



Ricerca di Sistema elettrico

Accumulo di calore con materiale solido per impianti solari termodinamici alimentati a fluido gassoso

Antonio De Luca, Tommaso Crescenzi

Accumulo di calore con materiale solido per impianti solari termodinamici alimentati a fluido gassoso

Antonio De Luca, Tommaso Crescenzi (ENEA)

Settembre 2014

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2013

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.....	4
1 INTRODUZIONE	5
2 CONFIGURAZIONE DI RIFERIMENTO DELL'IMPIANTO SOLARE	5
3 ELEMENTO DI ACCUMULO DI CALORE CON MATERIALE SOLIDO	6
3.1 MODELLO DI SCAMBIO TERMICO TRA FLUIDO GASSOSO E MATERIALE CERAMICO	8
3.2 METODOLOGIA DI CALCOLO	9
3.3 CARATTERISTICHE DEI MATERIALI	10
3.4 CORRELAZIONI DI SCAMBIO TERMICO	11
3.5 CORRELAZIONE PER IL CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO	13
3.6 PRIMA VALUTAZIONE DELL'EFFICIENZA DI ACCUMULO	14
3.7 SIMULAZIONE DI PRIMO ACCUMULO DI CALORE.....	15
3.8 SIMULAZIONE DI RECUPERO DEL CALORE ACCUMULATO	17
4 CONCLUSIONI.....	19
5 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	20

Indice delle figure

Figura 3-1 Geometria di riferimento dell'elemento di accumulo di calore a materiale solido	7
Figura 3-2 Coefficiente di scambio termico convettivo nel <i>pebble bed</i> : 1) E. Achenbach 2) Equazione (3.8), con $Pr=0.7$, $\epsilon=0.387$	13
Figura 3-3 Distribuzione di temperatura in un <i>pebble bed</i> di lunghezza 20 m in funzione del tempo di accumulo.....	14
Figura 3-4 Distribuzione di pressione dell'aria in un <i>pebble bed</i> di lunghezza 20 m in funzione del tempo di accumulo	14
Figura 3-5 Temperatura del <i>pebble bed</i> durante il primo accumulo di calore, in funzione della posizione e del tempo	15
Figura 3-6 Velocità dell'aria durante il primo accumulo di calore, in funzione della posizione e del tempo.....	16
Figura 3-7 Densità dell'aria durante il primo accumulo di calore, in funzione della posizione e del tempo.....	16
Figura 3-8 Pressione dell'aria durante il primo accumulo di energia nel <i>pebble bed</i>	17
Figura 3-9 Temperatura nel <i>pebble bed</i> al termine del primo accumulo di calore e nella fase iniziale di recupero del calore accumulato	18
Figura 3-10 Densità dell'aria al termine del primo accumulo di calore e nella fase iniziale di recupero del calore accumulato.....	18
Figura 3-11 Velocità dell'aria al termine del primo accumulo di calore e nella fase iniziale di recupero del calore accumulato.....	18
Figura 3-12 Pressione dell'aria al termine del primo accumulo di calore e nella fase iniziale di recupero del calore accumulato.....	19

Sommario

Nella prima fase delle attività di ricerca per definire una soluzione impiantistica innovativa per un impianto solare termodinamico ad alta temperatura, è stata studiata la possibilità di utilizzare un fluido gassoso per alimentare un campo solare a collettori lineari parabolici e produrre energia elettrica con il ciclo termodinamico di Brayton.

Nel documento che riassume i risultati di questa linea di attività^[1], sono state analizzate le prestazioni dei gas potenzialmente utilizzabili per la raccolta di calore solare ad alta temperatura e pressione: CO₂, N₂, He e aria secca (deumidificata).

La scelta del fluido ottimale è stata fatta sulla base di considerazioni tecnico-economiche, che hanno permesso di stabilire che l'aria secca è la soluzione più vantaggiosa per questa applicazione. Sono state successivamente analizzate anche le possibili configurazioni di impianto che permettono di migliorare il rendimento del ciclo termodinamico.

Tenendo conto che per un impianto solare l'accumulo termico è la soluzione impiantistica che permette di dare continuità alla produzione di energia elettrica anche in assenza di radiazione solare, l'obiettivo della seconda fase delle attività di ricerca è valutare la possibilità che per questo tipo di impianti sia possibile utilizzare un sistema di accumulo termico innovativo, basato sull'utilizzo di materiale solido sferoidale (*pebble bed*), contenuto in tubi d'acciaio, per accumulare calore ad alta temperatura e pressione (almeno 550 °C e 80 bar).

Dopo la fase preliminare di definizione della geometria del sistema di accumulo, scelta dei materiali e un primo dimensionamento dei tubi di contenimento del *pebble bed*, è stato sviluppato un modello di scambio termico tra fluido comprimibile e materiale solido, nell'ipotesi che temperatura, pressione e portata in massa dell'aria in ingresso siano costanti.

In questo rapporto sono descritte le equazioni alla base del modello di accumulo termico e la tecnica utilizzata per risolvere il sistema di equazioni differenziali con il metodo delle differenze finite.

L'obiettivo è sviluppare una metodologia di progettazione del sistema di stoccaggio di energia termica, basata sui risultati delle simulazioni dei processi di accumulo e di recupero di calore, per un *pebble bed* di allumina sferoidale con diametro medio 5 mm.

Per avere risultati significativi e sufficientemente approssimati, in tempi brevi, il modello trascura lo scambio termico per conduzione nei punti di contatto tra gli elementi ceramici e quindi anche la perdita di calore per scambio termico con l'ambiente esterno.

La prima serie di simulazioni ha avuto l'obiettivo di determinare l'evoluzione nel tempo della distribuzione di temperatura nel *pebble bed* durante il primo processo di accumulo di energia termica (per circa 7 hr), assumendo una temperatura iniziale del materiale ceramico di 20 °C e una distribuzione di pressione iniziale calcolata simulando il flusso d'aria a 20 °C.

La fase di sviluppo attuale ha l'obiettivo di realizzare la serie di simulazioni che riguarda il recupero del calore accumulato, che deve essere realizzata invertendo il verso di flusso dell'aria che entra nel *pebble bed* a 120 °C.

Queste simulazioni permetteranno di determinare le distribuzioni di calore residuo nel materiale ceramico in funzione del tempo e in particolare, la distribuzione di temperatura iniziale di funzionamento a regime, che si ha quando la temperatura dell'aria nella sezione di uscita dall'elemento di accumulo, raggiunge il valore minimo di accettabilità per l'espansione in turbina.

Le successive simulazioni di accumulo e di recupero di energia termica a partire da questa distribuzione di temperatura, permetteranno di valutare la quantità di calore che è effettivamente utilizzabile per la produzione di energia elettrica e l'efficienza del sistema di accumulo, che è definita dal rapporto tra l'energia termica recuperabile e l'energia termica immagazzinata.

1 Introduzione

Nel paragrafo seguente è mostrata la configurazione del ciclo termodinamico di Brayton nel piano T-S e lo schema a blocchi dell'impianto solare, che riassume la posizione dei principali componenti e indica una possibile soluzione per integrare il sistema di accumulo termico a materiale solido e la caldaia di backup, nell'impianto di produzione.

Nei paragrafi successivi sono descritti i risultati delle attività di sviluppo del modello di calcolo delle grandezze termiche e fluidodinamiche di un sistema di accumulo di calore ad alta temperatura e pressione, basato sull'utilizzo di materiale ceramico come mezzo di accumulo.

L'obiettivo è verificare la possibilità di utilizzare questo sistema di stoccaggio di energia termica, in un impianto solare costituito da stringhe di collettori lineari parabolici alimentati con aria secca.

2 Configurazione di riferimento dell'impianto solare

La figura **Figura 2-1** mostra il diagramma qualitativo del ciclo di Brayton nella configurazione di massimo rendimento, da confrontare con lo schema a blocchi di **Figura 2-2**, relativo al layout dell'impianto solare con accumulo termico a materiale solido.

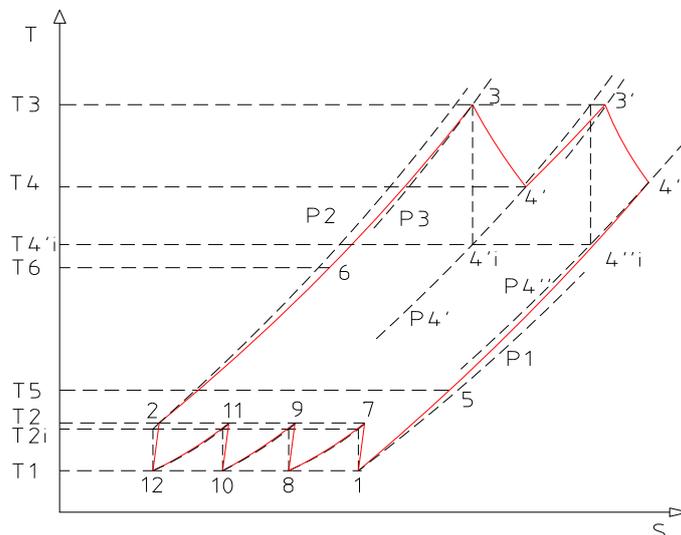


Figura 2-1 - Diagramma qualitativo del ciclo chiuso con rigenerazione, inter-refrigerazione ed espansione frazionata in turbina con riscaldamento ripetuto

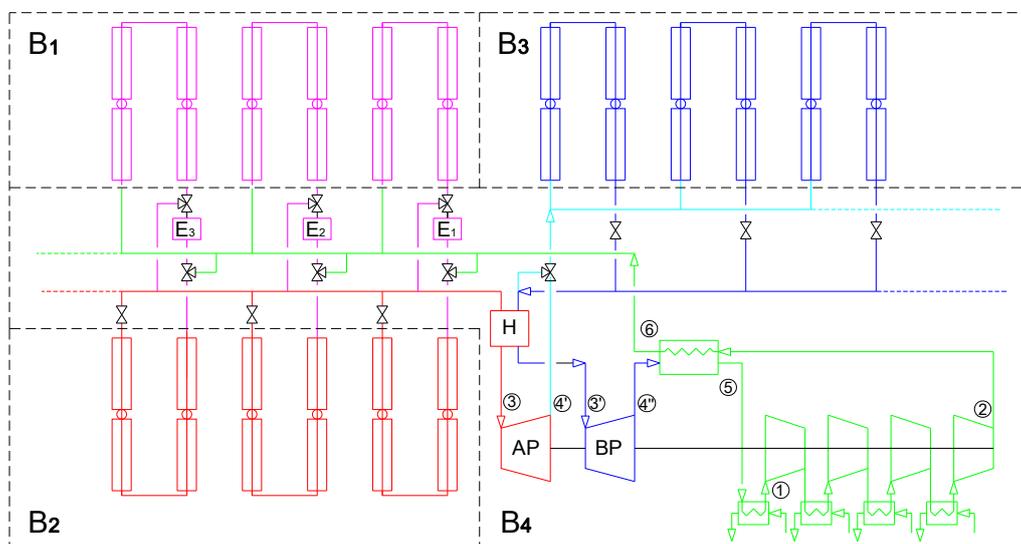


Figura 2-2 - Schema a blocchi dell'impianto solare di riferimento con accumulo a materiale solido

L'impianto solare può essere suddiviso in 4 blocchi:

- B1. Le stringhe di collettori solari che hanno la funzione di accumulare l'energia termica
- B2. Le stringhe che sono alimentate dall'aria che fuoriesce dagli elementi di accumulo, che essendo ad alta pressione (>79 bar), può essere di nuova portata ad almeno 550 °C per espandere nella sezione di AP della turbina e produrre energia elettrica durante le ore di funzionamento diurno dell'impianto
- B3. Le stringhe che riscaldano a 550 °C l'aria che fuoriesce dalla sezione di AP della turbina, per l'espansione nella sezione di BP (blocco del campo solare dedicato al riscaldamento ripetuto)
- B4. Il power block (turbina, scambiatore di calore rigenerativo, compressore inter-refrigerato, caldaia di backup, tubazioni di mandata e ritorno dell'aria compressa)

In **Figura 2-2**, le posizioni degli elementi di accumulo sono indicate con la lettera E. La differenza sostanziale rispetto ad un sistema di accumulo termico convenzionale, è l'assenza dei serbatoi di stoccaggio dei sali fusi, sostituiti da elementi di accumulo a fascio tubiero posizionati nelle sezioni di uscita dell'aria dalle stringhe destinate all'accumulo di energia termica.

Con la lettera H è indicata la caldaia di backup, che deve essere necessariamente integrata nel power block per i seguenti motivi:

- Mantenere costante la temperatura d'ingresso dell'aria in turbina per mantenere in rotazione il gruppo turbina-compressore-alternatore quando la radiazione solare è scarsa o assente
- Migliorare il rendimento totale dell'impianto solare (all'aumentare della temperatura T3 in **Figura 2-1**, aumenta l'area del ciclo di Brayton e quindi aumenta il rendimento termodinamico)
- Migliorare il fattore di utilizzazione (l'impianto potrebbe produrre con continuità anche nel periodo invernale in cui la radiazione solare è scarsa)
- Migliorare l'efficienza del sistema di accumulo

Quest'ultimo punto sarà brevemente descritto nel paragrafo 3.

3 Elemento di accumulo di calore con materiale solido

Fissata la pressione dell'aria nella sezione d'ingresso dell'elemento di accumulo, il diametro interno e lo spessore dei tubi che contengono il materiale ceramico, sono univocamente definiti dalla tensione ammissibile dell'acciaio alla massima temperatura di esercizio (ASME B31.1).

Per garantire la sicurezza strutturale e ridurre i costi di fabbricazione, i tubi che costituiscono l'elemento di accumulo dovrebbero essere realizzati con tre tratti di tubo estruso di acciaio inossidabile, di spessore e diametro standard, saldati tra loro in modo da realizzare una geometria ad U. Il numero dei tubi ad U è definito dalla portata e dalla velocità massima dell'aria nel *pebble bed*, che deve essere dell'ordine di $13\div 20 \text{ cm} \cdot \text{s}^{-1}$, per ridurre le perdite di carico. La scelta di utilizzare tubi ad U è dovuta a due necessità:

- Ridurre al massimo gli ingombri nel campo solare
- Compensare le dilatazioni termiche durante le fasi di carico e scarico dell'energia termica

Secondo la configurazione di riferimento mostrata in **Figura 2-2**, il numero di elementi di accumulo di un impianto di produzione dovrebbe essere uguale al numero di stringhe che riscaldano l'aria da inviare nella sezione di AP della turbina.

Durante la fase di accumulo l'aria compressa a circa 80 bar e a temperatura di almeno 550 °C, è convogliata in elementi di accumulo distribuiti nel campo solare in posizione interrata, per ridurre al minimo le perdite di energia termica verso l'ambiente.

L'aria calda che attraversa l'elemento di accumulo termico, sposta il fronte di massima temperatura del materiale ceramico lungo l'asse dei tubi ad U e raggiunge la sezione di uscita in un intervallo di tempo che diminuisce progressivamente, a causa della riduzione della densità e del conseguente aumento di velocità dell'aria, dovuto al progressivo aumento della temperatura media del materiale ceramico.

Il tempo di transito dell'aria nei tubi ad U è un parametro fondamentale per definire la lunghezza dell'elemento di accumulo in funzione dell'energia termica da accumulare. Quest'ultima dipende però dalle caratteristiche geometriche del sistema di accumulo e dalle proprietà fisiche del materiale ceramico:

- Diametro interno e lunghezza dei tubi che contengono il materiale ceramico
- Diametro medio degli elementi sferoidali e conducibilità termica del materiale ceramico

Quindi la lunghezza dei tubi ad U può essere definita solo per tentativi.

La portata d'aria che durante la fase di accumulo esce dal *pebble bed* ha una temperatura compresa nell'intervallo $120 \div 180 \text{ }^\circ\text{C}$ e una pressione di poco inferiore rispetto a quella d'ingresso (la differenza è di circa 30 kPa) e quindi può essere inviata nel blocco successivo del campo solare per raccogliere la radiazione diretta concentrata ed espandere nella sezione di AP della turbina.

Il recupero del calore accumulato nel *pebble bed* si realizza invertendo il flusso d'aria nei tubi ad U, ossia, l'aria in ingresso a circa $120 \text{ }^\circ\text{C}$, deve riscaldarsi attraversando il materiale ceramico in verso opposto rispetto al verso di percorrenza che ha avuto durante il processo di accumulo di calore. Durante questa fase, lo scambio termico tra ceramico e aria secca, provoca il progressivo spostamento del fronte di alta temperatura del materiale ceramico verso la sezione d'uscita dell'aria (in posizione opposta rispetto a quella avuta durante la fase di accumulo).

Se l'impianto non avesse la caldaia di backup, il recupero di calore si concluderebbe nel momento in cui la temperatura di uscita dell'aria dal *pebble bed* diverrebbe inferiore al valore minimo ammissibile per l'espansione in turbina. La presenza della caldaia elimina questa limitazione, permettendo di sfruttare al massimo il calore accumulato nel materiale ceramico, perché per preriscaldare l'aria che alimenta la caldaia si può utilizzare anche il calore accumulato a temperatura inferiore rispetto al valore fissato per l'espansione in turbina.

Di questo vantaggio è necessario tenere conto per definire la quantità di materiale ceramico da stivare nell'elemento di accumulo, ossia per stabilire la lunghezza e il numero dei tubi ad U. Per definire la lunghezza è necessario anche considerare le perdite di carico dell'aria nel *pebble bed*, che devono essere coerenti con il valore prestabilito della pressione dell'aria nella sezione d'ingresso di AP della turbina.

Tenendo conto di queste considerazioni, si è assunto (dopo diversi tentativi), che l'elemento di accumulo di riferimento sia costituito da un *pebble bed* di allumina sferoidale, stivato in 9 tubi d'acciaio inossidabile AISI 316, di lunghezza 20 m, diametro interno 350 mm e spessore 20 mm. La **Figura 3-1** mostra il disegno di massima di questo elemento.

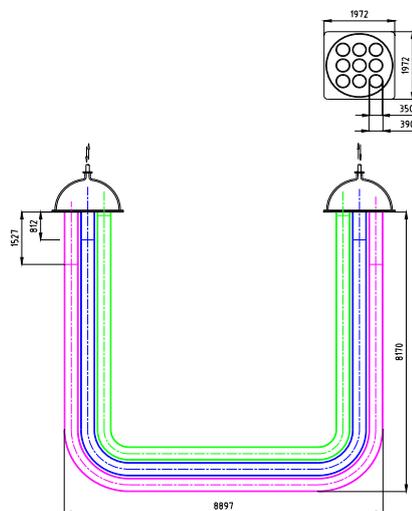


Figura 3-1 - Geometria di riferimento dell'elemento di accumulo di calore a materiale solido

3.1 Modello di scambio termico tra fluido gassoso e materiale ceramico

In questo paragrafo sono descritte le equazioni costitutive di un modello di scambio termico semplificato, basato sulle seguenti ipotesi:

- Si considerano solo condizioni stazionarie di portata in massa, temperatura e pressione, nella sezione d'ingresso dell'aria nel 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*

Assumendo che l'asse di riferimento di un tubo ad U sia coincidente con l'asse di simmetria, l'equazione seguente descrive lo scambio termico per convezione forzata tra l'aria e la superficie del *pebble bed*, nella sezione x , all'istante t :

$$V_s \rho_s (T_s) c_{ps} (T_s) \frac{dT_s}{dt} = S_s h (T_a - T_s) \quad (3.1)$$

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 (3.1), 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 ($W\ m^{-1}\ ^{\circ}C^{-1}$)

Per un *pebble bed* di allumina sferoidale con diametro medio $5\ mm$, il modulo di Biot è dell'ordine di 10^{-2} , quindi l'equazione (3.1), si può considerare sufficientemente approssimata (Lumped parameter analysis).

La seconda equazione necessaria per valutare le distribuzioni di temperatura dell'aria e del materiale ceramico in funzione del tempo, è la seguente:

$$(1 - \varepsilon) \pi \frac{d_t^2}{4} dx \rho_s (T_s) c_{ps} (T_s) \frac{dT_s}{dt} = - \frac{\Gamma}{n} c_{pa} (T_a) dT_a \quad (3.2)$$

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_t : 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:

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

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 ($^{\circ}\text{C}$)

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

3.2 Metodologia di calcolo

Fissati il diametro, la lunghezza e il numero dei tubi ad U, l'elemento di accumulo è stato discretizzato in un numero di tratti di lunghezza $\Delta x = d_s$.

L'intervallo di tempo Δt , che l'aria impiega per passare da x a $x + \Delta x$ al tempo t , è determinato dal

rapporto $\Delta t = \frac{\Delta x}{u(x,t)}$ dove la velocità $u(x,t)$, non è nota a priori. Per calcolarla bisogna tener conto che

per ipotesi la portata è costante in ogni sezione , quindi:

$$\rho_a(x,t) u(x,t) = \frac{4\Gamma}{\varepsilon \pi d_t^2}$$

Quindi $u(x,t)$ è inversamente proporzionale alla densità dell'aria e dipende dalla temperatura e dalla

pressione (legate tra loro dall'equazione di stato dei gas: $P_a(x,t) v_a(x,t) = \frac{RT_a(x,t)}{PM_a}$, dove PM_a , è il

peso molecolare dell'aria 28.96), che diminuisce per effetto delle perdite di carico (ΔP_c):

$$P(x + \Delta x, t + \Delta t) = P(x, t) + \frac{\rho(x, t)}{2} u^2(x, t) - \frac{\rho(x + \Delta x, t + \Delta t)}{2} u^2(x + \Delta x, t + \Delta t) - \Delta P_c$$

Esplicitando l'equazione (3.1) alle differenze finite si ottiene:

$$T_s(x, t + \Delta t) = T_s(x, t) + \frac{6h}{d_s \rho_s(T_s) c_{ps}(T_s)} [T_a(x, t) - T_s(x, t)] \Delta t \quad (3.3)$$

Dall'equazione (3.2) si ha:

$$T_a(x + \Delta x, t + \Delta t) = T_a(x, t) - \frac{n(1-\varepsilon)\pi d_t^2 \rho_s [T_s(x, t)] c_{ps} [T_s(x, t)]}{4 \Gamma c_{pa} [T_a(x, t)]} \frac{\Delta x}{\Delta t} [T_s(x, t + \Delta t) - T_s(x, t)]$$

ossia:

$$T_a(x + \Delta x, t + \Delta t) = T_a(x, t) - \frac{(1-\varepsilon)\rho_s(T_s)c_{ps}(T_s)}{\varepsilon \rho_a(T_a)c_{pa}(T_a)} [T_s(x, t + \Delta t) - T_s(x, t)] \quad (3.4)$$

oppure:

$$T_a(x + \Delta x, t + \Delta t) = T_a(x, t) - \frac{6 h(1-\varepsilon)}{\varepsilon d_s \rho_a(T_a) c_{pa}(T_a)} [T_a(x, t) - T_s(x, t)] \Delta t$$

Il sistema di equazioni (3.3) e (3.4) deve essere risolto considerando le condizioni iniziali e al contorno:

$$T_s(x, t=0) = costante$$

$$T_a(x=0, t) = costante ; P_a(x=0, t) = costante$$

Il calcolo delle temperature dell'aria e del materiale ceramico è stato effettuato per iterazioni successive, partendo da una distribuzione iniziale di pressione nel *pebble bed* calcolata con aria a 80 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 i dati di input per il calcolo successivo. In particolare, i dati relativi all'aria sono utilizzati per i calcoli di scambio termico, pressione, velocità e tempo di passaggio, dall'elemento in posizione $x + \Delta x$ alla posizione $x + 2\Delta x$.

Sommando gli intervalli di tempo che l'aria impiega per passare dal primo all'ultimo elemento della discretizzazione, si ottiene il tempo di transito del fluido nel *pebble bed*, che si riduce progressivamente nel tempo all'aumentare della temperatura media del materiale ceramico.

3.3 Caratteristiche dei materiali

Tra i possibili materiali ceramici è stata scelta l'allumina con il 96% di purezza, lavorabile con la tecnologia di pressatura e sinterizzazione delle polveri, per ottenere sfere di piccolo diametro facilmente reperibili in commercio.

Caratteristiche dell'Allumina 96%

Densità ($kg m^{-3}$):

$$\rho_s(T_s) = 3690$$

Calore specifico ($J kg^{-1} °C^{-1}$):

$$c_{ps}(T_s) = 7.0243 \cdot 10^2 + 2.1416 T_s - 3.4974 \cdot 10^{-3} T_s^2 + 2.0982 \cdot 10^{-6} T_s^3$$

Conducibilità termica ($W m^{-1} °C^{-1}$):

$$K_s(T_s) \cong 25.5$$

Tensione di rottura a trazione (MPa):

$$\sigma_{rs}(T_s) \cong 370$$

Coefficiente di dilatazione termica ($^{\circ}C^{-1}$):

$$\alpha_s(T_s) \cong 6.4 \cdot 10^{-6}$$

Modulo di Young (GPa):

$$E(T_s) \cong 275$$

Coefficiente di Poisson:

$$\nu(T_s) \cong 0.21$$

Caratteristiche dell'aria

Calore specifico ($J kg^{-1} ^{\circ}C^{-1}$):

$$c_{pg}(T_g) = 1.0011 \cdot 10^3 + 3.80649 \cdot 10^{-2} T_g + 4.35826 \cdot 10^{-4} T_g^2 - 3.93325 \cdot 10^{-7} T_g^3 + 1.02276 \cdot 10^{-10} T_g^4$$

Conducibilità termica ($W m^{-1} ^{\circ}C^{-1}$):

$$K(T) = 2.42441 \cdot 10^{-2} + 6.09303 \cdot 10^{-5} T - 2.47246 \cdot 10^{-9} T^2 - 5.64001 \cdot 10^{-12} T^3$$

Viscosità dinamica ($Pa s$):

$$\mu(T) = 1.74884 \cdot 10^{-5} + 4.24984 \cdot 10^{-8} T - 1.10522 \cdot 10^{-11} T^2$$

Coefficiente di espansione termica ($^{\circ}C^{-1}$):

$$\alpha(T) = 3.664 \cdot 10^{-3} - 1.202 \cdot 10^{-5} T + 2.718 \cdot 10^{-8} T^2 - 3.51 \cdot 10^{-11} T^3 + 2.27 \cdot 10^{-14} T^4 - 5.662 \cdot 10^{-18} T^5$$

Caratteristiche del tubo d'acciaio

La Normativa di riferimento per la progettazione del tubo d'acciaio è *ASME B31.1*, Power piping, per tubi seamless, Spec. N. *A 213*, Type *TP316*, Max Allowable Stress a *1100 F*: *10.3 ksi* (circa *71 MPa*)

Diametro interno (m): 0.35

Spessore (m): 0.02

Conducibilità termica ($W m^{-1} ^{\circ}C^{-1}$): $K_a = 4.106 + 1.38 \cdot 10^{-2} T$

3.4 Correlazioni di scambio termico

Per valutare il coefficiente di scambio termico per convezione forzata, è stata utilizzata la correlazione semi-empirica di Gnielinski^[2], che lega il coefficiente di scambio termico alla velocità dell'aria e alla distanza caratteristica percorsa dai filetti fluidi lungo la superficie di scambio.

Per un fluido che attraversa un *pebble bed*, la velocità media è data dal rapporto: $u_p = \frac{u}{\varepsilon}$, dove u rappresenta la velocità che lo stesso fluido avrebbe in un tubo vuoto di uguale diametro. La distanza

geometrica caratteristica per valutare il numero di Re , si assume pari al diametro medio dell'elemento sferoidale (d_s).

La correlazione è ricavata partendo dalle correlazioni relative alle due possibili condizioni di moto del fluido su una parete piana (soluzioni asintotiche):

- Moto laminare:

$$Nu_l = 0.664 Pr^{1/3} \left(\frac{Re}{\varepsilon} \right)^{0.5} \quad (3.5)$$

Dove:

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} ; \quad Pr = \frac{c_p \mu}{K}$$

- Moto completamente turbolento

$$Nu_t = \frac{0.037 \left(\frac{Re}{\varepsilon} \right)^{0.8} Pr}{1 + 2.443 \left(\frac{Re}{\varepsilon} \right)^{-0.1} \left(Pr^{2/3} - 1 \right)} \quad (3.6)$$

il numero di Nusselt relativo al flusso termico scambiato sulla superficie di un corpo di forma sferoidale è ottenibile con la seguente combinazione delle soluzioni asintotiche:

$$Nu_{sp} = 2 + \left(Nu_l^2 + Nu_t^2 \right)^{0.5} \quad (3.7)$$

Il fattore 2 che compare nella (3.7), è la soluzione asintotica per $Re \rightarrow 0$.

La relazione (3.7), empiricamente modificata dal fattore correttivo che segue, può essere utilizzata per calcolare il Numero di Nu relativo al flusso per convezione forzata in un *pebble bed*:

$$f(\varepsilon) = 1 + 1.5(1 - \varepsilon)$$

Quindi:

$$Nu = f(\varepsilon) Nu_{sp} \quad (3.8)$$

La correlazione precedente è valida per frazioni di vuoto comprese nel range $0.26 < \varepsilon < 0.935$ e fino a un valore massimo di $\frac{Re}{\varepsilon} \cong 2.0 \cdot 10^4$.

Nel caso di elementi sferoidali con diametro medio 5 mm , assumendo $\varepsilon \cong 0.4$, sarebbe applicabile fino a $Re \cong 8000$.

Una seconda correlazione è stata ricavata da Achenbach^[2]:

$$Nu = \left[\left(1.18 Re^{0.58} \right)^4 + \left(0.23 Re_h^{0.75} \right)^4 \right]^{0.25}$$

Dove:

$$Re_h = \frac{Re}{1 - \varepsilon} ; \quad Pr = \frac{c_p \mu}{K} = 0.71$$

La correlazione di Achenbach può essere utilizzata fino a valori di $\frac{Re}{\varepsilon} = 7.7 \cdot 10^5$ (con $\varepsilon \cong 0.4$ è applicabile fino a valori di $Re \cong 300000$).

Il confronto con i dati sperimentali di letteratura è mostrato nella **Figura 3-2**.

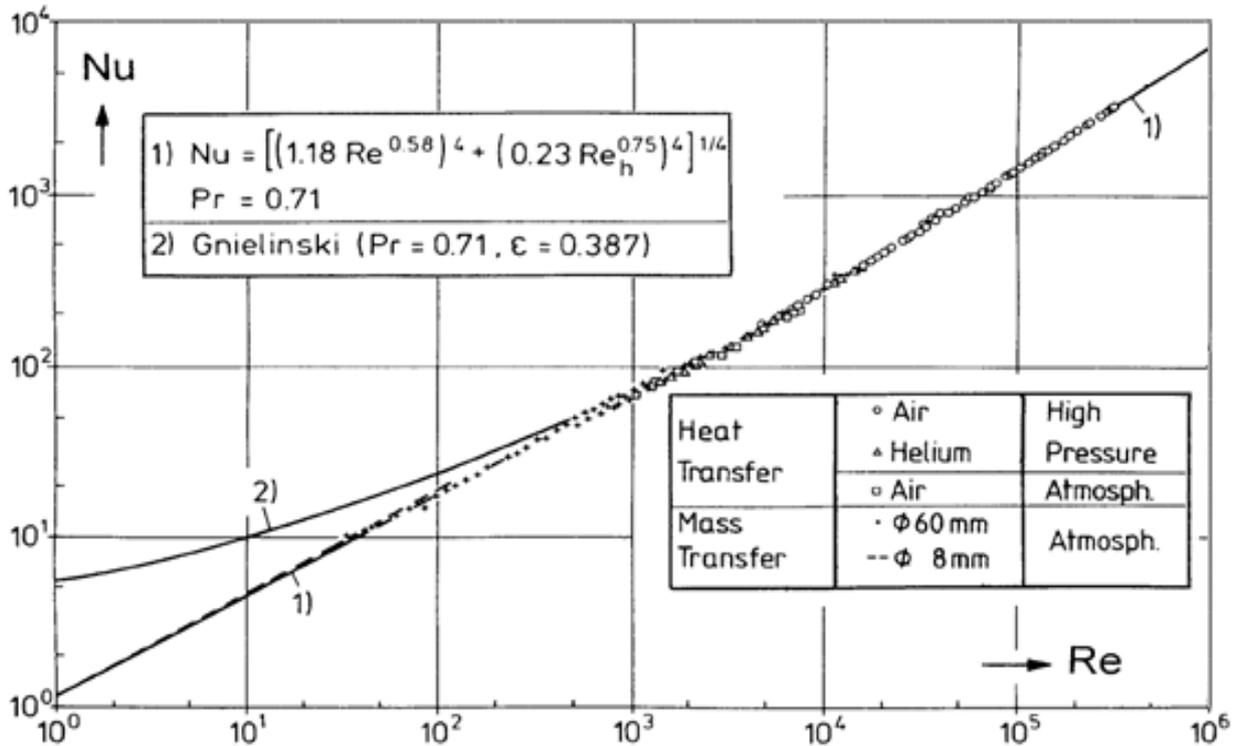


Figura 3-2 - Coefficiente di scambio termico convettivo nel *pebble bed*: 1) E. Achenbach 2) Equazione (3.8), con $Pr=0.7, \epsilon=0.387$

3.5 Correlazione per il calcolo delle perdite di carico

Per valutare le perdite di carico (Pa), è stata utilizzata la correlazione di Ergun^{[3],[4]}:

$$\Delta P_c = f^* l \frac{\rho u^2 (1-\epsilon)}{d_s \epsilon^3} \quad (3.9)$$

Dove l è la lunghezza dei tubi (m) ed f^* il coefficiente di attrito, definito nel modo seguente :

$$f^* = \frac{150}{Re^*} + 1.75 \quad (3.10)$$

Con:

$$Re^* = \frac{\rho u d_s}{\mu(1-\epsilon)} \quad (3.11)$$

L'equazione (3.9) permette di valutare le perdite di carico in qualsiasi condizione di moto (laminare, turbolento e in presenza di entrambe le componenti di moto), infatti dalla (3.10):

- Per $Re^* < 10$ (moto laminare), si ha: $f^* \cong \frac{150}{Re^*}$ e la (3.9) diviene:

$$\Delta P_c \cong 150 \frac{l \mu u (1-\epsilon)^2}{d_s^2 \epsilon^3}$$

Per $Re^* > 2000$ (moto completamente turbolento), si ha: $f^* \cong 1.75$ e la (3.9) diviene:

$$\Delta P_c \cong 1.75 \frac{l \rho u^2 (1-\epsilon)}{d_s \epsilon^3}$$

3.6 Prima valutazione dell'efficienza di accumulo

La **Figura 3-3** mostra la distribuzione di temperatura nel *pebble bed* dell'elemento di accumulo di riferimento, in funzione della distanza dalla sezione d'ingresso dell'aria e del tempo (s) indicato nella legenda, nell'ipotesi che la temperatura iniziale del materiale ceramico sia costante in ogni sezione e pari a $T_{amb} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (primo stoccaggio di calore nell'elemento di accumulo).

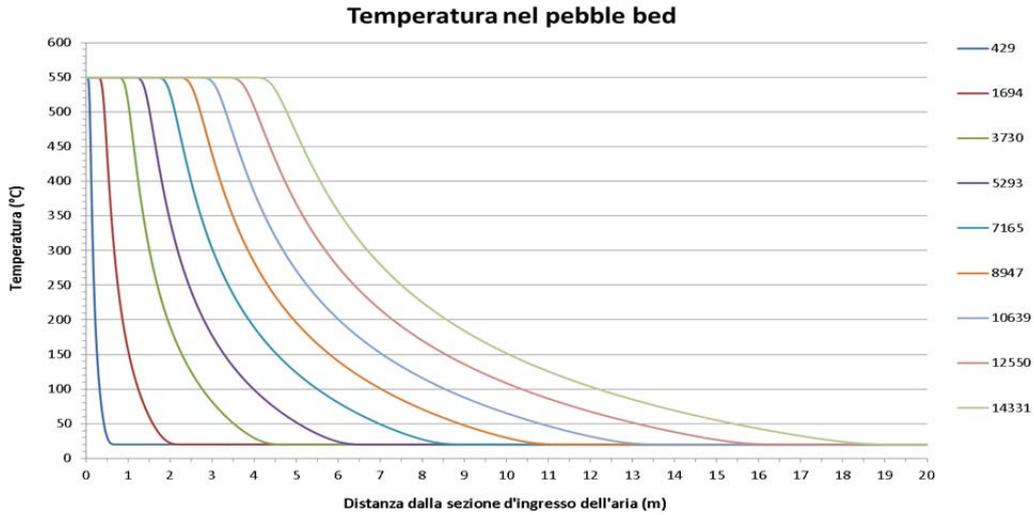


Figura 3-3 - Distribuzione di temperatura in un *pebble bed* di lunghezza 20 m in funzione del tempo di accumulo

La **Figura 3-4** mostra la distribuzione di pressione dell'aria in funzione della distanza dalla sezione di ingresso e del tempo trascorso dall'avvio del primo caricamento del sistema di accumulo.

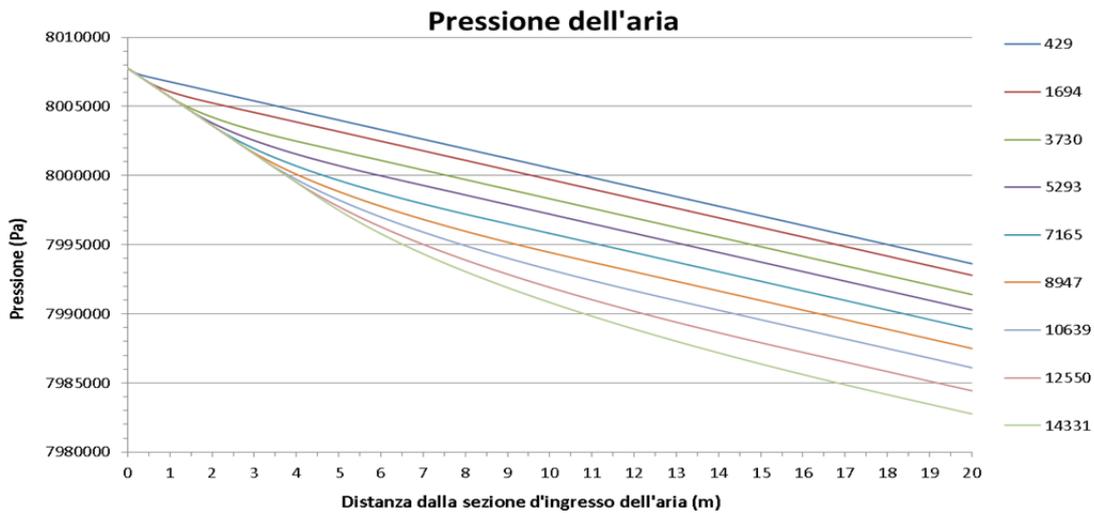


Figura 3-4 - Distribuzione di pressione dell'aria in un *pebble bed* di lunghezza 20 m in funzione del tempo di accumulo

La distribuzione al tempo $t = 14331 \text{ s}$ è relativa all'istante in cui la temperatura dell'aria e del materiale ceramico nella sezione di uscita dall'elemento di accumulo ($x = 20 \text{ m}$), iniziano a salire ($T_a > T_s > 20 \text{ }^\circ\text{C}$). Tenendo conto che la portata e la temperatura d'ingresso dell'aria sono costanti ($\Gamma = 1.5348 \text{ kg s}^{-1}$; $T_{in} = 549.63 \text{ }^\circ\text{C}$), l'energia termica ceduta dall'aria al materiale ceramico fino al tempo $t = 14331 \text{ s}$, è:

$$E_a = \Gamma t \Delta H = \Gamma t \int_{T_{amb}}^{T_{in}} c_{pa}(T) dT \cong 1.2144 \cdot 10^{10} \quad (J) \quad (3.12)$$

Considerando l'equazione di conservazione dell'energia applicata alle sezioni di ingresso (1) e di uscita (2),

del singolo elemento della discretizzazione, si può notare che per effetto delle perdite di carico e della variazione della velocità dell'aria dovuta alla variazione di densità (per effetto della variazione di temperatura), l'energia termica effettivamente scambiata dall'aria con il materiale ceramico non è dovuta solo alla variazione di entalpia, ossia:

$$\Delta Q_s(x,t) = \Delta H_{1,2} + \frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} - \frac{\Delta P_c}{\rho} \quad (J \text{ kg}^{-1}) \quad (3.13)$$

Moltiplicando la (3.13) per la portata d'aria e sommando nel tempo i contributi di tutti gli elementi di discretizzazione del *pebble bed*, è stata valutata la quantità di calore effettivamente scambiata tra l'aria e il materiale ceramico al tempo $t = 14331 \text{ s}$, che è risultata pari a: $E_c = 8.151 \cdot 10^9 \text{ J}$ ($\cong 2.3 \text{ MWh}$), quindi il rapporto seguente è indicativo dell'efficienza del sistema di accumulo.

$$\eta(t = 14331 \text{ s}) = \frac{\Gamma Q_s}{E_a} = 0.67$$

La funzione $\eta(t)$, dipende dalle caratteristiche del materiale ceramico, dal diametro interno e dal numero dei tubi a U che contengono il materiale ceramico e dalla perdite di calore verso l'esterno (in realtà trascurate in questo modello semplificato) e potrebbe essere determinata sperimentalmente su una sezione di prova in scala ridotta (in analogia di Reynolds), per validare il modello di calcolo.

3.7 Simulazione di primo accumulo di calore

La **Figura 3-5** mostra le distribuzioni di temperatura relative al primo transitorio di accumulo di calore nel *pebble bed* con temperatura iniziale $20 \text{ }^\circ\text{C}$, per un intervallo di caricamento pari a circa 7 hr .

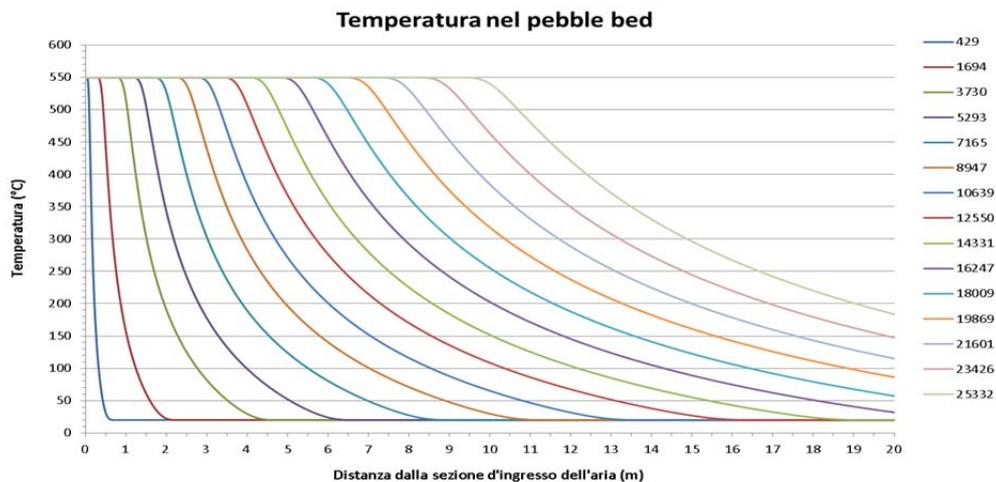


Figura 3-5 - Temperatura del *pebble bed* durante il primo accumulo di calore, in funzione della posizione e del tempo

Per tenere conto delle perdite di energia termica verso l'ambiente, la temperatura minima del materiale ceramico dovrebbe essere almeno $60 \div 80 \text{ }^\circ\text{C}$ più elevata rispetto alla temperatura di uscita dell'aria dal compressore ($\cong 120 \text{ }^\circ\text{C}$). Questa differenza di temperatura non dovrebbe creare shock termico freddo sulla superficie del materiale ceramico allo start up del processo di recupero del calore accumulato (ossia stress di trazione a rottura sulla superficie del materiale ceramico lambita da aria a temperatura di $60 \div 80 \text{ }^\circ\text{C}$ inferiore), perché il numero di Bi è dell'ordine di 10^{-2} . La differenza di temperatura critica per l'allumina è circa $200 \text{ }^\circ\text{C}$. Considerando infatti un elemento massivo di allumina di dimensioni caratteristiche molto maggiori rispetto al diametro medio degli sferoidi (5 mm), lo stress di trazione superficiale sarebbe:

$$\sigma_t = E_s \varepsilon_s = E_s \alpha_s \Delta T = 275 \cdot 10^9 \cdot 6.4 \cdot 10^{-6} \cdot 200 = 352 \text{ MPa} \cong \sigma_{r_s}$$

L'energia complessivamente accumulata nel materiale ceramico durante le 7 ore di accumulo è stata valutata circa $1.6 \cdot 10^{10} \text{ J}$ ($\cong 4.44 \text{ MWh}$).

Le figure seguenti mostrano le distribuzioni di velocità e densità del flusso d'aria.

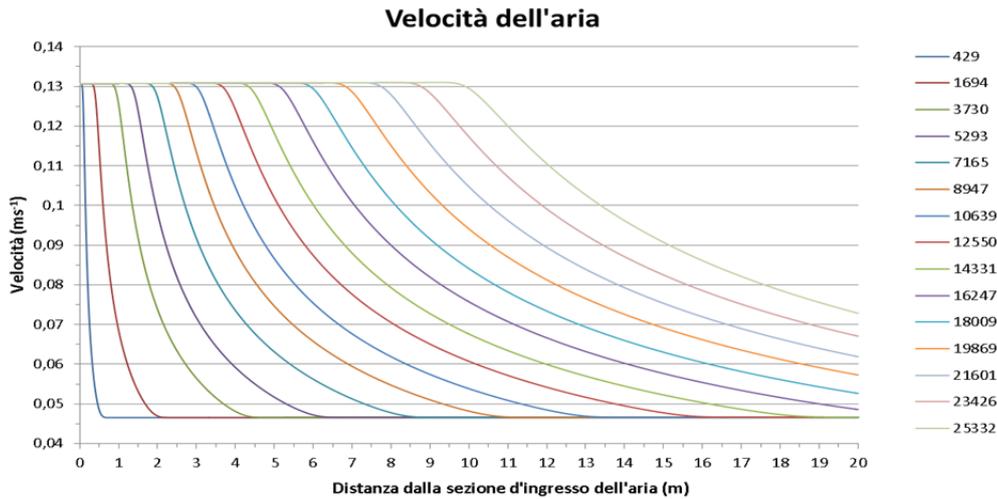


Figura 3-6 - Velocità dell'aria durante il primo accumulo di calore, in funzione della posizione e del tempo

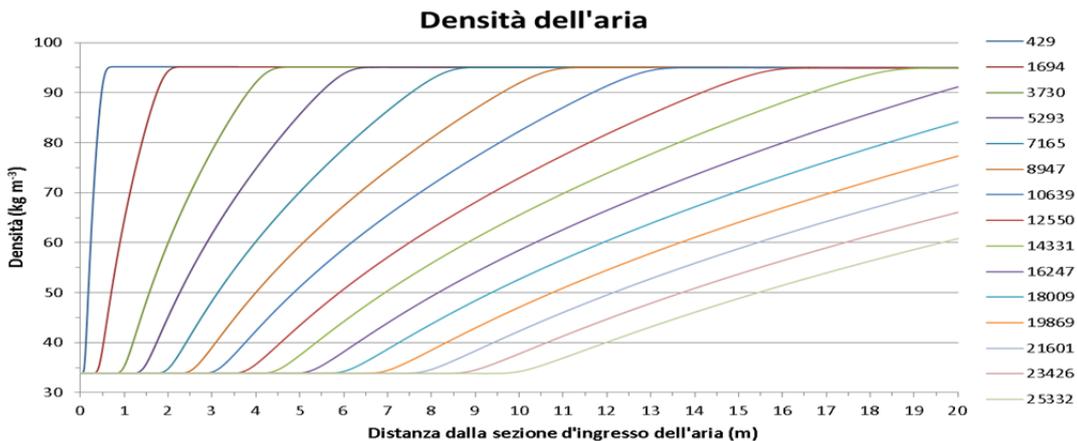


Figura 3-7 - Densità dell'aria durante il primo accumulo di calore, in funzione della posizione e del tempo

Per un *pebble bed* di materiale solido sferoidale si può dimostrare che il diametro equivalente (rapporto tra 4 volte l'area di passaggio e il perimetro bagnato), è pari a:

$$D_e = \frac{2}{3} d_s \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} = 2.22 \cdot 10^{-3} \quad (m)$$

In realtà la correlazione di Ergun (per il coefficiente di attrito), assume $D_e = d_s \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} = 3.33 \cdot 10^{-3} \quad (m)$ e la correlazione di Gnielinski (per il coefficiente di scambio termico), considera i seguenti numeri di Reynolds e Nusselt: $Re = \frac{\rho u d_s}{\mu}$, $Nu = \frac{h_c d_s}{K}$, e aggiunge un fattore moltiplicativo per Nu , che tiene conto della frazione di vuoto nel materiale di accumulo.

Considerando che il flusso di massa $\rho u \cong 4.43 \quad (kg \text{ m}^{-2} \text{ s}^{-1})$, è costante per ipotesi, il numero di Reynolds

$Re = \frac{\rho u d_s}{\mu} = \frac{2.215 \cdot 10^{-3}}{\mu}$, è inversamente proporzionale alle viscosità dell'aria, che a $20 \text{ }^\circ\text{C}$ è $1.83 \cdot 10^{-5} \text{ Pa s}$ e a $550 \text{ }^\circ\text{C}$ è $3.75 \cdot 10^{-5} \text{ Pa s}$, quindi per il primo caricamento:

$$590 < Re < 1210$$

In condizioni di funzionamento a regime, la temperatura minima dell'aria è circa $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, la viscosità sarebbe $2.24 \cdot 10^{-5}\text{ Pa s}$, quindi:

$$590 < Re < 988$$

Quindi il moto dell'aria nel *pebble bed* dovrebbe essere sempre laminare.

Il numero di Nusselt risulta compreso nell'intervallo:

$$77 > Nu > 53$$

Il corrispondente intervallo di variazione del coefficiente di scambio termico per convezione forzata è:

$$394 < h_c < 595\text{ (}W\text{ m}^{-2}\text{ C}^{-1}\text{)}.$$

La figura seguente mostra le distribuzioni della pressione lungo l'asse del *pebble bed* in funzione del tempo di accumulo.

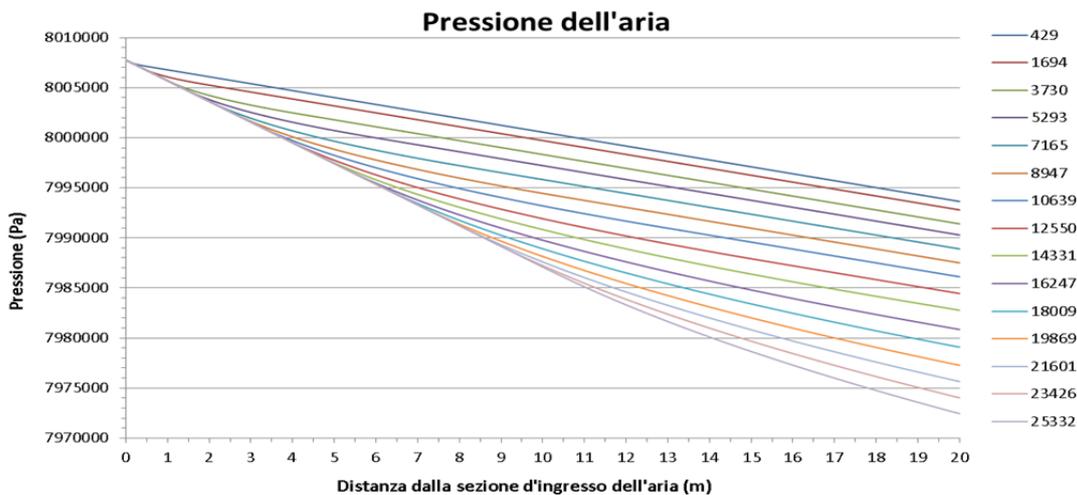


Figura 3-8 - Pressione dell'aria durante il primo accumulo di energia nel *pebble bed*

Ogni curva mostrata in **Figura 3-8**, può essere suddivisa in tre tratti:

- Un primo tratto di lunghezza variabile (è funzione della posizione del fronte di massima temperatura), che segue l'andamento delle perdite di carico dell'aria a temperatura massima (tratto a valle della sezione d'ingresso nel *pebble bed*, dove la temperatura del ceramico è costante, la densità dell'aria è bassa, la velocità dell'aria elevata e quindi le perdite di carico per unità di lunghezza sono elevate).
- Un tratto intermedio immediatamente a valle del fronte di avanzamento della massima temperatura, dove la temperatura si riduce con un andamento esponenziale, la densità tende ad aumentare velocemente con conseguente riduzione della velocità e delle perdite di carico per unità di lunghezza
- Il tratto finale, che ha un andamento pressoché rettilineo, dovuto al gradiente di temperatura che tende ad annullarsi (temperatura, densità, velocità e perdite di carico unitarie, tendono ad essere costanti).

3.8 Simulazione di recupero del calore accumulato

Questa seconda serie di simulazioni è tuttora in corso. La figura seguente mostra il confronto tra le distribuzioni di temperatura nel *pebble bed* dopo circa 7 ore di accumulo e le distribuzioni di temperatura all'avvio e dopo circa mezz'ora dall'avvio, del processo di recupero del calore accumulato.

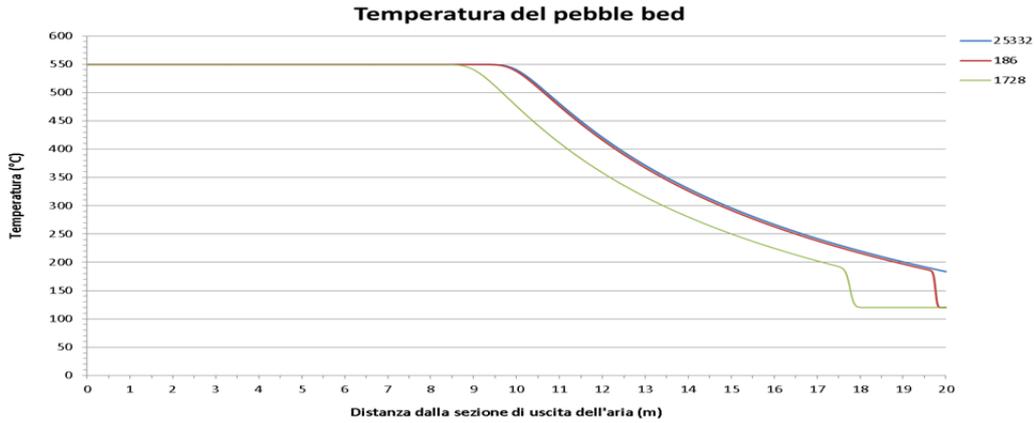


Figura 3-9 - Temperatura nel *pebble bed* al termine del primo accumulo di calore e nella fase iniziale di recupero del calore accumulato

Il salto di temperatura vicino alla sezione di ingresso dell'aria ($18 < x < 20 \text{ m}$), è dovuto al fatto che in questa zona, al termine del primo caricamento, il materiale ceramico ha una temperatura di circa $184 \text{ }^\circ\text{C}$, quindi l'aria che entra a $120 \text{ }^\circ\text{C}$ raffredda il *pebble bed*. Questo brusco salto di temperatura non dovrebbe comunque creare problemi di shock termico:

$$\sigma_t = E_s \varepsilon_s = E_s \alpha_s \Delta T = 275 \cdot 10^9 \cdot 6.4 \cdot 10^{-6} \cdot 64 \cong 113 \text{ MPa} < \sigma_{r,s}$$

le figure seguenti mostrano le distribuzioni di densità, velocità e pressione dell'aria.

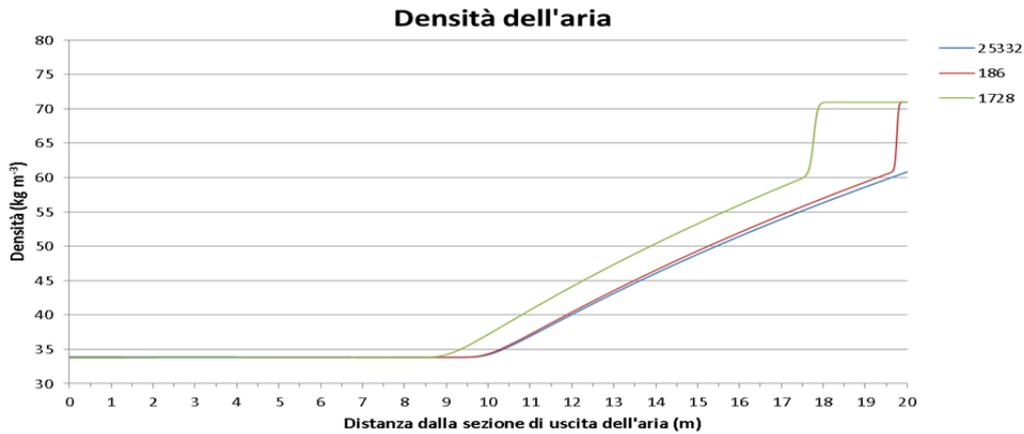


Figura 3-10 - Densità dell'aria al termine del primo accumulo di calore e nella fase iniziale di recupero del calore accumulato

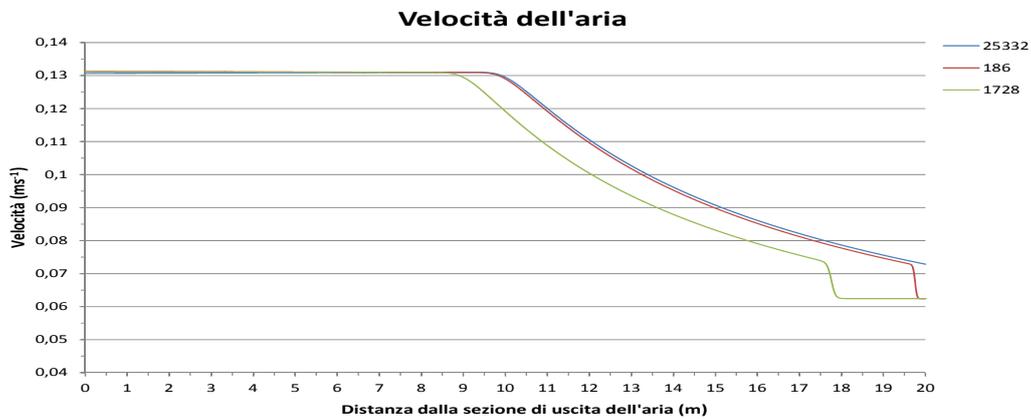


Figura 3-11 - Velocità dell'aria al termine del primo accumulo di calore e nella fase iniziale di recupero del calore accumulato

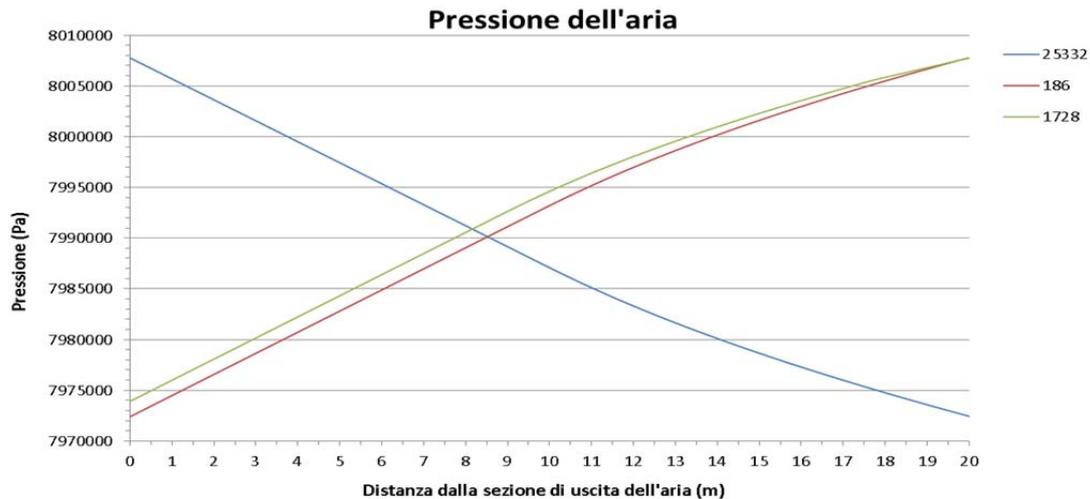


Figura 3-12 -Distribuzione di pressione al termine del primo accumulo di calore e nella fase iniziale di recupero del calore accumulato

L'obiettivo di questa seconda serie di simulazioni è determinare la quantità di energia termica recuperabile dall'elemento di accumulo e la distribuzione di temperatura del *pebble bed*, nel momento in cui la temperatura dell'aria, nella sezione di uscita, inizia a diminuire.

Questi dati permetteranno di realizzare le simulazioni di carico e scarico di energia termica a regime, per valutare l'efficienza del sistema di accumulo in condizioni di esercizio.

4 Conclusioni

Nella prima parte del documento è mostrato il ciclo termodinamico di Brayton e il layout di un impianto solare ibrido ad alto rendimento, alimentato con aria secca a circa 80 bar . Il layout indica la posizione dei componenti principali dell'impianto, compresi la caldaia di backup e il sistema di accumulo termico con materiale solido. L'inserimento della caldaia nel ciclo termodinamico è fondamentale per diversi motivi:

- Migliora il rendimento del ciclo termodinamico (la caldaia permette di aumentare la temperatura d'ingresso dell'aria in turbina e quindi di aumentare l'area del ciclo termodinamico)
- Aumenta il fattore di utilizzazione dell'impianto (l'impianto può produrre a piena potenza anche nel periodo invernale in cui la radiazione solare è scarsa)
- Migliora la continuità della produzione e l'efficienza del sistema di accumulo (per preriscaldare l'aria che alimenta la caldaia, si può utilizzare anche il calore accumulato a temperatura inferiore alla temperatura minima richiesta per l'espansione dell'aria in turbina. Senza la caldaia questo calore sarebbe inutilizzabile e rimarrebbe immagazzinato come calore residuo nell'elemento di accumulo)

Per un impianto solare a concentrazione, l'accumulo termico è la soluzione ottimale per avere la continuità della produzione di energia elettrica anche in assenza di radiazione solare.

Per questo motivo è stato realizzato un primo disegno dell'elemento di accumulo con materiale solido, che è stato di riferimento per lo sviluppo del modello di calcolo.

Per questa tipologia di impianti l'accumulo termico si potrebbe realizzare con una serie di scambiatori di calore a fascio tubiero, contenente allumina sferoidale con diametro medio 5 mm . Gli elementi di accumulo sarebbero distribuiti nel campo solare e posizionati a valle delle stringhe di collettori destinate a raccogliere e accumulare l'energia solare concentrata. Questa soluzione oltre ad ottimizzare l'aspetto impiantistico riduce sensibilmente i costi e l'impatto ambientale.

L'elemento di accumulo ha una lunghezza di 20 m ed è costituito da 9 tubi d'acciaio inossidabile AISI 316 con diametro interno 350 mm , alimentati con aria ad almeno $550\text{ }^\circ\text{C}$ durante la fase di accumulo e a circa $120\text{ }^\circ\text{C}$ durante la fase di recupero del calore accumulato.

Nel documento sono descritte le equazioni alla base del modello di calcolo, che sono state implementate in un programma di simulazione dei transitori di accumulo e recupero di energia termica.

Nella simulazione di primo accumulo termico per un periodo di circa 7 hr , con temperatura iniziale del materiale ceramico $20\text{ }^\circ\text{C}$, portata d'aria $\cong 1.54\text{ kg s}^{-1}$, pressione $\cong 80\text{ bar}$ e temperatura di ingresso dell'aria nel *pebble bed* $\cong 549\text{ }^\circ\text{C}$, l'energia accumulata è risultata pari a circa 16 GJ ($\cong 4,44\text{ MWh}$).

Per completare la progettazione del sistema di storage e valutare l'efficienza di carico/scarico in condizioni di esercizio, è necessario completare le simulazioni di recupero del calore assorbito dal *pebble bed* durante il primo processo di accumulo, per determinare la distribuzione di temperatura nel materiale ceramico quando la temperatura di uscita dell'aria inizia a scendere sotto $550\text{ }^\circ\text{C}$. La valutazione dell'efficienza in esercizio deve essere effettuata considerando un ciclo termico in cui l'elemento di storage parte da questa distribuzione iniziale di temperatura, accumula calore per un prefissato numero di ore e cede il calore accumulato per tornare alla stessa distribuzione di temperatura di partenza.

5 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. E. Achenbach, "Heat and Flow Characteristics of Packed Beds", Experimental Thermal and Fluid Science; 10: 17-27, Elsevier Science Inc, 1995
3. M. Rhodes, "Fluid Flow Through a Packed bed of Particles", Introduction to particle technology, pag. 153-157, John Wiley & Sons, Inc, 2008
4. M. Kaviany, "Fluid Mechanics", Principles of heat transfer in porous media, Second edition, pag. 17-48, Springer-Verlag, 1995