
32. G. DiMarzio 2015, L. Angelini, W. Price, C. Chin, S. Harris The Stillwater Triple Hybrid Power Plant: Integrating Geothermal, Solar Photovoltaic and Solar Thermal Power Generation, *Proceedings World Geothermal Congress 2015*, Melbourne, Australia
33. Dian-xun Li, Shu-sheng Zhang, Gui-hua Wang, Selection of organic Rankine cycle working fluids in the low-temperature waste heat utilization, *Journal of Hydrodynamics*, Ser. B, Volume 27, Issue 3, 2015, Pages 458-464
34. Adriano Desideri, Sergei Gusev, Martijn van den Broek, Vincent Lemort, Sylvain Quoilin, Experimental comparison of organic fluids for low temperature ORC (organic Rankine cycle) systems for waste heat recovery applications, *Energy*, Volume 97, 15 February 2016, Pages 460-469
35. J Facão, A Palmero-Marrero, AC Oliveira, Analysis of a solar assisted micro-cogeneration ORC system, *International Journal of Low-Carbon Technologies* 3 (4), 254-264
36. Huijuan Chen, D. Yogi Goswami, Elias K. Stefanakos, A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 14, Issue 9, December 2010, Pages 3059-3067
37. Bahaa Saleh, Gerald Koglbauer, Martin Wendland, Johann Fischer, Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, *Energy*, Volume 32, Issue 7, July 2007, Pages 1210-1221
38. Wenhao Pu, Chen Yue, Dong Han, Weifeng He, Xuan Liu, Qi Zhang, Yitung Chen, Experimental study on Organic Rankine cycle for low grade thermal energy recovery, *Applied Thermal Engineering*, Volume 94, 5 February 2016, Pages 221-227
39. Juhasz, Jason R., and Luke D. Simoni, A review of potential working fluids for low temperature organic rankine cycles in waste heat recovery, In *Proceeding: 3rd International Seminar on ORC*, Brussels, Belgium. 2015.
40. K. Kontomaris, HFO-1336mzz-z as a low GWP working fluid for transcritical Rankine power cycles. In *Proceeding of Jraia International Symposium 2014*
41. <https://www.kth.se/en/itm/inst/energiteknik/forskning/ett/projekt/koldmedier-med-lag-gwp/low-gwp-news/r1336mzz-z-ett-nytt-hogtemperaturkoldmedium-med-bra-egenskaper-1.501202>
42. Francisco Molés, Joaquín Navarro-Esbrí, Bernardo Peris, Adrián Mota-Babiloni, Ángel Barragán-Cervera, Konstantinos (Kostas) Kontomaris, Low GWP alternatives to HFC-245fa in Organic Rankine Cycles for low temperature heat recovery: HCFO-1233zd-E and HFO-1336mzz-Z, *Applied Thermal Engineering*, Volume 71, Issue 1, 5 October 2014, Pages 204-212
43. Sebastian Eyerer, Christoph Wieland, Annelies Vandersickel, Hartmut Spliethoff, Experimental study of an ORC (Organic Rankine Cycle) and analysis of R1233zd-E as a drop-in replacement for R245fa for low temperature heat utilization, *Energy*, Volume 103, 15 May 2016, Pages 660-67
44. Bortolato M., Dugaria S., Del Col D., Experimental study of a parabolic trough solar collector with flat bar-and-plate absorber during direct steam generation

45. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP. 9.0. 2010. Ashrae
46. ANSI/ASHRAE Standard 93-2010 (RA 2014). Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors. 2014.
47. Comité Européen de Normalisation (CEN). Solar energy - Solar thermal collectors - Test methods (ISO 9806:2013). 2013.sdfad
48. Sardeshpande V.R., Chandak A.G., Pillai I.R.. Procedure for thermal performance evaluation of steam generating point-focus solar concentrators. Solar Energy 2011;85:1390-8.
49. Bouvier J., Michaux G., Salagnac P., Nepveu F., Rochier D., Kientz T. Experimental characterization of a solar parabolic trough collector used in a micro-CHP (micro-cogeneration) system with direct steam generation. Energy 2015;83:474-85.
50. Joint Committee for Guides in Metrology. Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement (JCGM 100:2008). 2008.
51. Bortolato M, Dugaria S, Del Col D, "Sviluppo e sperimentazione di dispositivo per la misura diretta del flusso solare concentrato su superficie piana", Report RdS/PAR2014/234.
52. Forristall R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in Engineering Equation Solver. 2003; National Renewable Energy Laboratory (NREL) Technical Report, NREL/TP-550-34169.
53. Almanza R, Lentz A, Jiménez G. Receiver behavior in direct steam generation with parabolic troughs. Solar Energy 1997;61:275-8.
54. Almanza R, Jiménez G, Lentz A, Valdés A, Soria A. DSG Under Two-Phase and Stratified Flow in a Steel Receiver of a Parabolic Trough Collector. Journal of Solar Energy Engineering 2002;124:140-4.
55. Flores V, Almanza R. Direct steam generation in parabolic trough concentrators with bimetallic receivers. Energy 2004;29:645-51.
56. Sparrow EM, Abraham JP, Tong JCK. Archival correlations for average heat transfer coefficients for non-circular and circular cylinders and for spheres in cross-flow. Int. J. Heat Mass Transfer 2004;44:5285-5296.
57. Rosenhow WM, Hartnett JP, Cho YI. Handbook of heat transfer. 1998. McGraw Hill Third edition, pp. 3.22-3.32.
58. Liu Z, Winterton RHS, A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. Int. J. Heat Mass Transfer 1991;34(11):2759-2766.
59. Manglik RM, Bergles AE. Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. Exp Therm Fluid Sci 1995;10:171-80.

## 8 Nomenclatura

|            |                                                                 |
|------------|-----------------------------------------------------------------|
| $A$        | area, $m^2$                                                     |
| $a$        | coefficiente di assorbimento                                    |
| $B$        | spessore uniforme della sezione trasversale dell'assorbitore, m |
| $c$        | calore specifico, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$                          |
| $d$        | diametro, m                                                     |
| DNI        | irradianza normale diretta, $W\ m^{-2}$                         |
| $e_f, e_s$ | fattori adimensionali di correzione del numero di Froude        |
| $F$        | moltiplicatore bifase del coefficiente di scambio termico       |
| $Fr$       | numero di Froude                                                |
| $g$        | accelerazione di gravità, $m\ s^{-2}$                           |
| $H$        | altezza minicanali del turbolatore, m                           |
| $h$        | entalpia specifica, $J\ kg^{-1}$                                |

|              |                                                   |
|--------------|---------------------------------------------------|
| $h_{LV}$     | calore latente di vaporizzazione, $J\ kg^{-1}$    |
| $L$          | lunghezza, m                                      |
| $l$          | lunghezza della singola strip del turbolatore, m  |
| $M$          | massa molare, $g\ mol^{-1}$                       |
| $\dot{m}$    | portata di massa, $kg\ s^{-1}$                    |
| $N_{canali}$ | numero di canali                                  |
| $Nu$         | numero di Nusselt                                 |
| ORC          | Organic Rankine Cycle                             |
| $P$          | perimetro, m                                      |
| $p$          | pressione assoluta, bar                           |
| $Pr$         | numero di Prandtl                                 |
| $\dot{q}$    | flusso termico, W                                 |
| $r$          | riflettanza nominale                              |
| $Re$         | numero di Reynolds                                |
| $S$          | fattore di soppressione dell'ebollizione nucleata |
| $s$          | larghezza minicanali nel turbolatore, m           |
| $SF$         | fattore di forma                                  |
| $T$          | temperatura, $^{\circ}C$                          |
| $t$          | spessore, m                                       |
| $TC$         | termocoppia di tipo T                             |
| $T_m^*$      | temperatura media ridotta, $K\ m^2\ W^{-1}$       |
| $v$          | velocità del vento, $m\ s^{-1}$                   |
| $W$          | dimensione trasversale, m                         |
| $x$          | titolo termodinamico di vapore                    |
| $X, Y, Z$    | coordinate cartesiane, mm                         |

### **Greek letters**

|               |                                                      |
|---------------|------------------------------------------------------|
| $\alpha$      | coefficiente di scambio termico, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$ |
| $\gamma$      | fattore di intercettazione                           |
| $\varepsilon$ | emissività                                           |
| $\eta$        | rendimento                                           |
| $\lambda$     | conduttività termica, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$            |
| $\mu$         | viscosità dinamica, Pa s                             |
| $\rho$        | densità, $kg\ m^{-3}$                                |
| $\sigma$      | costante di Stefan-Boltzmann, $W\ m^{-2}\ K^{-4}$    |
| $\Phi$        | flusso concentrato, W                                |

### **Subscripts**

|             |                    |
|-------------|--------------------|
| <i>abs</i>  | assorbitore        |
| <i>air</i>  | aria               |
| <i>amb</i>  | aria ambiente      |
| <i>ap</i>   | apertura           |
| <i>cond</i> | conduzione termica |
| <i>conv</i> | convezione termica |
| <i>crit</i> | punto critico      |

|              |                       |
|--------------|-----------------------|
| <i>cross</i> | trasversale           |
| <i>eq</i>    | equivalente           |
| <i>est</i>   | esterno               |
| <i>FL</i>    | fluido                |
| <i>FLOW</i>  | deflusso              |
| <i>front</i> | frontale ricevente    |
| <i>G</i>     | vapore saturo secco   |
| <i>HE</i>    | scambiatore di calore |
| <i>hyd</i>   | idraulico             |
| <i>I</i>     | circuito primario     |
| <i>II</i>    | circuito secondario   |
| <i>in</i>    | ingresso              |
| <i>ins</i>   | isolante termico      |
| <i>int</i>   | interno               |
| <i>irr</i>   | irraggiamento         |
| <i>L</i>     | liquido saturo        |
| <i>LO</i>    | solo liquido saturo   |
| <i>m</i>     | media                 |
| <i>MIR</i>   | specchi               |
| <i>out</i>   | uscita                |
| <i>PE</i>    | parete esterna        |
| <i>PI</i>    | parete interna        |
| <i>pool</i>  | ebollizione nucleata  |
| <i>R</i>     | ricevitore            |
| <i>sat</i>   | saturazione           |
| <i>sky</i>   | apparente del cielo   |
| <i>th</i>    | termico               |
| <i>vap</i>   | vaporizzazione        |