



Ricerca di Sistema elettrico

Definizione delle principali caratteristiche di un impianto solare alimentato con aria compressa e accumulo termico con materiale ceramico

Antonio De Luca, Tommaso Crescenzi

DEFINIZIONE DELLE PRINCIPALI CARATTERISTICHE DI UN IMPIANTO SOLARE ALIMENTATO CON ARIA COMPRESSA E
ACCUMULO TERMICO CON MATERIALE CERAMICO

Antonio De Luca, Tommaso Crescenzi (ENEA)

Settembre 2015

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2014

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: ENERGIA ELETTRICA DA FONTE SOLARE

Obiettivo: Studio di configurazioni impiantistiche alternative

Responsabile del Progetto: Domenico Mazzei, ENEA

Indice

| | |
|---|----|
| INDICE | 3 |
| INDICE DELLE FIGURE..... | 3 |
| SOMMARIO..... | 5 |
| 1 INTRODUZIONE..... | 6 |
| 2 MODULO CON CICLO RIGENERATIVO E COMPRESSIONE INTER-REFRIGERATA | 7 |
| 3 CARATTERISTICHE DEL MODULO CON CICLO RIGENERATIVO E COMPRESSIONE INTER-REFRIGERATA | 11 |
| 4 MODULO DEL CAMPO SOLARE CON CICLO RIGENERATIVO, COMPRESSIONE INTER-REFRIGERATA ED ESPANSIONE FRAZIONATA | 13 |
| 5 CARATTERISTICHE DEL MODULO CON CICLO RIGENERATIVO, COMPRESSIONE INTER-REFRIGERATA ED ESPANSIONE FRAZIONATA..... | 17 |
| 6 DEFINIZIONE DEL MODULO DI RIFERIMENTO PER UN IMPIANTO SOLARE DI PICCOLA TAGLIA..... | 20 |
| 7 ELEMENTO DI ACCUMULO DI CALORE CON MATERIALE SOLIDO | 21 |
| 8 DIMENSIONAMENTO DELL'ELEMENTO DI ACCUMULO | 24 |
| 9 CONCLUSIONI..... | 28 |
| 10 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI | 28 |

Indice delle figure

| | |
|--|----|
| Figura 2-1 - Diagramma qualitativo dell'impianto a ciclo chiuso con rigenerazione e inter-refrigerazione..... | 7 |
| Figura 2-2 – Modulo del campo solare collegato al power block | 7 |
| Figura 2-3 – Schema d'impianto a ciclo chiuso con rigenerazione e inter-refrigerazione | 10 |
| Figura 3-1 – Velocità dell'aria nei tubi ricevitori | 11 |
| Figura 3-2 – Portata d'aria nei tubi ricevitori | 11 |
| Figura 3-3 – Rendimento termico medio dei tubi ricevitori e rendimento totale medio dei collettori..... | 12 |
| Figura 3-4 – Potenza termica raccolta nella linea di lunghezza 200 m | 12 |
| Figura 3-5 – Temperatura massima dell'ultimo tubo d'acciaio della linea di ricevitori | 12 |
| Figura 3-6 – Potenza elettrica producibile dal blocco B2 | 13 |
| Figura 4-1 – Diagramma qualitativo del ciclo chiuso con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione frazionata..... | 14 |
| Figura 4-2 – Diagramma qualitativo del ciclo chiuso con rigenerazione..... | 14 |
| Figura 4-3 – Schema d'impianto a ciclo chiuso con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione frazionata in turbina con riscaldamento ripetuto | 16 |
| Figura 5-1 – Velocità dell'aria nei tubi ricevitori | 17 |
| Figura 5-2 – Portata d'aria nei tubi ricevitori | 17 |
| Figura 5-3 – Rendimento termico dei tubi ricevitori e rendimento totale dei collettori dei gruppi B1 e B2.. | 18 |
| Figura 5-4 – Potenza termica raccolta da ogn'uno dei blocchi B1 e B2 | 18 |
| Figura 5-5 – Temperatura massima dei tubi d'acciaio in AP | 18 |
| Figura 5-6 – Velocità dell'aria nei tubi d'acciaio in BP..... | 19 |
| Figura 5-7 – Portata d'aria nei collettori solari di BP..... | 19 |
| Figura 5-8 – Portata d'aria nei collettori solari di BP..... | 19 |
| Figura 5-9 – Portata d'aria nei collettori solari di BP..... | 19 |
| Figura 5-10 – Potenza elettrica producibile dai gruppi B2 e B3 in esercizio | 20 |
| Figura 8-1 – Distribuzione della DNI media mensile | 24 |
| Figura 8-2 - Confronto tra le distribuzioni annuali di DNI e ANI_m | 24 |
| Figura 8-3 - Distribuzione oraria della radiazione solare utilizzabile per la produzione e l'accumulo..... | 24 |

| | |
|---|----|
| Figura 8-4 - Ore di soleggiamento utili per la produzione e l'accumulo di energia termica | 25 |
| Figura 8-5 - Energia termica raccolta giornalmente da due collettori solari di lunghezza 100 m in serie | 25 |
| Figura 8-6 - Dati di radiazione e di potenza termica raccolta dai collettori solari del gruppo B1 | 25 |
| Figura 8-7 - Distribuzione di temperatura durante la fase di caricamento | 26 |
| Figura 8-8 - Densità dell'aria lungo l'asse in funzione del tempo | 27 |
| Figura 8-9 - Distribuzione della velocità dell'aria lungo l'asse in funzione del tempo | 27 |
| Figura 8-10 - Distribuzione della pressione lungo l'asse in funzione del tempo | 27 |

Sommario

Nei punti seguenti sono riassunti gli obiettivi raggiunti nello sviluppo delle attività dell'Accordo di Programma che riguarda lo studio di impianti solari ad alta temperatura con collettori lineari parabolici alimentati con fluido gassoso:

- Definizione del fluido termovettore ottimale per lo sviluppo di questa tipologia di impianti, tenendo conto dell'efficienza di raccolta della radiazione solare concentrata che avrebbe un modulo del campo solare alimentato con CO₂, N₂, He e aria secca (deumidificata). La scelta dell'aria secca, è dovuta alle buone caratteristiche di scambio termico ad alta pressione (molto simili a quelle di CO₂ ed N₂) e alla riduzione dei costi di esercizio
- Definizione delle soluzioni impiantistiche necessarie per incrementare il rendimento termodinamico del ciclo di Brayton, che sono: compressione inter-refrigerata, rigenerazione dell'aria compressa che alimenta il campo solare, espansione frazionata in turbina (turbina a doppio stadio, per alta e bassa pressione)
- Verifica della possibilità di utilizzare una caldaia ausiliaria, che ha la funzione di aumentare la temperatura massima del ciclo di Brayton a $750\text{ }^{\circ}\text{C}$, per aumentare il rendimento termodinamico e il fattore di utilizzazione dell'impianto (la caldaia permetterebbe di produrre energia elettrica con continuità, anche nei mesi invernali in cui la radiazione solare è scarsa)
- Definizione di un sistema di accumulo termico ad alta temperatura ($560\text{ }^{\circ}\text{C}$) e alta pressione (100 bar). L'alta temperatura riduce la quantità di calore che deve essere fornito dalla caldaia ausiliaria per avere un alto rendimento, l'alta pressione riduce invece la velocità dell'aria compressa nei collettori solari, ossia riduce le perdite di carico e la potenza di pompaggio

Tenendo conto di questi risultati, l'obiettivo di questo documento è definire il layout ottimale di un modulo del campo solare alimentato con aria compressa, valutarne le prestazioni in condizioni di esercizio e dimensionare il sistema di accumulo termico con i dati di radiazione solare diretta tipici di un sito ad alto soleggiamento annuale.

1 Introduzione

Nella prima parte del documento sono analizzate le caratteristiche termodinamiche di due moduli del campo solare alimentato con aria compressa, che sono di riferimento per un impianto ibrido ad alta temperatura:

- Impianto a ciclo chiuso con caldaia ausiliaria, scambiatore di calore rigenerativo e compressore inter-refrigerato
- Stessa configurazione descritta al punto precedente a cui si aggiunge l'espansione frazionata dell'aria in una turbina a doppio stadio

Per entrambe le configurazioni impiantistiche sono mostrate le curve che descrivono le grandezze caratteristiche del modulo del campo solare in funzione della Aperture Normal Irradiation (ANI), definita come la componente della radiazione solare diretta (DNI), normale al piano di captazione dei collettori.

La differenza tra i rendimenti termodinamici dei due moduli è dovuta essenzialmente al modo diverso in cui l'aria viene fatta espandere in turbina. Normalmente il rendimento termodinamico di un impianto con turbina a singolo stadio è inferiore rispetto al rendimento di un impianto con turbina a espansione frazionata, perché questa soluzione aumenta l'area del ciclo termodinamico.

E' necessario però verificare se l'espansione frazionata con ri-surriscaldamento realizzato sul campo solare, è compatibile con la limitazione imposta dalla massima temperatura di esercizio del coating cermet ($\cong 600 \text{ }^\circ\text{C}$).

L'obiettivo di questo documento è simulare il funzionamento dei moduli del campo solare con le due possibili configurazioni d'impianto, per definire quale delle due soluzioni è più efficiente e con maggiore fattore di utilizzazione.

Il gruppo caldaia-turbina-compressore, è il cuore di un impianto che utilizza il ciclo di Brayton e pensando a un impianto di piccola taglia, la soluzione che permetterebbe di ridurre i costi di costruzione, è quella di utilizzare una microturbina commerciale su cui eventualmente realizzare le modifiche necessarie per l'adattamento a un impianto solare.

In quest'ottica la americana CAPSTONE, produce microturbine parallelizzabili, con potenze che vanno da 30 KWe a circa 1 MWe e quindi con queste microturbine sarebbe possibile realizzare impianti in una vasta gamma di potenza.

Nell'ultima parte del documento sono descritte le caratteristiche di un sistema di accumulo termico a materiale solido (allumina sferoidale), dimensionato per avere circa 6 ore di accumulo di energia termica, calcolate prendendo come riferimento la distribuzione annuale di radiazione solare diretta misurata nella provincia di Siracusa.

I calcoli che riguardano l'elemento di accumulo sono stati realizzati utilizzando correlazioni di scambio termico e perdite di carico, riportate in letteratura (Gnielinski per il coefficiente di scambio termico e Karman-Kozeny- Ergun per le perdite di carico).

Entrambe le correlazioni sono comunemente utilizzate per la progettazione di scambiatori di calore a pebble bed e quindi si possono considerare affidabili, ma è comunque prevista la realizzazione di una serie di prove sperimentali su una sezione di prova in scala ridotta, per avere una conferma sperimentale sui risultati attesi.

2 Modulo con ciclo rigenerativo e compressione inter-refrigerata

La **Figura 2-1** mostra il diagramma qualitativo del ciclo di Brayton nella configurazione a ciclo chiuso con rigenerazione dell'aria che alimenta il campo solare ed espansione in una turbina a singolo stadio. Alcuni punti caratteristici del ciclo termodinamico sono riportati anche in **Figura 2-2**, in cui è mostrato il layout del modulo dell'impianto solare dell'impianto costituito da:

- Due collettori di lunghezza 100 m e apertura 5.9 m, connessi in serie (gruppo B1)
- Un elemento di accumulo termico (E1), costituito da tubi d'acciaio connessi in parallelo, in cui sono contenute le sfere di materiale ceramico
- Due collettori solari (gruppo B2), con le stesse caratteristiche di B1, che hanno la funzione di concentrare la radiazione solare diretta e trasferirla all'aria compressa per produrre energia elettrica durante le ore di inseguimento della radiazione solare
- La caldaia ausiliaria (H), che ha la funzione di innalzare la massima temperatura del ciclo termodinamico a $750\text{ }^{\circ}\text{C}$
- La turbina, il compressore e lo scambiatore di calore rigenerativo

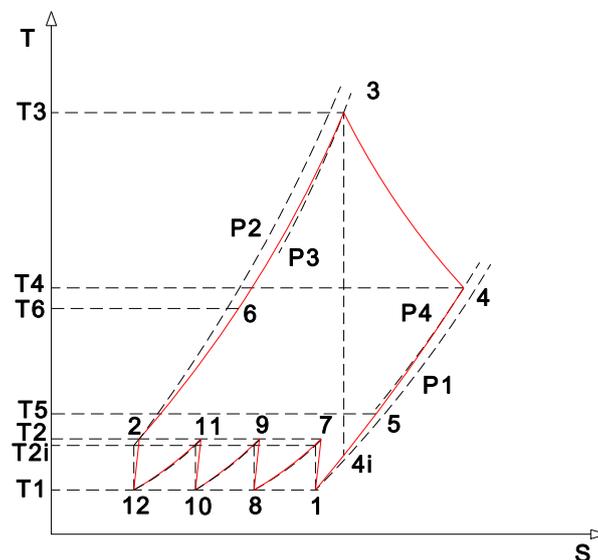


Figura 2-1 - Diagramma qualitativo dell'impianto a ciclo chiuso con rigenerazione e inter-refrigerazione

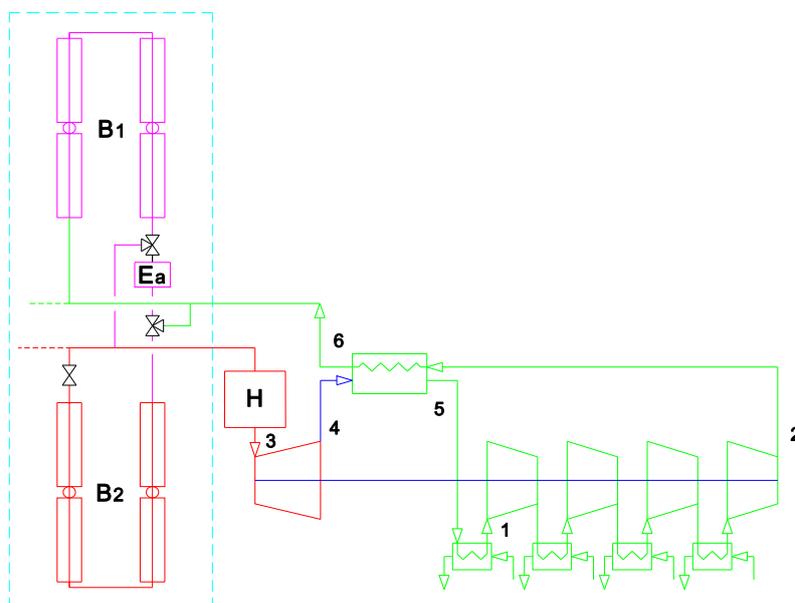


Figura 2-2 – Modulo del campo solare collegato al power block

Per stimare il rendimento termodinamico con i collettori solari in condizioni di tracking, sono state assunte le condizioni riportate nella tabella seguente.

| | |
|--|-------|
| Efficienza di rigenerazione (ε_R) | 0.75 |
| Coefficiente di perdita di pressione nella linea di tubi ricevitori di B1 bar (φ_{B_1}) | 1.015 |
| Coefficiente di perdita di pressione nell'elemento di accumulo (φ_{E_a}) | 1.017 |
| Coefficiente di perdita di pressione nella linea di tubi ricevitori di B2 e in caldaia ($\varphi_{B_2, H}$) | 1.02 |
| Coefficiente di perdita di pressione nel rigeneratore (φ_R) | 1.02 |
| Coefficiente di perdita di pressione nelle tubazioni fredde (φ_{5-1}) | 1.02 |
| Rapporto dei calori specifici $K_a = \frac{c_p}{c_v}$ | 1.4 |
| Coefficiente di perdita di pressione nelle inter-refrigerazioni ($\varphi_i = \varphi_{7-8} = \varphi_{9-10} = \varphi_{11-12}$) | 1.02 |
| Rendimento termodinamico della turbina (η_T) | 0.89 |
| Rendimento meccanico della turbina (η_{mT}) | 0.98 |
| Rendimento termodinamico del compressore (η_C) | 0.85 |
| Rendimento meccanico del compressore (η_{mC}) | 0.98 |
| Rendimento meccanico dell'alternatore (η_A) | 0.97 |

Tabella 1 – Valori assunti per i parametri necessari a valutare il rendimento termodinamico

Il coefficiente di perdita di pressione nella linea di tubi ricevitori (rapporto tra la pressione d'ingresso e di uscita dalle linee di tubi ricevitori del campo solare), è stato calcolato con la correlazione di Colebrook. Il rendimento termodinamico dell'impianto è definito dalla relazione seguente:

$$\eta_{ciclo} = \frac{L_u}{Q} = \frac{L_T - L_C}{Q}$$

L_u : Lavoro utile

Q : Quantità di calore assorbita dal fluido

L_T : Lavoro fornito all'albero della turbina

L_C : Lavoro ceduto al fluido dal compressore

I dati di input per valutare η_{ciclo} sono i seguenti:

$$P_6 = 100 \text{ bar}$$

$$T_6 = 251^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 750^\circ\text{C}$$

$$T_1 = T_8 = T_{10} = T_{12} = 20^\circ\text{C}$$

Il calcolo di temperatura e pressione nei punti che definiscono il ciclo termodinamico nel piano T-S, è stato realizzato per sostituzioni successive, a partire da un valore di primo tentativo della temperatura

$$T_2 = T_7 = T_9 = T_{11}$$

Il valore di T_2 ottenuto a convergenza è il seguente: $T_2 = 74.7569 \text{ } ^\circ\text{C}$, quindi:

- Pressione dell'aria all'uscita della linea di tubi ricevitori (ossia all'ingresso in turbina):

$$P_3 = \frac{P_6}{\varphi_{B_1} \varphi_{E_a} \varphi_{B_2}} = 94.975 \text{ bar}$$

- Pressione all'ingresso del rigeneratore (ossia all'uscita dal compressore):

$$P_2 = P_6 \cdot \varphi_R = 102 \text{ bar}$$

- Temperatura del gas all'uscita dalla turbina (all'ingresso del rigeneratore):

$$T_4 = T_2 + \frac{T_6 - T_2}{\varepsilon_R} = 309.75^\circ\text{C}$$

- Temperatura del gas all'uscita del rigeneratore:

$$T_5 = T_4 - \varepsilon_R (T_4 - T_2) = 133.5^\circ\text{C}$$

- Temperatura di fine espansione ideale, che si calcola dal seguente valore T_{4i} di primo tentativo:

$$T_{4i} = T_3 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_T} = 255.33^\circ\text{C}$$

Da sostituire iterativamente nella relazione che segue, da risolvere per sostituzioni successive:

$$T_{4i} = T_3 - \frac{c_p \left(\frac{T_3 + T_4}{2} \right)}{\eta_T c_p \left(\frac{T_3 + T_{4i}}{2} \right)} (T_3 - T_4) = 252.47^\circ\text{C}$$

- Pressione di fine espansione reale in turbina:

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_3 + 273}{T_{4i} + 273} \right)^{\frac{\kappa_a}{\kappa_a - 1}} = 9.22504 \text{ bar}$$

- Pressione di uscita dell'aria calda dal rigeneratore:

$$P_5 = \frac{P_4}{\varphi_R} = 9.04416 \text{ bar}$$

- Pressione dell'aria all'ingresso al primo stadio del compressore:

$$P_1 = \frac{P_4}{\varphi_R \varphi_{5-1}} = 8.86683 \text{ bar}$$

- Rapporto totale di compressione:

$$\beta_t = \frac{P_2}{P_1} = 11.5$$

- Rapporto di compressione del singolo stadio:

$$\beta_i = \beta_t^{0.25} = 1.84$$

- Pressione di compressione isoentropica al primo stadio:

$$P_{7i} = P_8 = \beta_i \cdot P_1 = 16.432962 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al primo stadio (maggiore rispetto a P_{7i} per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 7 – 8):

$$P_7 = P_{7i} \cdot \varphi_i = 8.66122 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione isoentropica al secondo stadio:

$$P_{9i} = P_{10} = \beta_i \cdot P_8 = 30.07352 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al secondo stadio (maggiore rispetto a P_{9i} per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 9 – 10)

$$P_9 = P_{9i} \cdot \varphi_i = 30.67499 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione isentropica al terzo stadio:

$$P_{11i} = P_{12} = \beta_i \cdot P_{10} = 55.385 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al terzo stadio (maggiore rispetto a P_{11i} per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 11 – 12):

$$P_{11} = P_{11i} \cdot \varphi_i = 56.4927 \text{ bar}$$

- Temperatura finale di compressione isentropica:

$$T_{7i} = T_{9i} = T_{11i} = T_{2i} = (T_1 + 273) \cdot \beta_i^{\frac{K_a-1}{K_a}} - 273 = 75.85209 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Temperature finale di compressione reale:

$$T_7 = T_9 = T_{11} = T_2 \cong T_1 + \frac{(T_{7i} - T_1)}{\eta_C} = 74.7569 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La **Figura 2-3** mostra lo schema riepilogativo dell'impianto con i dati di pressione e temperatura:

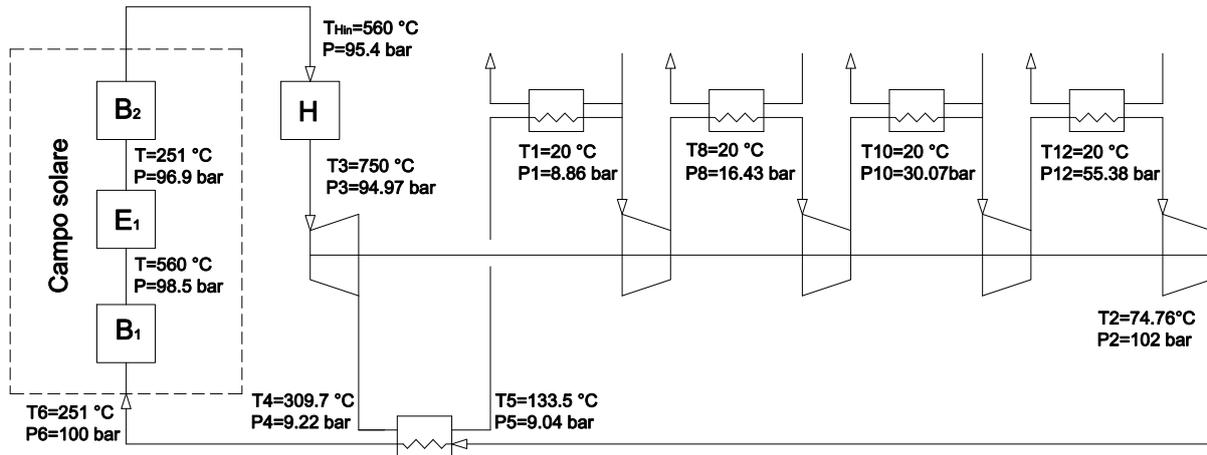


Figura 2-3 – Schema d'impianto a ciclo chiuso con rigenerazione e inter-refrigerazione

- Energia specifica fornita dalla turbina:

$$L_T = \eta_T \int_{T_{4i}}^{T_3} c_p(T) dT = 478536.534 \text{ J kg}^{-1}$$

- Energia specifica fornita al fluido dal compressore:

$$L_C = \frac{4}{\eta_C} \int_{T_1}^{T_{7i}} c_p(T) dT = 263879.851 \text{ J kg}^{-1}$$

- Energia termica specifica assorbita dall'aria nei collettori solari:

$$Q_c = \int_{T_6}^{T_{Hm}} c_p(T) dT = 329150,871 \text{ J kg}^{-1}$$

dove $T_{Hm} = 560 \text{ } ^\circ\text{C}$, è la temperatura di uscita dell'aria dal secondo collettore

- Energia termica specifica ceduta all'aria dalla caldaia:

$$Q_H = \int_{T_{Hm}}^{T_3} c_p(T) dT = 213006.8779 \text{ J kg}^{-1}$$

dove $T_{Hin} = 560 \text{ } ^\circ\text{C}$ e $T_3 = 750 \text{ } ^\circ\text{C}$, è la temperatura di uscita dell'aria dalla caldaia

- Rendimento del ciclo termodinamico:

$$\eta_{ciclo\ term} = \frac{L_T - L_C}{Q_c + Q_H} = 0.3959$$

- Rendimento totale del ciclo:

$$\eta_{ciclo\ tot} = \eta_{ciclo\ term} \eta_{mT} \eta_{mC} \eta_A = 0.3688$$

3 Caratteristiche del modulo con ciclo rigenerativo e compressione inter-refrigerata

Le figure che seguono riassumono i dati caratteristici di esercizio di una linea di tubi ricevitori di lunghezza 200 m (due collettori di lunghezza 100 m, connessi in serie). I dati sono stati calcolati assumendo le condizioni al contorno che si riferiscono ai gruppi B1 e B2 in [Figura 2-2](#):

- Rendimento ottico dei collettori solari $\eta_{opt} = 0.73688$
- Pressione nella sezione d'ingresso 100 bar
- Temperatura di ingresso dell'aria nel primo collettore $251 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Temperatura di uscita dell'aria dal secondo collettore $560 \text{ } ^\circ\text{C}$

Questi dati permettono di valutare l'energia elettrica producibile e la potenza termica accumulabile nelle ore della giornata in cui è disponibile una ANI modificata (ANI_m , tiene conto del coseno dell'angolo di incidenza della radiazione solare modificato, delle perdite ottiche alle estremità dei collettori e dell'ombreggiamento in condizioni di sole basso), tale che sia $ANI_m \geq 200 \text{ W m}^{-2}$.

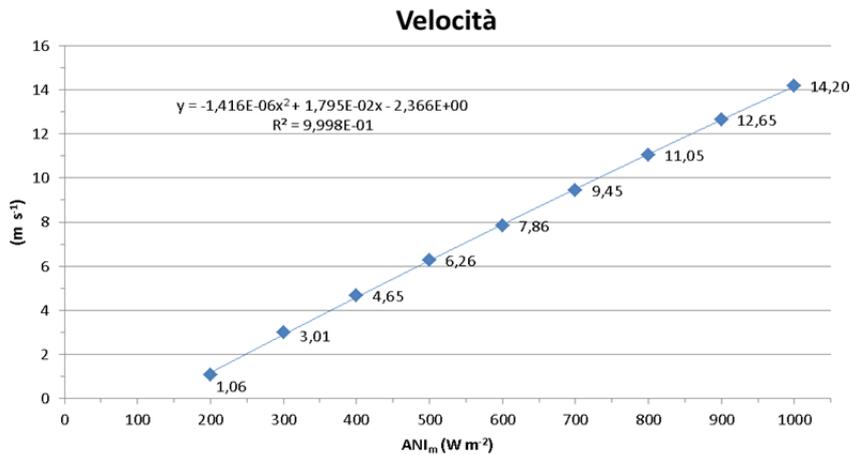


Figura 3-1 – Velocità dell'aria nei tubi ricevitori

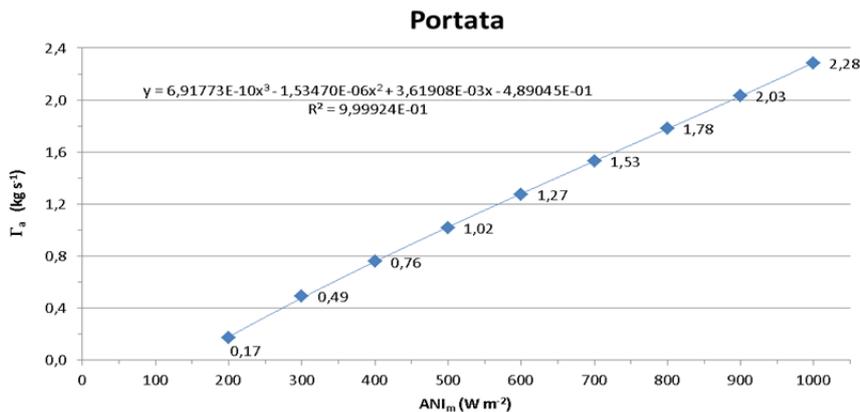


Figura 3-2 – Portata d'aria nei tubi ricevitori

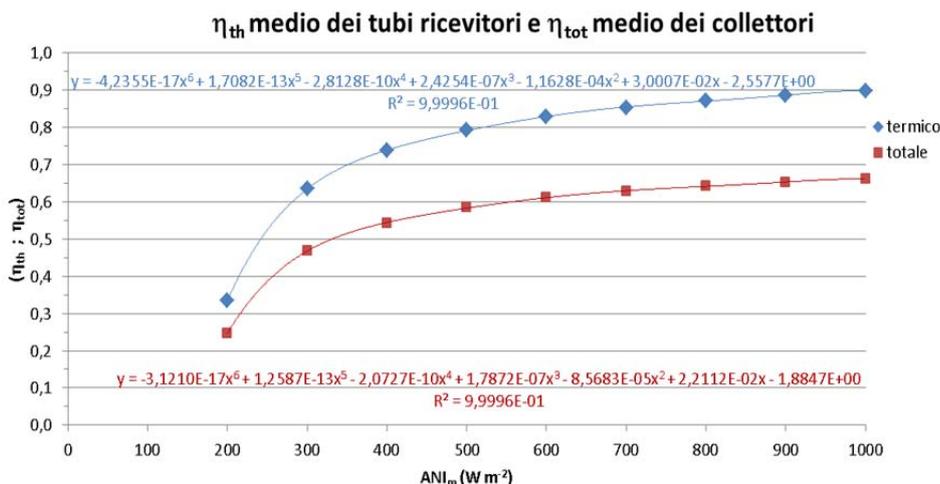


Figura 3-3 – Rendimento termico medio dei tubi ricevitori e rendimento totale medio dei collettori

Dai dati di Figura 3-2 e Figura 3-3, è possibile risalire alla potenza termica raccolta in funzione della ANI, mostrata nella figura seguente.

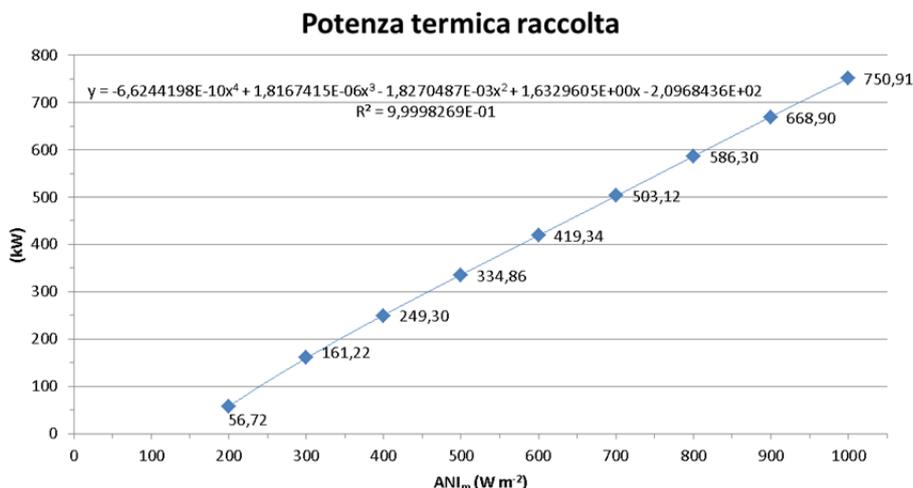


Figura 3-4 – Potenza termica raccolta nella linea di lunghezza 200 m

La temperatura massima del coating cermet in funzione della ANI è riportata in Figura 3-5.

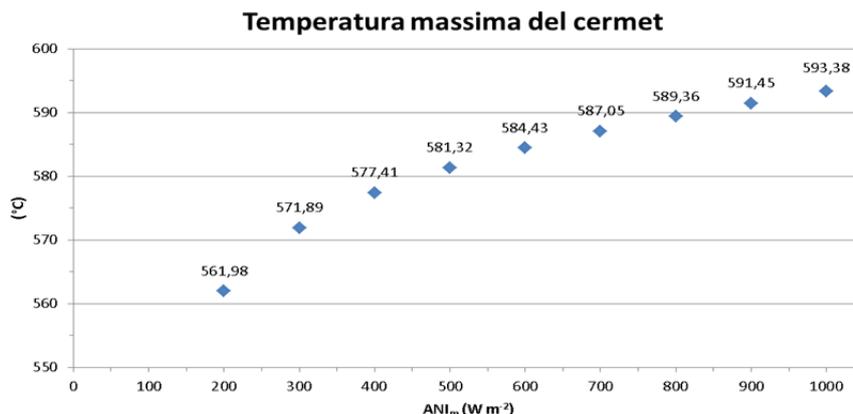


Figura 3-5 – Temperatura massima dell’ultimo tubo d’acciaio della linea di ricevitori

Nelle condizioni normali di esercizio la portata dell’aria compressa deve essere regolata in modo che la temperatura massima nelle linee di tubi ricevitori dei gruppi B1 e B2 sia inferiore al valore critico per il danneggiamento del cermet ($\cong 600\text{ }^{\circ}\text{C}$). Considerando la relazione che lega la potenza termica raccolta

alla potenza elettrica:

$$P_e(ANI) = \Gamma_a(ANI)(Q_c + Q_H) / 1000 \eta_{tot} \quad (kWe)$$

e utilizzando il polinomio interpolatore della portata d'aria in funzione della ANI mostrato in [Figura 3-2](#), si ricava la curva della potenza elettrica producibile dal gruppo B2, mostrata nella figura seguente.

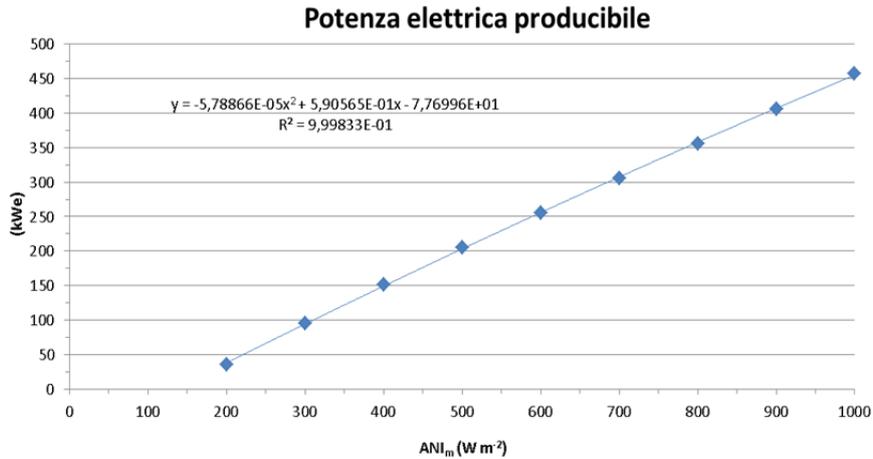


Figura 3-6 – Potenza elettrica producibile dal blocco B2

Per quanto riguarda la valutazione dell'energia termica accumulabile nell'arco di tempo t_c in cui la temperatura di uscita dell'aria da Ea rimane uguale alla temperatura d'ingresso nel campo solare ($251\text{ }^\circ\text{C}$), trascurando le perdite si ha:

$$Q_a = \int_0^{t_c} P(ANI_m, t) dt$$

dove $P(ANI_m, t)$ rappresenta la potenza termica raccolta dai due collettori del gruppo B1 in funzione dell'ANI_m al tempo t .

La curva della potenza termica raccolta con temperatura d'ingresso dell'aria $251\text{ }^\circ\text{C}$ e uscita $560\text{ }^\circ\text{C}$, è mostrata in [Figura 3-4](#), quindi nota la variazione nel tempo della DNI (che dipende dalle condizioni meteorologiche), l'energia termica accumulata in Ea è facilmente controllabile misurando la temperatura dell'aria nella sezione di uscita dell'elemento di accumulo.

Nel momento in cui questa temperatura inizia a salire, si deve commutare la posizione della valvola a tre vie a monte di Ea, per interrompere il flusso d'aria nell'elemento di accumulo e aprire il passaggio dell'aria verso la tubazione di ritorno che alimenta la caldaia. Contemporaneamente i collettori del gruppo B1 devono essere posizionati fuori fuoco.

Successivamente, si deve commutare la posizione della valvola a tre vie a valle di Ea in modo da alimentare direttamente il gruppo B2 e chiudere la valvola a monte di Ea in modo da isolare il gruppo B1.

Quando la radiazione solare scende sotto $\cong 200\text{ W m}^{-2}$, ossia nel momento in cui la temperatura di uscita dell'aria da B2 diviene inferiore alla minima temperatura accettabile in turbina, deve iniziare la produzione di energia elettrica utilizzando il calore accumulato.

Per avviare la fase di scarico dell'elemento di accumulo si deve aprire la valvola a valle di Ea (in modo che l'aria compressa attraversi l'elemento di accumulo) e chiudere la valvola a valle della sezione di uscita del gruppo B2.

4 Modulo del campo solare con ciclo rigenerativo, compressione inter-refrigerata ed espansione frazionata

Il diagramma qualitativo del ciclo termodinamico è schematizzato in [Figura 4-1](#), con $T_3 = 560\text{ }^\circ\text{C}$ e $P_3 = 100\text{ bar}$.

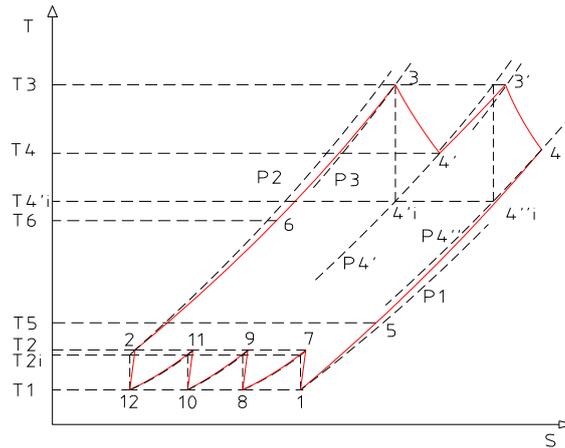


Figura 4-1 – Diagramma qualitativo del ciclo chiuso con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione frazionata

Lo schema concettuale d’impianto è mostrato nella figura seguente:

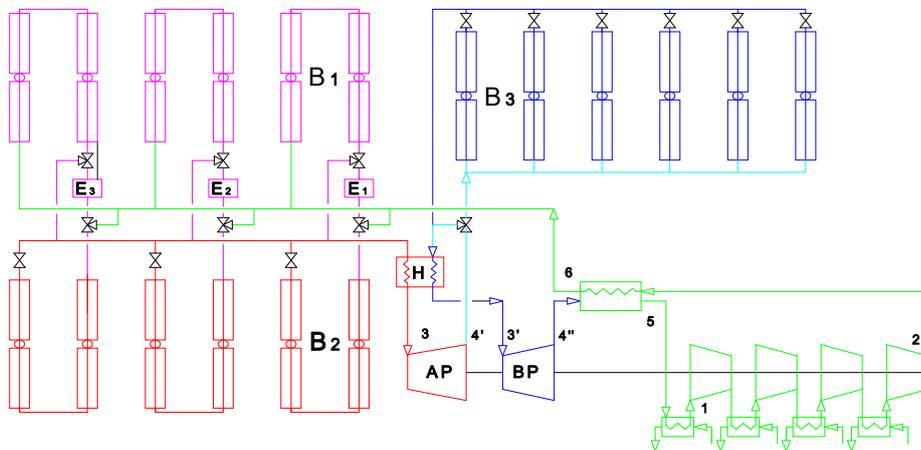


Figura 4-2 – Diagramma qualitativo del ciclo chiuso con rigenerazione

Il modulo di riferimento in **Figura 4-2**, si può immaginare costituito da tre blocchi B1, B2 B3, con B3 composto da due collettori solari di lunghezza 100 m alimentati in parallelo. Questa configurazione è imposta dalla temperatura dell’aria all’uscita della sezione di AP della turbina, che non permette di realizzare il ri-surriscaldamento utilizzando due collettori in serie, perché la temperatura degli tubi ultimi ricevitori sarebbe troppo elevata rispetto al limite imposto dal cermet.

Per le perdite di carico nei tubi ricevitori è necessario aggiungere ai dati riportati in **Tabella 1** il coefficiente di caduta di pressione nel loop di bassa pressione, pari a $\varphi_{4'-3'} = 1.065$. Gli altri parametri riportati in **Tabella 1**, restano invariati.

Nella sequenza di calcolo che segue si è assunta una pressione d’ingresso al primo stadio del compressore pari a $P_1 = 3.7 \text{ bar}$:

- Pressione all’uscita del compressore (ingresso del rigeneratore):

$$P_2 = P_6 \varphi_R = 102 \text{ bar}$$

- Pressione all’ingresso della turbina:

$$P_3 = \frac{P_6}{\varphi_{B_1} \varphi_{E_d} \varphi_{B_2}} = 94.975 \text{ bar}$$

- Pressione di uscita dell’aria calda dal rigeneratore:

$$P_5 = P_1 \varphi_{5-1} = 3.774 \text{ bar}$$

- Pressione di fine espansione reale in turbina:

$$P_{4''} = P_1 \varphi_{5-1} \varphi_R = 3.84948 \text{ bar}$$

- Rapporto di compressione totale:

$$\beta_t = \frac{P_2}{P_1} = 27.57$$

- Rapporto di compressione del singolo stadio:

$$\beta_i = \beta_t^{0.25} = 2.29$$

- Pressione di compressione isoentropica al primo stadio:

$$P_{7i} = P_8 = \beta_i \cdot P_1 = 8.47815 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al primo stadio (maggiore rispetto a P_{7i} per le perdite di pressione nel tratto 7–8) :

$$P_7 = P_{7i} \cdot \varphi_i = 8.64772 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione isoentropica al secondo stadio:

$$P_{9i} = P_{10} = \beta_i \cdot P_8 = 19.42678 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al secondo stadio (maggiore rispetto a P_{9i} per le perdite di pressione nel tratto 9–10)

$$P_9 = P_{9i} \cdot \varphi_i = 19.81532 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione isoentropica al terzo stadio:

$$P_{11i} = P_{12} = \beta_i \cdot P_{10} = 44.5144 \text{ bar}$$

- Pressione di compressione effettiva al terzo stadio (maggiore rispetto a P_{11i} per le perdite di pressione che si hanno durante l'inter-refrigerazione che avviene nel tratto 11–12) :

$$P_{11} = P_{11i} \cdot \varphi_i = 45.40469 \text{ bar}$$

- Temperatura finale di compressione isoentropica:

$$T_{7i} = T_{9i} = T_{11i} = T_{2i} = (T_1 + 273) \beta_i^{\frac{K_a - 1}{K_a}} - 273 = 98.32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Temperature finale di compressione reale:

$$T_7 = T_9 = T_{11} = T_2 \cong T_1 + \frac{(T_{7i} - T_1)}{\eta_c} = 112.14609 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Rapporto di espansione totale in turbina:

$$\gamma_t = \frac{P_3}{P_{4''}} = 24.672$$

- Rapporto di espansione del singolo stadio della turbina:

$$\gamma_i = \gamma_t^{0.5} = 4.967$$

- Pressione di fine espansione del primo stadio della turbina (pressione di ri-surriscaldamento):

$$P_{4'} = \frac{P_3}{\gamma_i} = 19.12086 \text{ bar}$$

- Pressione di uscita dell'aria dal loop di ri-surriscaldamento:

$$P_{3'} = \frac{P_{4'}}{\varphi_{4'-3'}} = 17.98764 \text{ bar}$$

- Temperatura di fine espansione ideale dell'aria nel primo stadio della turbina:

$$T_{4'i} = (T_3 + 273) \gamma_i^{\frac{K_a - 1}{K_a}} - 273 = 253.93 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- La temperatura di fine espansione reale dell'aria in turbina (temperatura di ingresso per il ri-surriscaldamento) si calcola per sostituzioni successive a dal seguente valore di $T_{4'}$,

$$T_{4'} \cong T_3 - \eta_T (T_3 - T_{4'i}) = 287.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

che deve essere sostituito nell'equazione che segue, da risolvere per sostituzioni successive

$$T_{4'} = T_3 - \eta_T \frac{c_p \left(\frac{T_3 + T_{4'i}}{2} \right)}{c_p \left(\frac{T_3 + T_{4'}}{2} \right)} (T_3 - T_{4'i}) = 288,55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Temperatura di fine espansione dell'aria in turbina:

$$T_{4''} \cong T_{4'}$$

- Temperatura di uscita dell'aria calda dal rigeneratore:

$$T_5 = T_{4''} - \varepsilon_R (T_{4''} - T_2) = 156.25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Temperatura di ingresso dell'aria ad alta pressione nel campo solare (uscita dal rigeneratore):

$$T_6 = T_2 + \varepsilon_R (T_{4''} - T_2) = 244.45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La figura seguente mostra lo schema riepilogativo d'impianto, con i dati di pressione e temperatura.

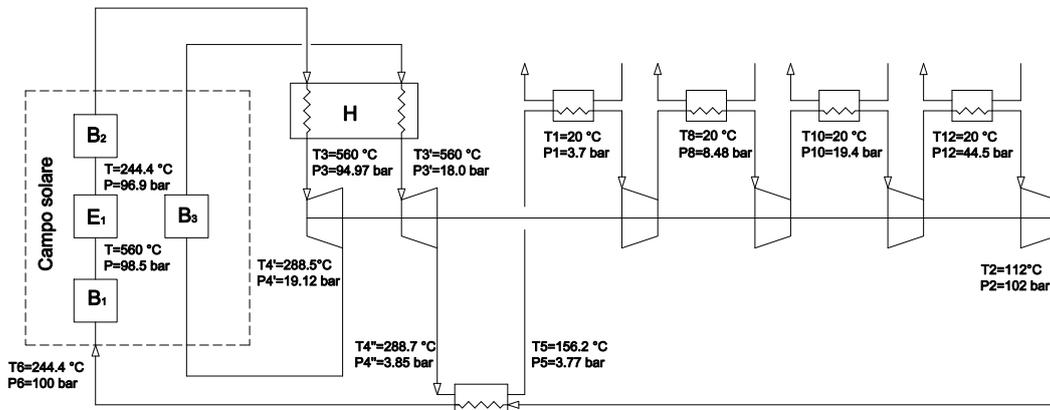


Figura 4-3 – Schema d'impianto a ciclo chiuso con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione frazionata in turbina con riscaldamento ripetuto

- Energia specifica fornita dal fluido nella espansione in turbina:

$$L_T = 2\eta_T \int_{T_{4'i}}^{T_3} c_p (T) dT = 580492.49 \text{ } J \text{ } kg^{-1}$$

- Energia specifica fornita al fluido dal compressore:

$$L_C = \frac{4}{\eta_C} \int_{T_i}^{T_{4'i}} c_p (T) dT = 370421.93 \text{ } J \text{ } kg^{-1}$$

- Energia specifica fornita al fluido dal compressore per il ri-surriscaldamento:

Tenendo conto che la densità media dell'aria nell'intervallo di temperatura di ri-surriscaldamento è pari a circa $\bar{\rho}_a = 9.84343 \text{ } Kg \text{ } m^{-3}$, l'energia specifica che deve fornire il compressore per il ri-surriscaldamento è la seguente:

$$L_{Cs} = \frac{1}{\eta_C} \frac{P_{4'} - P_{3'}}{\bar{\rho}_a} 101325 = 13735.73 \text{ } J \text{ } kg^{-1}$$

- Energia termica specifica complessivamente assorbita dall'aria:

$$Q = \int_{T_6}^{T_3} c_p (T) dT + \int_{T_{4'}}^{T_3} c_p (T) dT = Q_{ap} + Q_{bp} = 335905.79 + 290247,01 = 626152.8 \text{ } J \text{ } kg^{-1}$$

- Rendimento del ciclo termodinamico:

$$\eta_{ciclo} = \frac{L_T - (L_C + L_{Cs})}{Q} = 0.3135$$

- Rendimento totale del ciclo:

$$\eta_{tot} = \eta_{ciclo} \eta_{mT} \eta_{mC} \eta_a = 0.2921$$

Il rendimento totale del ciclo termodinamico è inferiore rispetto al valore calcolato per il ciclo senza espansione frazionata. Ciò è dovuto al fatto che in questo caso la temperatura T_3 di ingresso in turbina è più bassa e non può essere aumentata ulteriormente, perché la temperatura degli ultimi tubi assorbitori dei collettori di ri-surriscaldamento raggiungerebbe un valore massimo maggiore di 600 °C (come sarà mostrato nel paragrafo successivo). Questa condizione limita l'esercizio della caldaia alla sola funzione di compensare la variazione meteorologica della radiazione solare, ossia la caldaia non può contribuire a migliorare il rendimento del ciclo termodinamico.

5 Caratteristiche del modulo con ciclo rigenerativo, compressione inter-refrigerata ed espansione frazionata

Le figure che seguono mostrano i dati caratteristici di esercizio di una linea di tubi ricevitori ad alta pressione (blocchi B1 e B2 di **Figura 4-2**), utili per valutare l'energia elettrica producibile e la potenza termica accumulabile quando la ANI_m è $\geq 200 \text{ W m}^{-2}$, assumendo:

- Rendimento ottico dei collettori solari $\eta_{opt} = 0.73688$
- Pressione nella sezione d'ingresso 100 bar
- Temperatura di ingresso dell'aria nel primo collettore 244 °C
- Temperatura di uscita dell'aria dal secondo collettore 560 °C

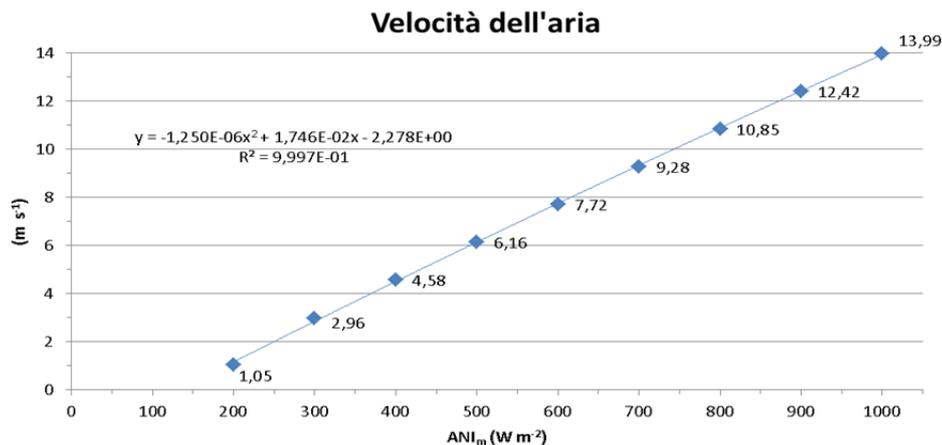


Figura 5-1 – Velocità dell'aria nei tubi ricevitori

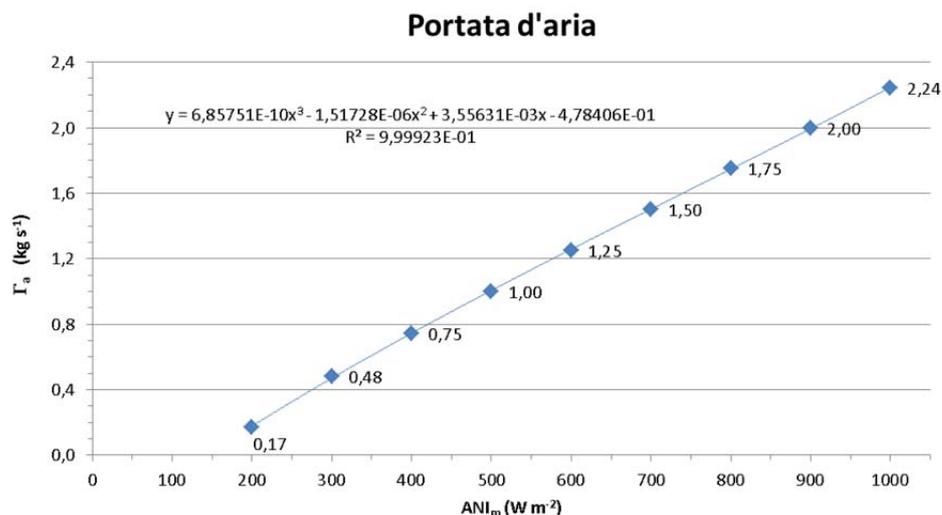


Figura 5-2 – Portata d'aria nei tubi ricevitori

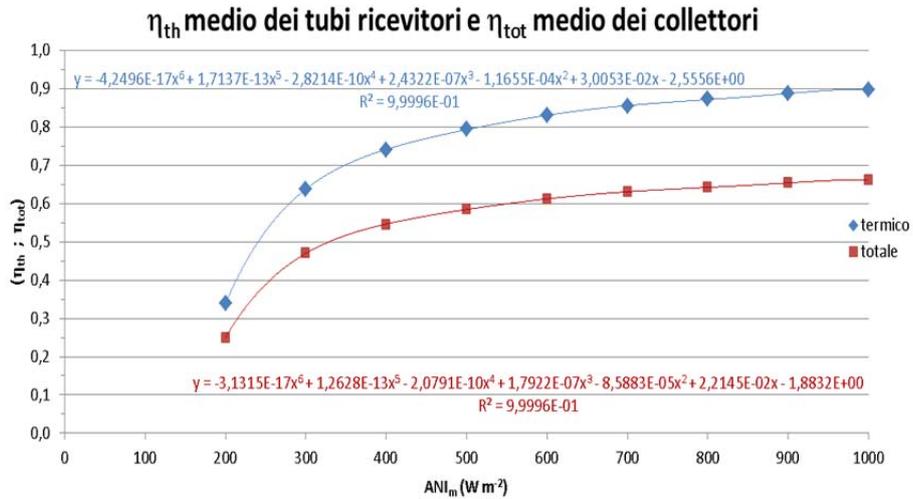


Figura 5-3 – Rendimento termico dei tubi ricevitori e rendimento totale dei collettori dei gruppi B1 e B2

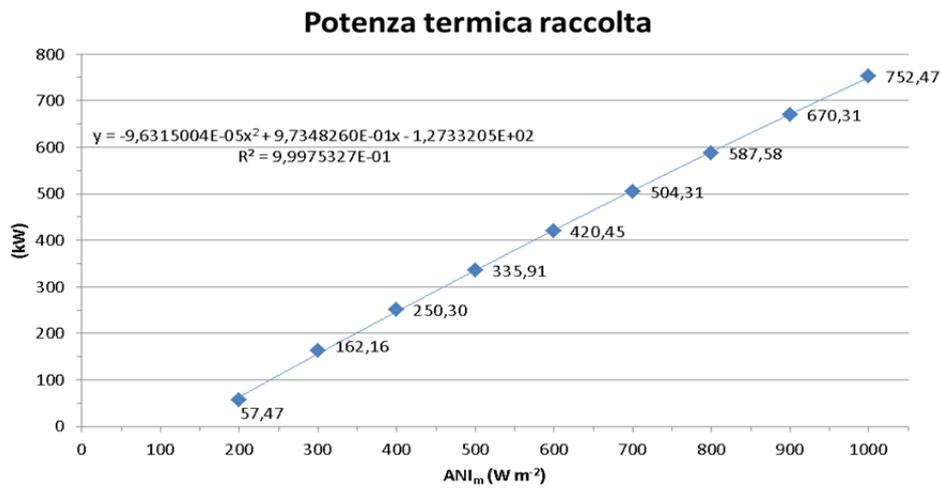


Figura 5-4 – Potenza termica raccolta da ogn'uno dei blocchi B1 e B2

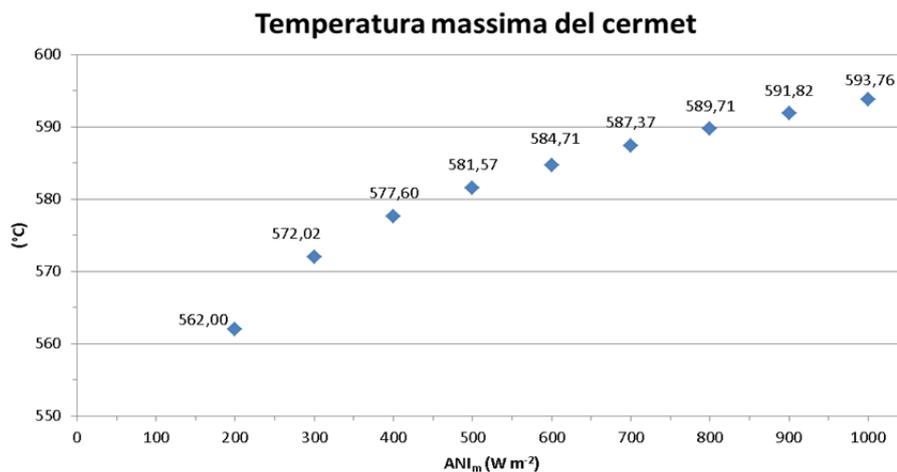


Figura 5-5 – Temperatura massima dei tubi d'acciaio in AP

Le figure che seguono mostrano gli andamenti delle grandezze caratteristiche dei due collettori del gruppo B3 (in parallelo), che hanno la funzione di realizzare il ri-surriscaldamento dell'aria a 560 °C, con una temperatura d'ingresso circa 289 °C e pressione 19 bar .

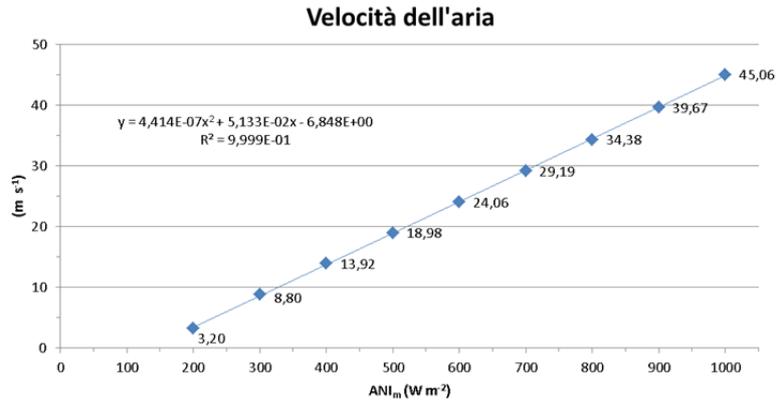


Figura 5-6 – Velocità dell'aria nei tubi d'acciaio in BP

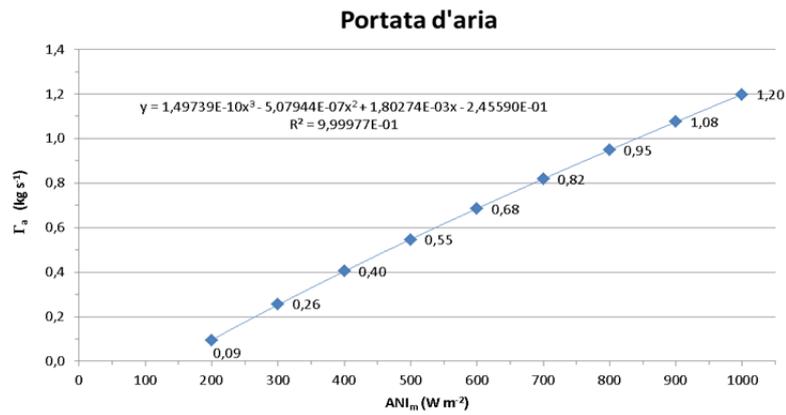


Figura 5-7 – Portata d'aria nei collettori solari di BP

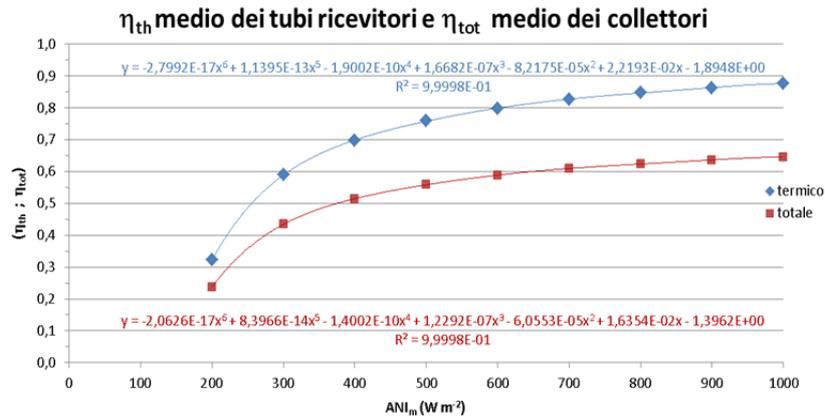


Figura 5-8 – Portata d'aria nei collettori solari di BP

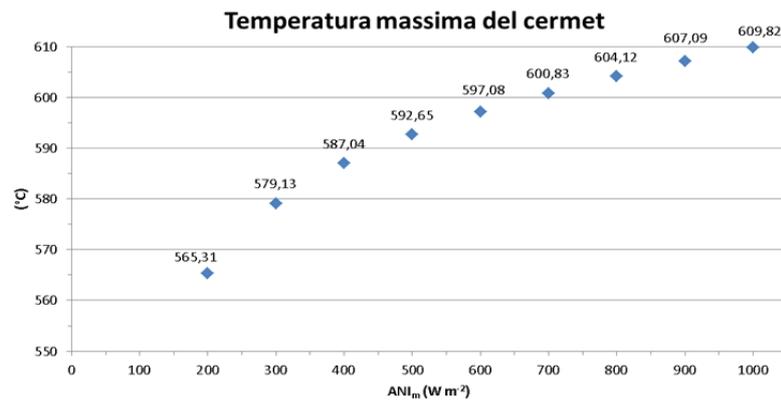


Figura 5-9 – Portata d'aria nei collettori solari di BP

Dalla **Figura 5-6** si può notare che per effetto della bassa pressione l'aria nella sezione di uscita dai collettori raggiunge una velocità di circa 45 m s^{-1} , con possibili problemi di vibrazione dei tubi d'acciaio. Dalla **Figura 5-9**, si nota anche che per valori di ANI superiori a $\cong 700 \text{ W m}^{-2}$, la temperatura degli ultimi tubi d'acciaio, è superiore a $600 \text{ }^\circ\text{C}$, con possibile riduzione nel tempo delle caratteristiche foto-termiche del cermet.

Indicando con Γ_{ap} la portata d'aria ad alta pressione e con $\Gamma_{bp} = \frac{\Gamma_{ap}}{2}$ la portata a bassa pressione che alimenta due collettori di B3 in parallelo, la potenza elettrica producibile dal modulo sarebbe:

$$P_e = \frac{(\Gamma_{ap} Q_{ap} + 2\Gamma_{bp} Q_{bp})}{1000} \eta_{tot} \quad (\text{kWe})$$

La figura seguente mostra l'andamento della potenza elettrica producibile in funzione della ANI, calcolata con la relazione precedente.

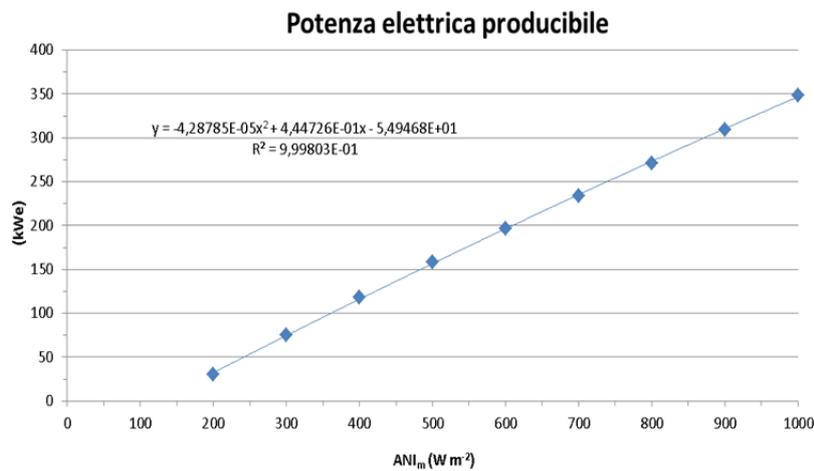


Figura 5-10 – Potenza elettrica producibile dai gruppi B2 e B3 in esercizio

Il confronto tra la curva di **Figura 5-10** e la curva di **Figura 3-6**, dimostra l'importanza della caldaia per incrementare la temperatura dell'aria all'ingresso della turbina e aumentare il rendimento del ciclo termodinamico.

Per quanto riguarda infine l'energia termica accumulabile (nell'intervallo di tempo in cui la temperatura dell'aria che fuoriesce dall'elemento di accumulo rimane uguale alla temperatura d'ingresso nel gruppo B1), la riduzione della temperatura minima del pebble bed (da $251 \text{ }^\circ\text{C}$ a $244 \text{ }^\circ\text{C}$), aumenta leggermente la quantità di calore accumulabile e quindi l'energia elettrica producibile.

6 Definizione del modulo di riferimento per un impianto solare di piccola taglia

Dal confronto dei rendimenti termodinamici determinati per le due possibili configurazioni del modulo del campo solare e considerate le criticità evidenziate dall'analisi del ciclo termodinamico con espansione frazionata in turbina (elevata velocità dell'aria nei collettori solari a bassa pressione e temperatura massima del cermet superiore a $600 \text{ }^\circ\text{C}$), la configurazione del modulo che si ritiene più efficiente, flessibile e affidabile, è quella con espansione singola schematizzata in **Figura 2-2**.

7 Elemento di accumulo di calore con materiale solido

L'elemento di accumulo è costituito da uno scambiatore di calore con 9 tubi a U, in cui sono stivate sfere di allumina di diametro medio circa 6 mm , che accumulano il calore trasferito dall'aria compressa all'interno dei tubi. Il diametro interno dei tubi ad U è 350 mm, la lunghezza è 30 m. Il materiale di riferimento per la fabbricazione è l'acciaio P91 (9% Cr, 1% Mo).

In fase di caricamento l'aria calda sposta il fronte di massima temperatura del materiale ceramico lungo l'asse dei tubi e raggiunge la sezione di uscita in un intervallo di tempo che diminuisce progressivamente, a causa della riduzione di densità e del conseguente aumento di velocità, dovuto al progressivo aumento di temperatura media del materiale ceramico.

Il recupero dell'energia termica accumulata si realizza invertendo il verso del flusso dell'aria nei tubi a U, ossia, l'aria a temperatura più bassa rispetto al ceramico, si riscalda attraversando lo scambiatore in verso opposto rispetto al verso di percorrenza che ha avuto durante il processo di accumulo di calore.

Il modello di scambio termico tra aria compressa e materiale ceramico è basato sulle seguenti ipotesi:

- Si considerano condizioni stazionarie di portata in massa, temperatura e pressione dell'aria, nella sezione d'ingresso al sistema di accumulo
- Si trascura lo scambio termico per conduzione nei punti di contatto tra gli elementi sferoidali e quindi si trascura lo scambio termico per conduzione radiale e assiale nel materiale ceramico
- Si trascura lo scambio termico tra la parete esterna del tubo d'acciaio e il terreno (sistema adiabatico)
- Si trascura lo scambio termico per irraggiamento nel *pebble bed*

L'equazione che descrive lo scambio termico per convezione forzata tra l'aria e la superficie del *pebble bed*, nella sezione x , all'istante t , è la seguente :

$$V_s \rho_s (T_s) c_{ps} (T_s) \frac{dT_s}{dt} = S_s h (T_a - T_s) \quad (7.1)$$

Dove:

V_s : Volume medio di un elemento sferoidale (m^3)

S_s : Superficie esterna di un elemento sferoidale (m^2)

$T_s(t)$: Temperatura degli elementi sferoidali nella sezione x ($^{\circ}C$)

$T_a(t)$: Temperatura dell'aria nella sezione x ($^{\circ}C$)

$\rho_s (T_s)$: Densità del materiale ceramico ($kg\ m^{-3}$)

$c_{ps} (T_s)$: Calore specifico del materiale ceramico ($J\ kg^{-1}\ ^{\circ}C^{-1}$)

h : Coefficiente di scambio termico per convezione ($W\ m^{-2}\ ^{\circ}C$)

L'equazione precedente è basata sull'ipotesi che il gradiente di temperatura all'interno degli elementi sferoidali sia trascurabile. Questa assunzione è valida quando è verificata la condizione seguente:

$$Bi = \frac{hV_s}{S_s K_s} = \frac{hd_s}{6K_s} < 0.1$$

Dove:

Bi : Modulo di Biot (adimensionale)

d_s : Diametro medio degli sferoidi (m)

K_s : Conducibilità termica del materiale ceramico ($W m^{-1} °C^{-1}$)

La seconda equazione necessaria per valutare le temperature nell'aria e nel materiale ceramico in funzione del tempo nella sezione x , è la seguente:

$$(1-\varepsilon)\pi\frac{d_i^2}{4}dx\rho_s(T_s)c_{ps}(T_s)\frac{dT_s}{dt} = -\frac{\Gamma}{n}c_{pa}(T_a)dT_a \quad (7.2)$$

Dove:

$\varepsilon = 1 - \frac{V_s}{V_t}$: Frazione di vuoto media nel *pebble bed*, dove V_s è il volume totale del materiale ceramico e

$V_t = V_s + V_v$ è il volume totale del tubo di contenimento (con V_v volume vuoto). Per un *pebble bed* con elementi sferoidali di diametro medio 5 mm si può assumere $\varepsilon \cong 0.4$

d_i : Diametro interno dei tubi che contengono il materiale ceramico (m)

Γ : Portata d'aria di una stringa di collettori del campo solare ($kg s^{-1}$)

n : Numero di tubi ad U che costituiscono l'elemento di accumulo

Tenendo conto che la portata d'aria che attraversa l'elemento di accumulo è costante per ipotesi, la velocità nella generica sezione x è definita dalla relazione seguente:

$$u(t) = \frac{d_r^2 \rho_a(T_{r,out}) u_{r,out}}{n d_i^2 \varepsilon \rho_g(T_g(t))}$$

Dove:

d_r : Diametro interno del tubo assorbitore di energia solare (m)

$T_{r,out}$: Temperatura dell'aria nella sezione di uscita dall'ultimo tubo ricevitore della stringa ($°C$)

$u_{r,out}$: Velocità dell'aria nella sezione di uscita dall'ultimo tubo ricevitore della stringa ($m s^{-1}$)

Dalla (7.1) si ottiene:

$$dT_s = \frac{6h}{d_s \rho_s(T_s) c_{ps}(T_s)} (T_g - T_s) dt \quad (7.3)$$

Dalla (7.2):

$$dT_g = -\frac{3h(1-\varepsilon)\rho_s(T_s)c_{ps}(T_s)}{\varepsilon\rho_g(T_g)c_{pg}(T_g)} dT_s \quad (7.4)$$

Sostituendo la (7.4) nella (7.3):

$$dT_g = -\frac{6h(1-\varepsilon)}{\varepsilon d_s \rho_g(T_g) c_{pg}(T_g)} (T_g - T_s) dt \quad (7.5)$$

Quindi:

$$dT_g - dT_s = d(T_g - T_s) = -\frac{6}{d_s} h \left[\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon \rho_g(T_g) c_{pg}(T_g)} + \frac{1}{\rho_s(T_s) c_{ps}(T_s)} \right] (T_g - T_s) dt \quad (7.6)$$

Integrando tra t e $t + \Delta t$ si ottiene:

$$\ln \frac{T_g(t + \Delta t) - T_s(t + \Delta t)}{T_g(t) - T_s(t)} = e^{-f(t)\Delta t}$$

dove:

$$f(t) = \frac{6}{d_s} h \left[\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon \rho_g(T_g) c_{pg}(T_g)} + \frac{1}{\rho_s(T_s) c_{ps}(T_s)} \right]$$

e quindi:

$$T_g(t + \Delta t) = T_s(t + \Delta t) + [T_g(t) - T_s(t)] e^{-f(t)\Delta t} \quad (7.7)$$

Dalla (7.6):

$$(T_g - T_s) dt = -\frac{1}{f(t)} (dT_g - dT_s)$$

Sostituendo la relazione precedente nella (7.3) e sviluppando si ottiene:

$$T_s(t + \Delta t) = T_s(t) - \frac{1}{d_s \rho_s(T_s) c_{ps}(T_s) f(t) - 6h} [T_g(t + \Delta t) - T_g(t)] \quad (7.8)$$

Il sistema di equazioni (7.7) e (7.8), deve essere risolto considerando le condizioni iniziali e al contorno:

$$T_s(x, t = 0) = \text{costante}$$

$$T_a(x = 0, t) = \text{costante} ; P_a(x = 0, t) = \text{costante}$$

Il calcolo delle temperature dell'aria e del materiale ceramico è effettuato per iterazioni successive, partendo da una distribuzione iniziale di pressione nel *pebble bed* calcolata con aria a 100 bar e temperatura ambiente.

Il metodo risolutivo del sistema di equazioni segue il punto di vista Euleriano, perché è basato su due loop nidificati, il loop esterno è relativo al tempo di calcolo, il loop interno alla posizione x degli elementi della discretizzazione del *pebble bed*.

Ad ogni istante t , sono calcolate le grandezze termiche e fluidodinamiche in tutti gli elementi della discretizzazione. All'istante $t + \Delta t$ i valori calcolati all'istante t sono dati di input per il calcolo successivo. In particolare, i dati relativi all'aria sono utilizzati per i calcoli di scambio termico, velocità, pressione e tempo di passaggio dell'aria, dall'elemento in posizione $x + \Delta x$ alla posizione $x + 2\Delta x$.

Il tempo di passaggio dell'aria da una posizione all'altra della discretizzazione è diverso da punto a punto, (perché la temperatura nelle celle non è la stessa e varia nel tempo), quindi per ogni intervallo temporale deve essere valutato un tempo medio di flusso dell'aria nel *pebble bed* (tempo di transito), dato dal seguente rapporto:

$$t_{tr,j} = \frac{\sum_{i=1}^n E_{a_j,i}}{\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{j,i}}$$

Dove:

$E_{a_j,i} = -\varepsilon \pi \frac{d_i^2}{4} \Delta x \rho_a(T_{a_j,i}) c_{pa}(T_{a_j,i}) \Delta T_{a_j,i}$: energia ceduta dall'aria al materiale ceramico nell' i -esima cella

$\dot{Q}_i = -\frac{\Gamma}{n} c_{pa}(T_{a_i}) \Delta T_{a_i}$: potenza termica scambiata dall'aria nella i -esima cella (n è il numero dei tubi ad U in parallelo)

Il tempo impiegato per il caricamento (o lo scarico) dell'elemento di accumulo, è dato dalla sommatoria:

$$t = \sum_{j=1}^n t_{tr,j}$$

8 Dimensionamento dell'elemento di accumulo

Non c'è una regola precisa per valutare la lunghezza di un elemento di accumulo a materiale solido, il dimensionamento deve essere fatto per tentativi, tenendo conto dei dati di soleggiamento medio annuale del sito di riferimento. Per studiare questo problema e validare il programma di calcolo che simula il processo di riempimento del sistema di accumulo in condizioni di esercizio, sono stati utilizzati i dati di DNI media annuale misurati nella provincia di Siracusa, caratterizzata da una densità di energia annuale incidente di circa $1936 \text{ kWh m}^{-2} \text{ y}^{-1}$.

La figura seguente mostra il diagramma a barre della DNI media mensile nelle ore di soleggiamento. Il valore medio annuale è 439.32 W m^{-2} .

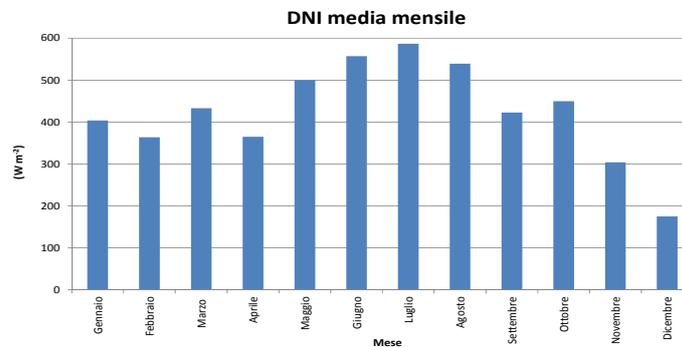


Figura 8-1 – Distribuzione della DNI media mensile

La Figura 8-2 mostra il confronto tra le distribuzioni su scala annuale di DNI e ANI, quest'ultima corretta considerando il coseno dell'angolo di incidenza modificato, l'ombreggiamento dei collettori con Sole basso e la perdita di efficienza ottica alle estremità dei collettori solari.

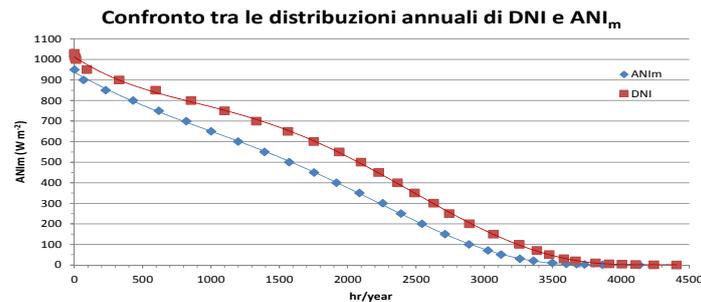


Figura 8-2 - Confronto tra le distribuzioni annuali di DNI e ANI_m

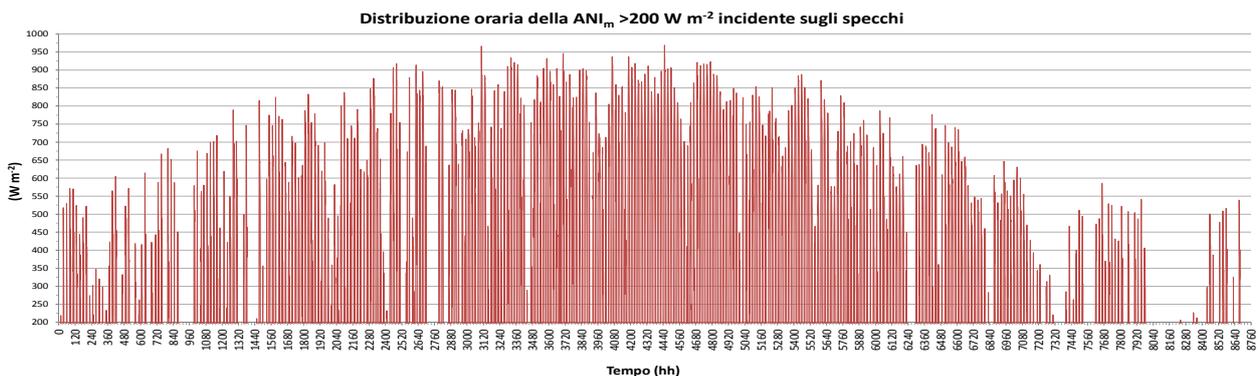


Figura 8-3 - Distribuzione oraria della radiazione solare utilizzabile per la produzione e l'accumulo

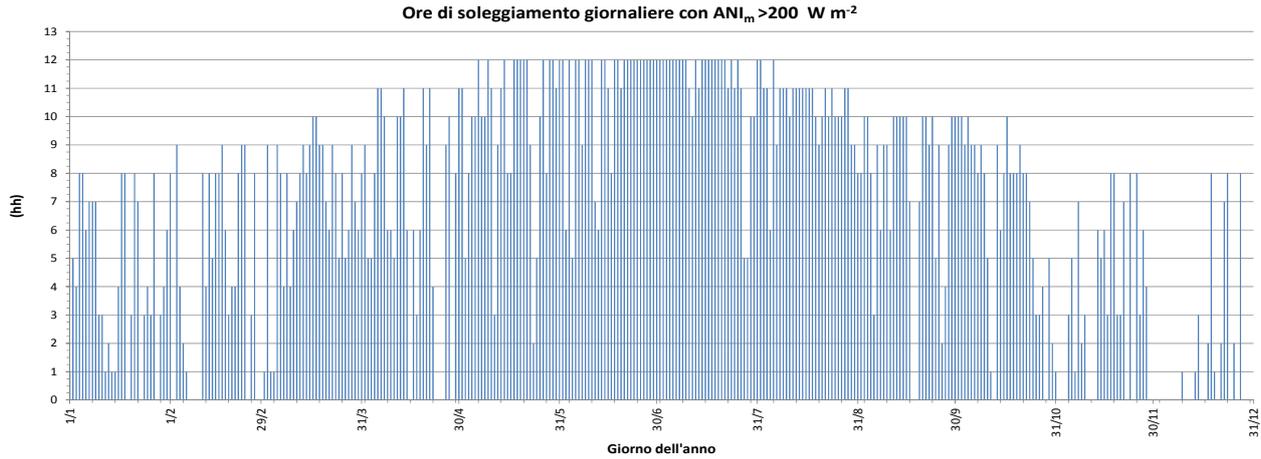


Figura 8-4 - Ore di soleggiamento utili per la produzione e l'accumulo di energia termica

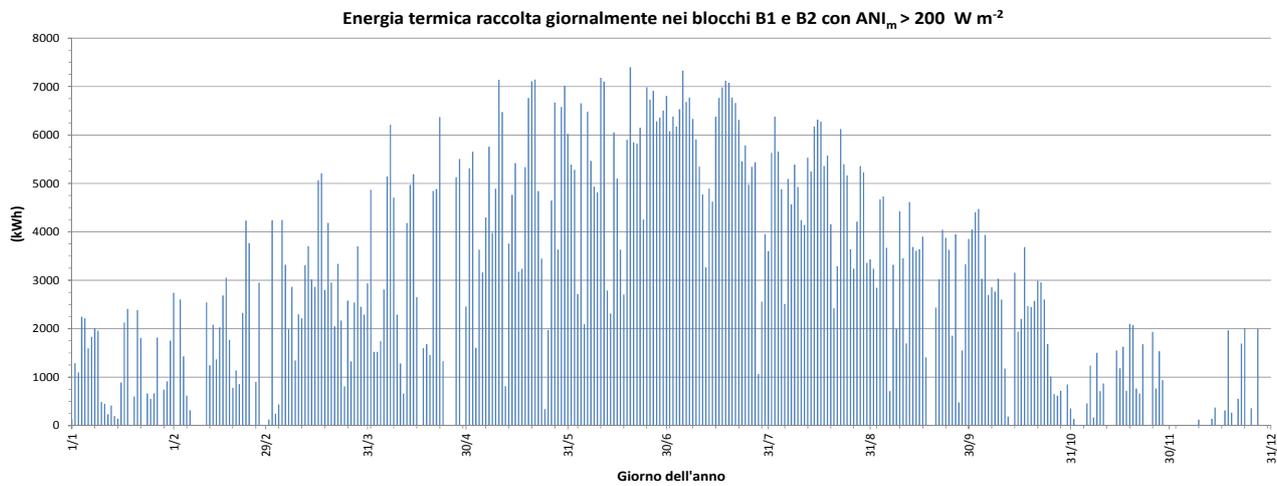


Figura 8-5 - Energia termica raccolta giornalmente da due collettori solari di lunghezza 100 m in serie

Dalla **Figura 8-5** si può notare che la massima energia termica che il gruppo B1 può raccogliere giornalmente da Maggio a Luglio, per l'accumulo e la produzione di energia elettrica in assenza di radiazione solare, è pari a circa *7 MWh*.

La giornata presa in considerazione per valutare la capacità del sistema di accumulo di assorbire energia termica in esercizio è il 5 Luglio, a cui si riferiscono i dati riportati nella figura seguente.

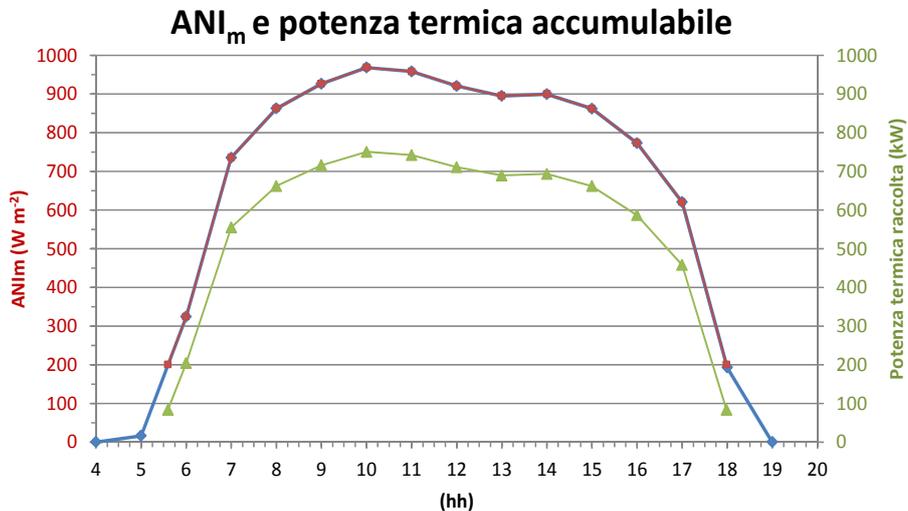


Figura 8-6 - Dati di radiazione e di potenza termica raccolta dai collettori solari del gruppo B1

La curva di potenza termica raccolta mostrata in **Figura 8-6**, è stata ricavata considerando una temperatura di ingresso dell'aria nel primo collettore del gruppo B1 pari a $251\text{ }^{\circ}\text{C}$ e una temperatura di uscita dal secondo collettore di $560\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Trascurando le perdite per scambio termico verso l'ambiente, l'integrale in funzione del tempo della curva di potenza termica raccolta mostrata in **Figura 8-6**, fornisce l'energia termica ceduta dall'aria al materiale ceramico.

La lunghezza dell'elemento di accumulo è stata fissata pari a 30 m dopo diversi tentativi. Una lunghezza maggiore sarebbe necessaria per aumentare la capacità di accumulo del sistema, ma tale possibilità deve essere confermata da prove sperimentali

La figura seguente mostra i risultati delle simulazioni di caricamento di energia termica nell'elemento di accumulo in funzione del tempo.

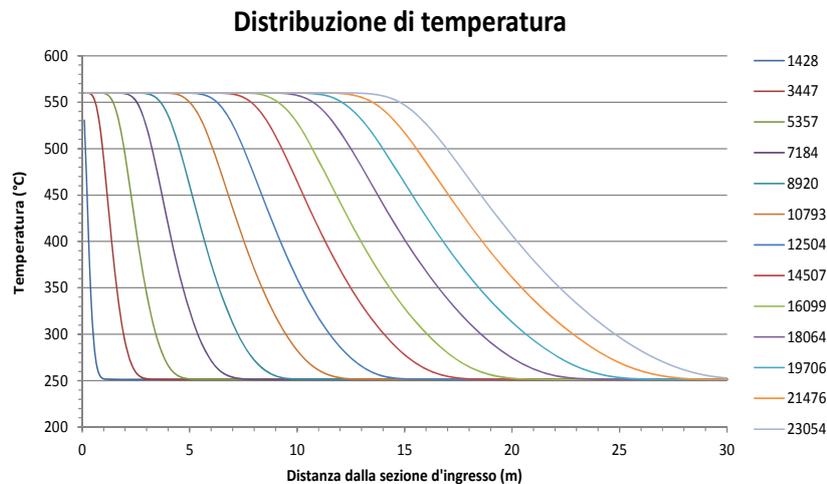


Figura 8-7 – Distribuzione di temperatura durante la fase di caricamento

Il valore medio del rapporto tra energia termica accumulabile (pari al valore dell'integrale della curva di potenza termica raccolta mostrata in **Figura 8-6**, trascurando le perdite) e il calore accumulato calcolato considerando lo scambio termico tra aria calda che entra a $560\text{ }^{\circ}\text{C}$ e materiale ceramico, è pari a circa 0.99 .

L'energia accumulata dopo circa 6.4 ore di esercizio (dallo start-up alle $12:00$ circa), è pari a $1.3524 \cdot 10^{10}\text{ J}$, ossia circa $3,757\text{ MWh}$.

Considerando una portata d'aria di alimentazione del sistema di accumulo di: $\Gamma_a = 1\text{ Kg s}^{-1}$, per la produzione in assenza di radiazione solare, si avrebbe:

- Energia termica specifica assorbita dall'aria nel gruppo di accumulo:

$$Q_{E_a} = \int_{T_{E_a, in}}^{T_{E_a, out}} c_p(T) dT = 329150,871\text{ Jkg}^{-1}$$

dove $T_{a, in} = 251\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{a, out} = 560\text{ }^{\circ}\text{C}$, sono le temperature di ingresso e uscita dell'aria dall'elemento di accumulo

- Energia termica specifica ceduta all'aria dalla caldaia:

$$Q_H = \int_{T_{H, in}}^{T_{H, out}} c_p(T) dT = 213006.8779\text{ Jkg}^{-1}$$

Tenendo conto che il rendimento totale è pari circa 0.3688 , la potenza di produzione sarebbe:

$$P_e = \Gamma_a \frac{(Q_{E_a} + Q_H)}{1000} \eta_{tot} = 200\text{ (kWe)}$$

Per un periodo di produzione di:

$$t_p = \frac{1.3524 \cdot 10^{10}}{\Gamma_a (Q_{E_a} + Q_H) 3600} = 6.9 \text{ hr}$$

Tale periodo si ridurrebbe a circa 3.5 hr , nel caso in cui la produzione si realizzasse alla potenza di picco di $\cong 400 \text{ KWe}$, con $\Gamma_a \cong 2 \text{ Kg s}^{-1}$.

Nelle figure seguenti sono mostrate le curve delle grandezze caratteristiche dell'aria in funzione del tempo.

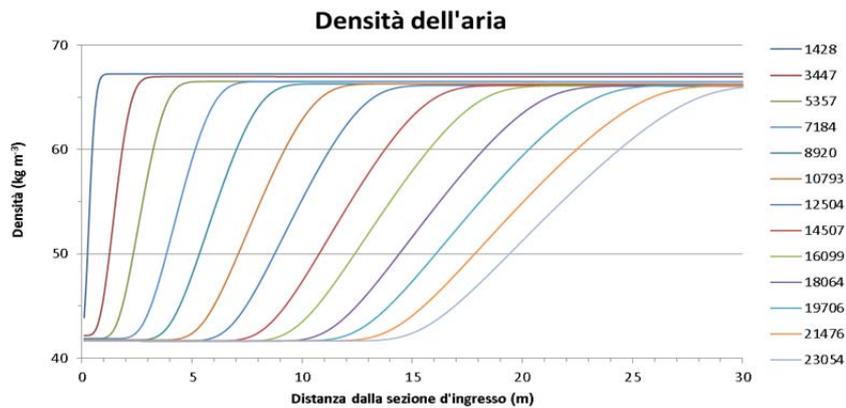


Figura 8-8 - Densità dell'aria lungo l'asse in funzione del tempo

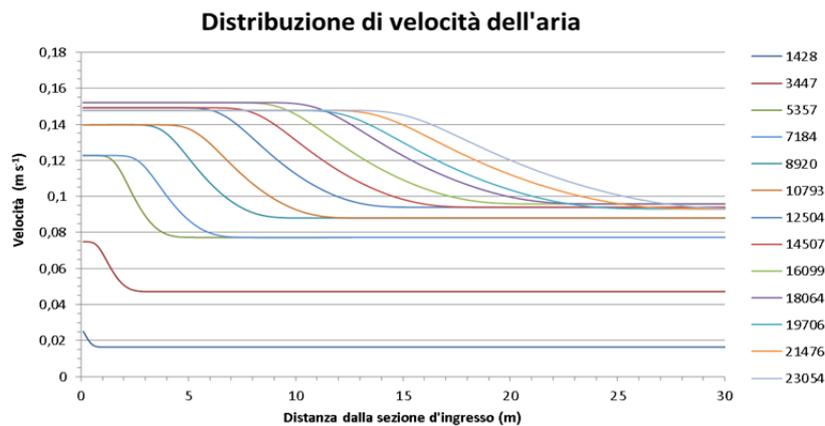


Figura 8-9 - Distribuzione della velocità dell'aria lungo l'asse in funzione del tempo

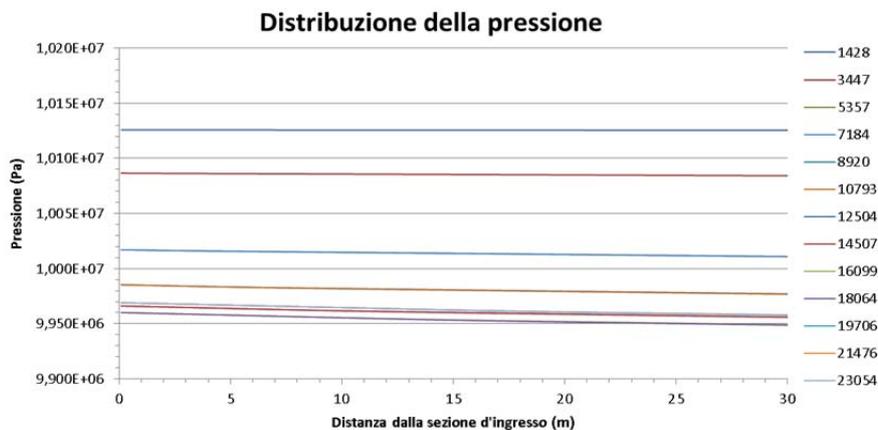


Figura 8-10 - Distribuzione della pressione lungo l'asse in funzione del tempo

Le curve precedenti vanno esaminate tenendo conto che al variare della radiazione solare varia anche la portata dell'aria compressa che alimenta il gruppo B1 (Figura 2-2), regolata in modo che la temperatura

massima dell'ultimo tubo ricevitore debba essere sempre $<600\text{ }^{\circ}\text{C}$, quindi la densità dell'aria non cambia molto (perché la temperatura è fissata), ma la velocità aumenta, con essa aumentano le perdite di carico e quindi la pressione nella sezione d'ingresso dell'elemento di accumulo si riduce.

9 Conclusioni

Sono state analizzate le condizioni di esercizio dei due moduli di campo solare di riferimento per un impianto ibrido ad alta temperatura che utilizzi aria compressa come fluido termovettore e un sistema di accumulo termico ad alta pressione con materiale ceramico.

La configurazione impiantistica dei due moduli di riferimento è la seguente:

- Impianto a ciclo chiuso con caldaia ausiliaria, scambiatore di calore rigenerativo, compressore inter-refrigerato e turbina a singolo stadio
- Stessa configurazione descritta al punto precedente a cui si aggiunge anche l'espansione frazionata dell'aria in una turbina a due stadi (con ri-surriscaldamento dell'aria nel campo solare tra la prima e la seconda espansione)

Confrontando i rendimenti termodinamici determinati per le due possibili configurazioni del modulo del campo solare e considerate le criticità emerse nell'analisi del ri-surriscaldamento dell'aria a bassa pressione (elevata velocità dell'aria nei collettori solari e temperatura massima del cermet superiore a $600\text{ }^{\circ}\text{C}$), la configurazione del modulo di riferimento che è ritenuta più efficiente e affidabile, è quella con espansione singola dell'aria in turbina.

Nella seconda parte del documento sono descritti i risultati delle simulazioni di accumulo di energia termica realizzato da due collettori solari lineari parabolici, con apertura delle parabole 5.9 m e lunghezza circa 100 m con in serie un elemento di accumulo costituito da 9 tubi ad U connessi in parallelo, con diametro interno 350 mm , lunghezza 30 m . La lunghezza dei tubi ad U è stata valutata per tentativi, con l'obiettivo di raggiungere una capacità di accumulo di circa 4 MWh . Con questa configurazione l'elemento di accumulo permette di produrre energia elettrica a una potenza di 200 kWe per circa 6.9 hr , che si riducono a 3.4 hr , alla massima potenza della turbina (400 kWe).

10 Riferimenti bibliografici

1. A. De Luca, "Valutazione dell'utilizzo di fluidi gassosi per impianti solari termodinamici", Ricerca di Sistema Elettrico, Progetto energia elettrica da fonte solare, Obiettivo Studio di configurazioni impiantistiche alternative, Piano annuale 2012
2. A. De Luca, Tommaso Crescenzi, "Accumulo di calore con materiale solido per impianti solari termodinamici alimentati a fluido gassoso", Ricerca di Sistema Elettrico, Progetto energia elettrica da fonte solare, Obiettivo Studio di configurazioni impiantistiche alternative, Piano annuale 2013
3. E. Achenbach, "Heat and Flow Characteristics of Packed Beds", Experimental Thermal and Fluid Science; 10: 17-27, Elsevier Science Inc, 1995
4. M. Rhodes, "Fluid Flow Through a Packed bed of Particles", Introduction to particle technology, pag. 153-157, John Wiley & Sons, Inc, 2008
5. M. Kaviany, "Fluid Mechanics", Principles of heat transfer in porous media, Second edition, pag. 17-48, Springer-Verlag, 1995