



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI  
DI PERUGIA

# **PROGETTO DI RIPOSIZIONAMENTO DELL'IMPIANTO DI RECUPERO INTEGRALE RIFIUTI DI SAN ZENO, AREZZO**

## **CALCOLO MEDIANTE CFD DELLO SCAMBIO TERMICO NELLA NUOVA CAMERA DI COMBUSTIONE DEL TERMOVALORIZZATORE**

**Integrazione Febbraio 2020**

**Committente: AISA Impianti S.p.A.**

**Località: Strada vicinale dei Mori – San Zeno – Arezzo**

**Perugia, settembre 2019**

**Prof. Michele Battistoni**

**Prof. Francesco Di Maria**



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI  
DI PERUGIA

## Indice

1.Premessa .....	3
2.Descrizione dell'impianto .....	4
3.Modello termo-fluidodinamico .....	5
4.Condizioni di esercizio .....	6
5.Modello di conversione del rifiuto solido sulla griglia (Waste Bed Model) .....	8
5.1.Verifiche relative al Waste Bed Model .....	12
6.Modello tridimensionale CFD .....	14
6.1.Creazione del modello geometrico tridimensionale .....	15
6.2.Modello CFD .....	16
6.3.Risultati delle simulazioni CFD .....	19
6.3.1.Risultati per il caso con RSU da 2000 kcal/kg .....	20
6.3.2 Risultati per il caso con RSU da 3000 kcal/kg .....	23
6.3.3 Posizionamento sonde di temperatura .....	26
7.Riferimenti bibliografici .....	26



## 1. Premessa

Coerentemente con quanto previsto dal paragrafo 4.31 delle Bref per l'incenerimento, la presente relazione tecnica riporta i risultati delle simulazioni fluidodinamiche per verificare l'andamento delle temperature e dei tempi di residenza dei gas all'interno della nuova camera di combustione del termovalorizzatore di San Zeno (Arezzo). La suddetta verifica è stata condotta mediante l'utilizzo del programma di calcolo CFD CONVERGE [5].

Nella configurazione attuale la camera di combustione è del tipo adiabatico con potenza termica pari a 14,5 MWt. Nella configurazione di progetto la camera di combustione sarà rivestita da fasci tubieri vaporizzatori con un grado di adiabaticità  $\lambda$  pari a circa 80% e potenza termica pari a 22,5 MWt.

Si sono effettuate due simulazioni a parità di carico termico di 22,5 MWt riferite alle condizioni di funzionamento estreme previste per l'impianto. La prima considerando una portata di rifiuti pari a 49.500 t/anno con in PCI = 3.000 kcal/kg. La seconda con una portata di rifiuti pari a 75.000 t/anno ed un PCI = 2.000 kcal/kg.

I risultati hanno messo in evidenza che in entrambe le condizioni di funzionamento, a valle dell'ultimo punto di immissione dell'aria secondaria si sono riscontrate temperature dei fumi sempre  $> 870^{\circ}\text{C}$  con rispettivi tempi di residenza sempre  $> 2.5$  s.

Sulla base di tali risultati la nuova camera di combustione risulta essere in grado di garantire il rispetto dei limiti imposti dalla normativa vigente.

## 2. Descrizione dell'impianto

L'oggetto dell'analisi è la nuova camera di combustione con scambiatori di calore ad irraggiamento e convezione integrati (rettangolo rosso di Figura 1), che viene installata a monte della preesistente caldaia a convezione. L'intera camera di combustione sarà rivestita da fasci tubieri vaporizzatori ad irraggiamento le cui dimensioni geometriche sono riportate nella stessa Figura 1.

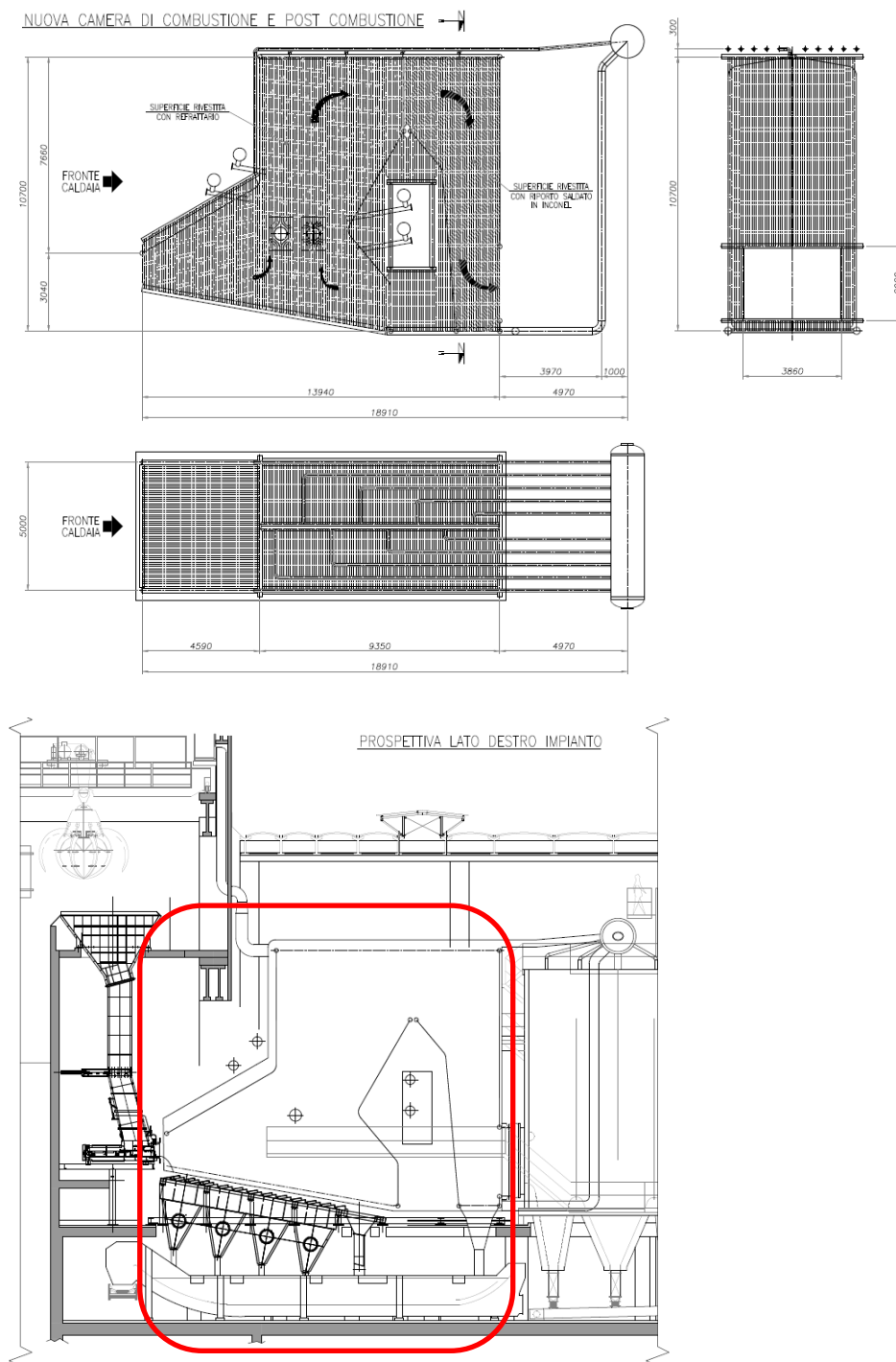


Figura 1. Termovalorizzatore: particolari costruttivi della nuova camera di combustione. In rosso la sezione oggetto di studio, corrispondente alla nuova installazione.



Il sistema di combustione per RSU è del tipo a griglia mobile, posizionata nella parte basse della camera, suddivisa in 4 sezioni. Al di sotto della griglia viene introdotta l'aria primaria (primary air – PA), preriscaldata, attraverso 4 convogliatori uno per ogni sezione della griglia stessa. Il materiale solido viene caricato dal lato alto della griglia e, dopo aver attraversato il letto di combustione, le relative ceneri vengono scaricate attraverso una tramoggia posta nella parte finale dell'ultimo settore.

Al di sopra del letto, a circa un metro dallo stesso viene inserito gas di ricircolo (recirculated flue gases – RFG) mediante 2 collettori, uno per lato, muniti ciascuno di 4 ugelli.

Nella zona prossima alla gola della camera di combustione viene inoltre insufflata aria secondaria (secondary air – SA), per aumentare il miscelamento e per controllare contemporaneamente sia la temperatura sia la stechiometria della combustione. Tale immissione di aria secondaria è effettuata mediante 4 collettori con 4 ugelli ciascuno, posizionati, come visibile in Figura 1, a sinistra e a destra della gola, rispettivamente appena sotto ed appena sopra la stessa.

In una prima zona al di sopra della griglia, il flusso dei fumi è ascendente e la camera è rivestita da materiale refrattario. Qui lo scambio termico tra fiamma-fumi e fascio tubiero del generatore di vapore avviene per convezione ed irraggiamento.

I fumi seguono poi il percorso che li porta nella seconda zona della camera, superato il naso della stessa, ove il flusso è discendente. Qui lo scambio termico avviene per prevalentemente per convezione, anche se l'irraggiamento gassoso non è trascurabile.

Raggiunta la curva in basso, i fumi escono dalla camera oggetto di analisi ed entrano nella successiva caldaia preesistente, a convezione.

### 3. Modello termo-fluidodinamico

La modellazione della combustione consiste di due parti:

1. Modellazione della conversione del rifiuto solido sulla griglia (Waste Bed) volta a formare i composti gassosi e volatili che salgono in camera di combustione, nonché le ceneri scaricate al termine della griglia stessa;
2. Modellazione fluido-dinamica (computational fluid-dynamics – CFD) della successiva combustione in fase gassosa.

Concettualmente, l'analisi in questione è schematizzabile nei due blocchi mostrati in Figura 2. Questi due processi sono strettamente legati. Il modello di conversione del rifiuto solido sulla griglia (Waste Bed) determina i prodotti e le condizioni che entrano nel dominio CFD. Il dominio superiore, fase gassosa, irraggia il Waste-Bed il quale a sua volta restituisce parte dell'irraggiamento al dominio superiore raggiungendo un equilibrio la cui condizione nel modello adottato viene ottenuta mediante un processo iterativo.

In questo studio, la prima fase della modellazione è effettuata mediante bilanci di massa, di specie chimiche e di energia, schematizzando il letto diviso in quattro macro zone, lungo il letto stesso: zona 1, zona 2, zona 3 e zona 4, in corrispondenza dei quattro convogliatori di aria primaria visibili in Figura 1.

La seconda fase della modellazione è condotta mediante il software commerciale CFD Converge [5], risolvendo i bilanci di massa, specie, quantità di moto ed energia nel dominio tri-dimensionale, tenendo conto dello scambio termico con i fasci tubieri e dell'input proveniente dalla prima fase dell'analisi.

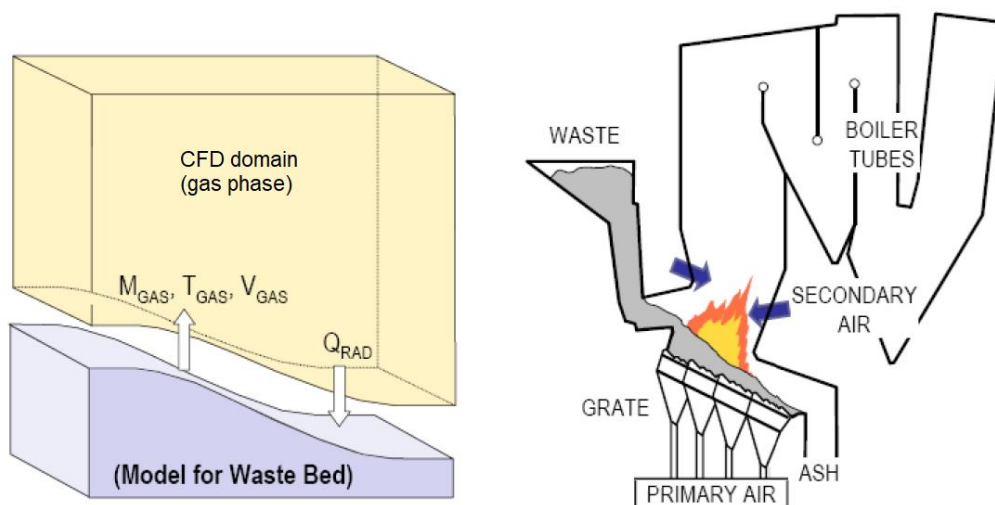


Figura 2. Schema concettuale di modellazione divisa in due parti (adattata da [2]).

#### 4. Condizioni di esercizio

L'impianto viene verificato a piena potenza per due condizioni di esercizio, corrispondenti all'alimentazione con due diverse tipologie di RSU conferito,

- uno a basso potere calorifico e ricco di umidità da 2000 kcal/kg;
- uno ad elevato potere calorifico, relativamente asciutto, da 3000 kcal/kg.

In entrambi i casi la potenza termica immessa nominale è di circa 22,5 MW. Il dettaglio del combustibile introdotto è sintetizzato in Tabella 1.



Come riportato nei seguenti paragrafi la condizione di funzionamento più gravosa riscontrata ai fini del rispetto dei tempi di permanenza e delle temperature minime dei fumi imposti dalla normativa, è quella relativa al rifiuto con potere calorifico più elevato, 3000 kcal/kg. Per tale ragione non si sono riportate condizioni di funzionamento intermedie fra le due considerate.

Tabella 1. Composizioni RSU.

composizione (% in massa)	RSU da 2000 kcal/kg	RSU da 3000 kcal/kg
C	23.9	33.4
H	3.3	4.6
S	0.2	0.3
O	18.7	23.6
N	0.2	0.3
Cl	0.3	0.5
ceneri	22.5	13.1
H <sub>2</sub> O (umidità)	30.9	24.3

Tabella 2. Condizioni operative.

	RSU da 2000 kcal/kg	RSU da 3000 kcal/kg
RSU		
Consumo annuo [ton/y]	75000 (7800 h/y)	49500 (7800 h/y)
Consumo istantaneo [kg/s]	2.67	1.76
Carico ponderale griglia [kg/h/m <sup>2</sup> ]	286	189
Aria primaria (PA)		
[kg/s]	9.1	8.7
[°C]	215	215
Aria secondaria (SA)		
[kg/s]	3.9	3.7
[°C]	15	15
Ricircolo fumi (RFG)		
[kg/s]	0.6	2.9
[°C]	172	172
Acqua in ebollizione nel fascio tubiero		
Temperatura [°C]	256	256
Potenza termica assorbita [MW]	~ 4.6	~ 4.6





Le corrispondenti condizioni operative della camera di combustione sono riportate in Tabella 2. I quantitativi di RSU, PA, SA e RFG sono riportati insieme alle corrispondenti temperature a cui sono introdotte.

Il flusso termico assorbito dal fascio tubiero nella camera oggetto di studio è di circa 4.6 MW, stimato costante per entrambe le condizioni in esame. Il generatore di vapore, composto dalla camera oggetto di studio più quello pre-esistente a convezione, globalmente assorbe circa 12 MW per vaporizzare una portata di acqua di circa 7 kg/s a 45 bar, in entrambe le condizioni di funzionamento.

## 5. Modello di conversione del rifiuto solido sulla griglia (Waste Bed Model)

Il calcolo del processo di conversione del combustibile solido sulla griglia si basa sulle seguenti assunzioni:

- Il letto è suddiviso lungo il proprio asse in quattro zone, trattate come sistemi aperti, attraversate in serie dal rifiuto; ciascuna zona è assunta perfettamente miscelata pertanto ha caratteristiche uniformi.
- Nella prima zona prevale il processo di essiccazione, sino al raggiungimento di condizioni di saturazione locali; l'essiccazione prosegue quindi nella seconda zona fino a completamento. In tutte le zone, con distribuite con diverse percentuali hanno poi luogo i processi termo-chimici di conversione del rifiuto.
- Le ripartizioni dei flussi di massa di PA e del tasso di conversione di RSU in volatili, su ciascuna zona, sono ipotizzate in analogia a dati di letteratura, [1] [2] [3]. I valori assunti sono mostrati in Figura 3, per le due condizioni di funzionamento analizzate.
- La conversione del materiale solido porta alla formazione delle seguenti possibili specie chimiche gassose: CH<sub>4</sub>, CO, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>.
- La conversione del materiale solido in aeriforme rispetta in ciascuna zona:
  - o i bilanci di massa di PA e RSU per ciascuna zona e totale,
  - o i bilanci di C, N, O, H, per ciascuna zona e totale,
  - o i bilanci di energia in ciascuna zona e totale.
  - o i tassi di conversione locali legati ai processi di essiccazione, devolatilizzazione e ossidazione del carbonio residuo.
- La ripartizione delle specie chimiche aeriformi, nel rispetto dei bilanci suddetti, è assunta in analogia a dati di letteratura, [1] [2] [3]. I valori assunti





per le concentrazioni in massa di ciascuna specie chimica nelle varie zone sono mostrati in Figura 5, per i due casi.

- Le temperature dei gas in uscita dal letto sono riportate in Figura 4.

Le suddette ipotesi, che danno luogo ai diagrammi di massa, specie e temperatura mostrati, riflettono le seguenti osservazioni:

- la prima zona del letto contribuisce all'essiccazione del materiale solido, rimuovendo l'umidità, e produce una iniziale conversione del rifiuto solido;
- la seconda zona è caratterizzata dal completamento dell'essiccazione (soprattutto per il caso ad elevata umidità nel combustibile), unito a forte produzione di materiale volatile ed iniziale ossidazione del char, con reazioni esotermiche;
- la terza zona è caratterizzata da ulteriore rilascio di materiale volatile e contemporanea ossidazione del char, con reazioni fortemente esotermiche;
- la quarta zona è infine caratterizzata dal completamento della combustione del char, con piccola ulteriore devolatilizzazione.

Relativamente alla speciazione dei volatili, si fa inoltre notare che, al fine di limitare il margine di discrezionalità anche a favore di una maggiore sicurezza, si è preferito non utilizzare l'approccio basato su di una specie lumped o surrogata. Si è invece assunto che i le specie combustibili volatili siano composte da CO, H<sub>2</sub> e CH<sub>4</sub>. Infatti l'uso di una specie surrogata equivalente comporterebbe necessariamente nello studio CFD l'utilizzo di un modello di combustione single-step, che non considera le specie intermedie, per il quale la costante di reazione rappresenta un fattore di discrezionalità. Come meglio dettagliato in seguito, nella sezione dedicata alla descrizione del modello CFD, si è invece preferito utilizzare un modello cinetico dettagliato e validato, il GRI 3.0 [6], in grado di fornire anche le specie intermedie, utilizzando le costanti cinetiche di ciascuna sotto-reazione elementare realisticamente nota partendo dalle specie combustibili volatili considerate.

Inoltre, la formazione di CO, H<sub>2</sub> e CH<sub>4</sub> corrisponde di fatto alla tipica composizione dei gas prodotti da un processo di combustione sub-stechiometrica, ovvero gassificazione, quale quello che avviene nel letto dei rifiuti presente sulla griglia.

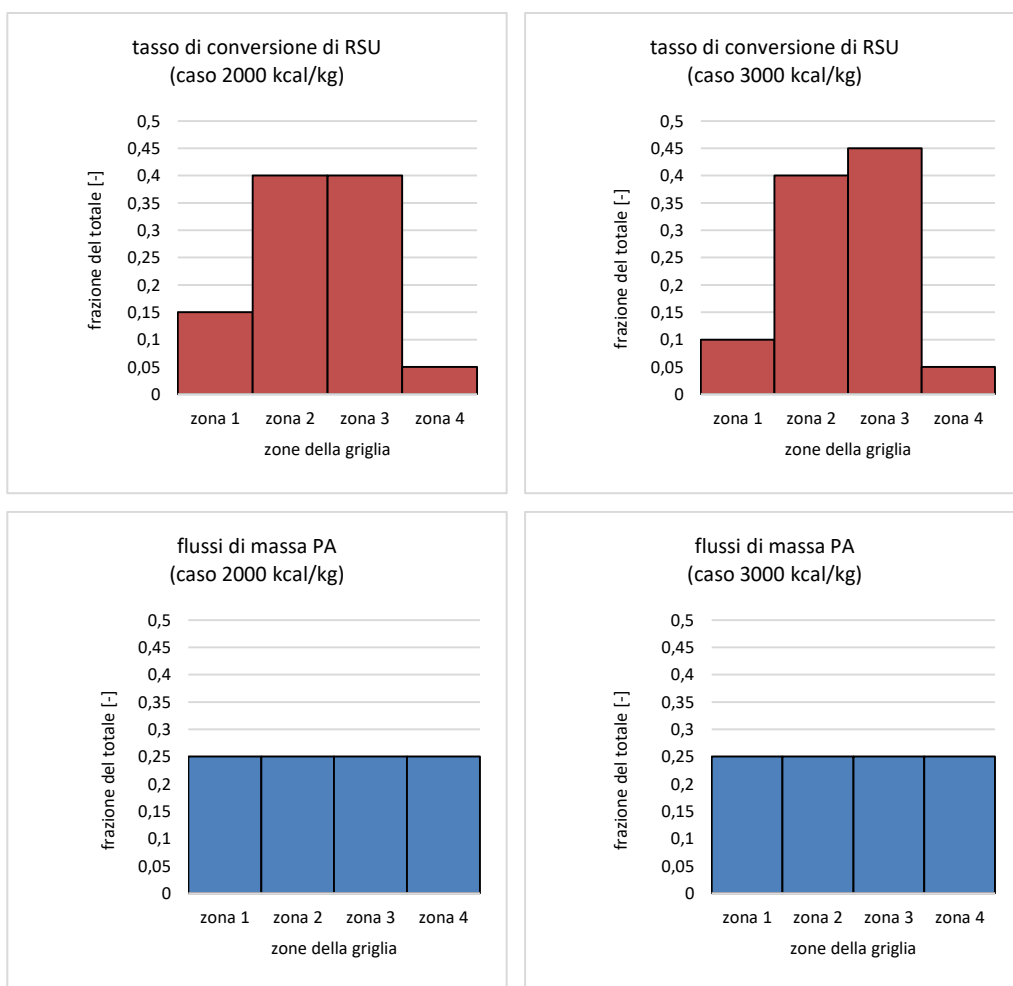


Figura 3. Tasso di conversione di rifiuti (ossia di RSU che volatilizzano) e distribuzione di aria primaria (PA) sulle 4 zone della griglia.

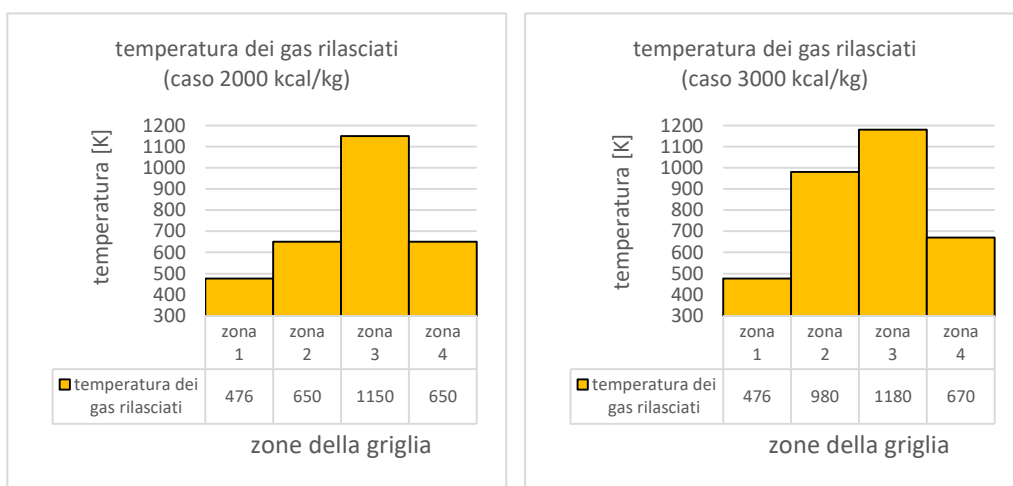


Figura 4. Temperature dei gas rilasciati al di sopra del letto, sulle 4 zone della griglia.

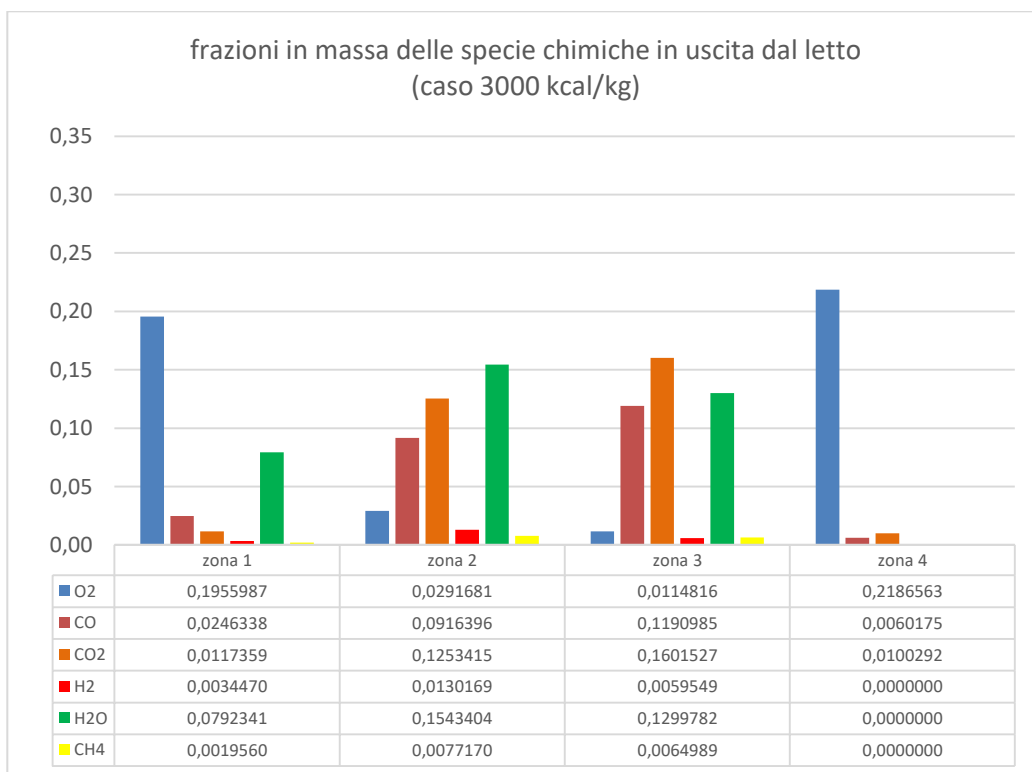
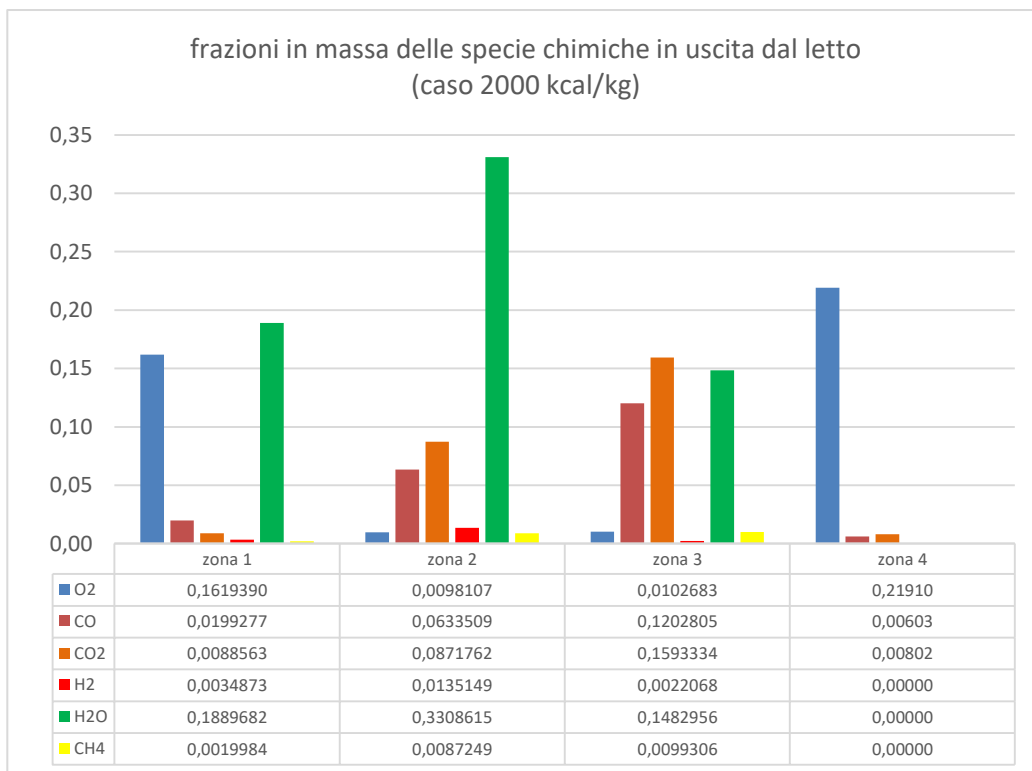


Figura 5. Ripartizione assunta delle specie chimiche sulle 4 zone della griglia, prodotte dalla conversione dell'RSU aeriformi. La frazione di azoto, N<sub>2</sub>, presente nei gas rappresenta il rimanente complemento ad 1, ma non è mostrata per migliore leggibilità della scala.



## 5.1. Verifiche relative al Waste Bed Model

In virtù delle informazioni relative alle condizioni di esercizio e delle distribuzioni di massa, specie e temperatura discusse in precedenza, è possibile verificare le quantità di elementi componenti il combustibile, nonché il suo contenuto energetico.

Dalla massa globale e dalla ripartizione sulla griglia si ottengono le masse di RSU su ogni zona. Utilizzando poi la ripartizione delle specie gassose illustrata è possibile verificare il bilancio in massa di carbonio, ossigeno e idrogeno. L'umidità del RSU è considerato un dato noto e considerato autonomamente. Le ceneri del modello riuniscono le ceneri effettivamente presenti, più le piccole quantità di zolfo, azoto e cloro non considerate nel modello.

La verifica sulla composizione del RSU è riportata in Tabella 3, con riguardo alle percentuali in massa di carbonio, idrogeno e ossigeno. La corrispondenza è decisamente accettabile, con uno scarto in genere inferiore ai due punti percentuali.

Tabella 3. Verifica composizione RSU.

	RSU da 2000 kcal/kg		RSU da 3000 kcal/kg	
massa introdotta	2.051 kg/s (+ 0.620 kg/s di ceneri)		1.514 kg/s (+ 0.249 kg/s di ceneri)	
250025	Valore target	Valore calcolato	Valore target	Valore calcolato
C	23.9	20.2	33.4	31.3
H	3.3	2.5	4.6	3.8
S	0.2	-	0.3	-
O	18.7	22.1	23.6	25.2
N	0.2	-	0.3	-
Cl	0.3	-	0.5	-
ceneri	22.5	23.2	13.1	14.1
H2O (umidità)	30.9	30.9	24.3	24.3

La verifica di tipo energetico è condotta a partire dai poteri calorifici noti delle specie gassose comburenti ( $PCI_{CO} = 10.1$  MJ/kg,  $PCI_{CH4} = 50$  MJ/kg,  $PCI_{H2} = 120$  MJ/kg), dalla composizione assunta e dal valore di energia radiante incidente sul letto (ottenuto iterativamente dal calcolo CFD). L'entalpia di evaporazione dell'acqua, presente nel RSU, viene sottratta nel bilancio. Inoltre l'entalpia sensibile corrispondente al riscaldamento dei composti dalle



temperature di immissione fino alla temperatura di rilascio dei gas (mostrata in Figura 4) è anch'essa considerata nel bilancio.

I risultati del bilancio energetico sono mostrati in Tabella 4. La potenza termica complessiva e di conseguenza il corrispondente potere calorifico del combustibile sono perfettamente rispettati. Dai bilanci su griglia è anche possibile determinare la potenza termica prodotta dal letto e la quantità di energia contenuta nei prodotti volatili combustibili che sarà inclusa nella successiva fase di combustione all'interno del dominio della CFD. Il letto partecipa per circa un quarto al rilascio di calore complessivo, mentre i tre quarti sono dovuti alla reattività chimica dei gas rilasciati in camera.

Tabella 4. Verifica potere calorifico RSU e bilancio di energia.

	RSU da 2000 kcal/kg		RSU da 3000 kcal/kg	
	Valore target	Valore ottenuto	Valore target	Valore ottenuto
Potenza termica sviluppata:				
Combustione su griglia [kW]	-	5906	-	5864
Combustione in fase gas [kW]	-	16472	-	16301
Totale [kW]	22401	22378	22284	22165
Potere calorifico combustibile [kJ/kg]	8387	8378	12641	12574

Infine si riportano in Figura 6 i risultati del calcolo relativi a:

- il rapporto di equivalenza ( $\phi$ ),
- il tasso di conversione di RSU, con le aliquote dovute a essiccazione, devolatilizzazione e ossidazione del carbonio residuo,
- e la potenza termica,

ottenuti su ogni zona della griglia.

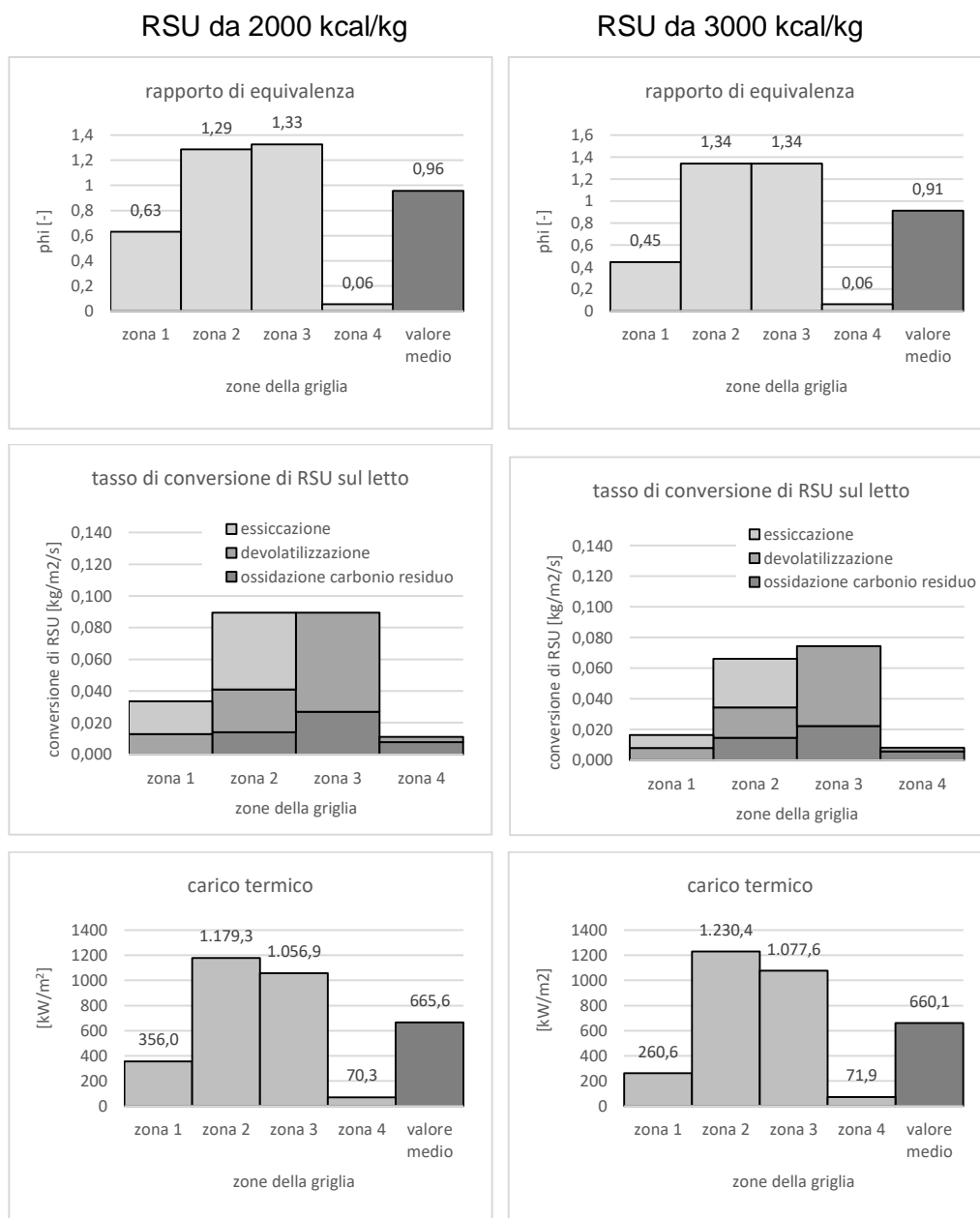


Figura 6. Ripartizione, ottenuta dal calcolo, di rapporto di equivalenza, tasso di conversione di RSU e carico termico, su ogni zona della griglia.

## 6. Modello tridimensionale CFD

L'analisi del flusso e della combustione in fase gassosa è condotta mediante simulazione CFD. Le analisi iniziano con una definizione del modello geometrico 3D, seguita poi dal setup in cui si definiscono le condizioni al contorno e il metodo di risoluzione e dalla discretizzazione del dominio in volumi finiti. Segue



infine l'esecuzione del calcolo e il post-processing per la valutazione delle grandezze puntuali o integrali di interesse per lo studio.

### 6.1. Creazione del modello geometrico tridimensionale

Il modello CAD 3D dell'impianto è stato creato a partire dalle tavole bi-dimensionali della camera di combustione. In particolare il modello CAD mostrato in Figura 7 e in Figura 8 rappresenta il volume interno della camera di combustione, ossia il dominio occupato dalla fase gassosa.

Tutte le quote sono dedotte dalla tavola progettuale, salvo piccoli adattamenti necessari. La larghezza utile della camera è pari a 4,9 m. Gli angoli sono leggermente smussati, con smusso di 0,1 m. Le posizioni di introduzione dell'aria secondaria SA sono derivate con esattezza dalla tavola come il posizionamento dei getti di introduzione del ricircolo RFG collocati a circa 1 m al di sopra del letto. Il diametro interno di tutti i condotti è di 0.080 m. Il materiale solido giacente sulla griglia è sottratto dal dominio gassoso, considerando un'altezza del letto decrescente da 0,7 m a 0,5 m lungo la direzione discendente, come indicato dall'area tratteggiata in Figura 7. La lunghezza complessiva del letto modellato è di circa 7,5 m, diviso in 4 zone di uguali. Nelle Figure sono anche indicate le 4 zone di ingresso (Z1, Z2, Z3 e Z4) delle specie gassose in uscita dal letto, determinate nella fase precedente.



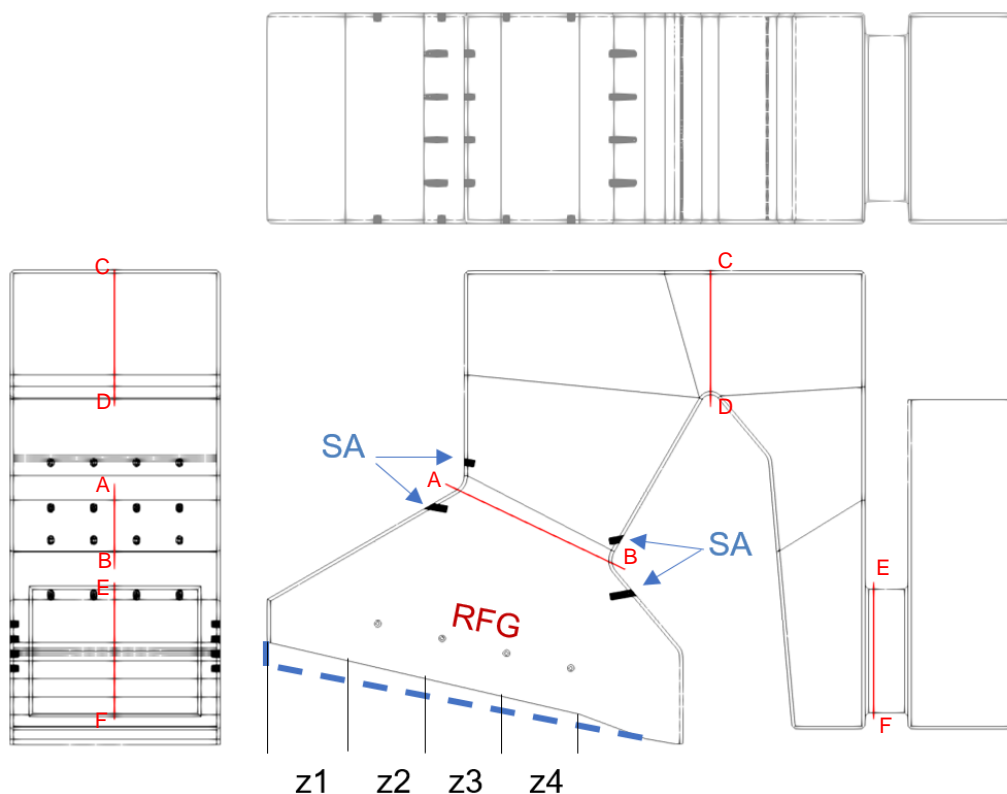


Figura 7. Modello geometrico camera di combustione. Proiezioni ortogonali.

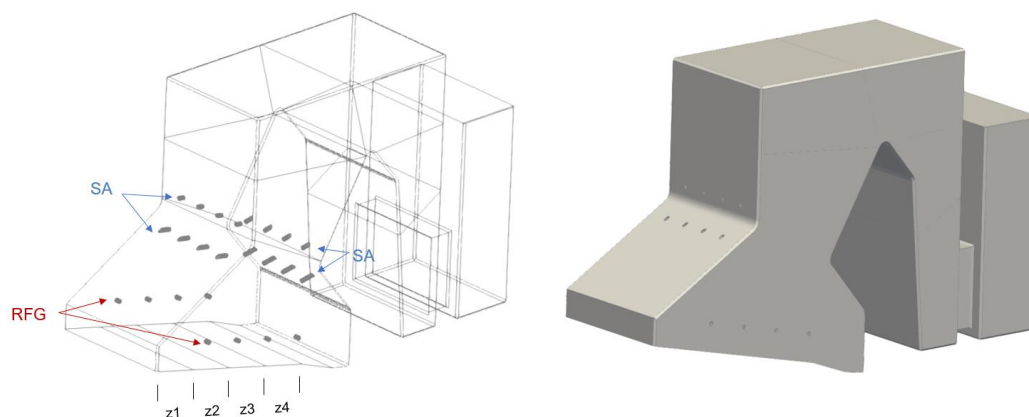


Figura 8. Modello geometrico CAD camera di combustione. Viste assonometriche.

## 6.2. Modello CFD

Il modello CFD risolve numericamente le equazioni di conservazione della massa, delle specie, della quantità di moto e dell'energia. L'approccio utilizzato si basa sulla formulazione RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) delle equazioni, adottando come modello di turbolenza il modello  $k-\varepsilon$  standard e leggi di pareti standard. Il calcolo è di tipo stazionario, iterativo e segregato, con l'utilizzo dell'algoritmo PISO per l'accoppiamento velocità-pessione. Ulteriori dettagli sono reperibili in [5]. La discretizzazione spaziale adottata è del secondo



ordine con flux limiter, per preservare stabilità e allo stesso tempo garantire elevata accuratezza numerica. Inoltre la griglia cartesiana impiegata, basata su metodo cut-cell, garantisce già il massimo grado di qualità degli algoritmi numerici, a parità di modelli fisici.

Il dominio tridimensionale è discretizzato con elementi delle dimensioni da 0,15 m a 0,0375 m, gestendo l'infittimento mediante zone ad infittimento prescritto, che utilizzando un algoritmo di infittimento auto-adattativo sensibile ai gradienti locali di velocità e temperatura.

La cinetica chimica in fase gassosa è descritta mediante un meccanismo cinetico per idrocarburi da 1 a 3 atomi di carbonio, composto da 53 specie e 325 reazioni GRI 3.0 [6]. Le specie chimiche introdotte nel dominio dalle 4 zone di "inlet" sono, come detto, CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub>, CO, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, ed O<sub>2</sub>. Le reazioni elementari intermedie di ossidazione sono gestite dalla cinetica implementata nel meccanismo descritto.

Il modello di combustione è basato sull'ipotesi di equilibrio chimico (CEQ – Chemical Equilibrium model), che suppone la cinetica molto più veloce del trasposto di specie. Poiché comunque è da ritenersi che le zone di miscelazione tra combustibile e ossidante non sono mai sufficientemente risolte, per mancanza di risoluzione spaziale limitata dalle risorse di calcolo impiegabili, si ovvia a questo introducendo un modello locale di rilassamento verso l'equilibrio basato su una scala di tempo di miscelamento turbolenta. Il modello di combustione è così formulato:

$$\frac{\partial \rho_i}{\partial t} = -\frac{\rho_i - \rho_i^*}{\tau_{mix}}, \quad \tau_{mix} = C \frac{k}{\varepsilon},$$

dove  $\rho_i$  è la densità della specie i-esima,  $\rho_i^*$  è il valore di equilibrio locale istantaneo fornito dal modello CEQ. La time-scale di mixing turbolento  $\tau_{mix}$  è data da rapporto tra l'energia cinetica turbolenta  $k$  e il suo tasso di dissipazione  $\varepsilon$ , attraverso una costante  $C$ , assunta pari a 0,1.

Il livelli di turbolenza sul letto, forniti in ingresso al dominio CFD, sono stati definiti basandosi su lunghezza caratteristica e intensità di turbolenza. Al fine di procedere alla valutazione della energia cinetica turbolenta e della sua dissipazione si è assunto per la scala delle lunghezze una frazione (5-20%) del diametro idraulico della sezione in esame e per l'intensità di turbolenza un valore del 2%. La viscosità turbolenta che ne consegue e la sua evoluzione può influenzare l'andamento della combustione. La presente scelta delle grandezza che caratterizzano la turbolenza sul letto è, in ogni caso, a favore di sicurezza



poiché, sebbene da una parte l'eventuale sottostima della turbolenza possa innalzare la quota della fiamma, dall'altra porterà ad una riduzione dei tempi di residenza dei fumi nella camera di combustione a valle dell'ultima introduzione di aria secondaria.

Le proprietà termodinamiche sono calcolate sulla base delle espressioni polinomiali NASA a 7 coefficienti per ciascuna specie. La densità è calcolata da pressione e temperatura, mediante l'equazione di stato per gas ideale.

L'irraggiamento gassoso, particolarmente rilevate nelle zone ad elevata temperatura della camera, è incluso come termine sorgente nell'equazione di conservazione dell'energia. L'irraggiamento termico è simulato mediante il metodo Discrete Ordinates (DO), che è impiegabile per qualsiasi profondità ottica del mezzo, e non assume isotropicità a priori della radiazione. Il mezzo è considerato grigio e i coefficienti di assorbimento sono calcolati con il metodo Weighted Sum of Gray Gases (WSGG), con coefficienti Smith standard, mediante il quale si determina l'emissività. La risoluzione dell'irraggiamento richiede un'ulteriore discretizzazione per l'equazione dell'irraggiamento, che è stata effettuata con 5x5 suddivisioni angolari Theta/Phi e 4x4 Theta/Phi pixels. Le pareti sono state considerate come parzialmente riflettenti. Lo scattering è stato trascurato. Per l'emissività a parete si è assunto un valore pari a 0,1, che risulta essere a favore di sicurezza in quanto tende ad aumentare il raffreddamento dei fumi.

Le condizioni al contorno termiche sulle pareti della camera sono state assegnate specificando il coefficiente di scambio termico  $h$ , secondo la seguente relazione:

$$q = h(T_w - T_\infty), \text{ dove } q = f(T_w, T_i).$$

Essendo il regime turbolento, il flusso termico  $q$  è determinato iterativamente, essendo funzione del modello di strato limite (funzioni di parete), della temperatura della parete  $T_w$  e della temperatura del gas al di fuori dello strato limite  $T_i$ . Assegnando il coefficiente di scambio termico convettivo  $h$ , il modello CFD è in grado di determinare sia la temperatura superficiale della parete a contatto col il gas, che il flusso termico locale. Questo approccio risulta essere il più realistico possibile, a patto di stimare correttamente i valori di  $h$ . Nelle simulazioni effettuate, si è impiegato un valore di  $h$  variabile da 100 a 250 W/(m<sup>2</sup>K), dall'alto verso il basso della camera, con una temperatura esterna fissa pari a  $T_\infty = 529$  K, corrispondente alla temperatura dell'acqua in condizioni



di saturazione durante il cambiamento di fase alla pressione di esercizio del generatore di vapore. Il valore massimo del coefficiente di scambio termico è assegnato nelle zone basse della caldaia, dove il titolo del vapore nei fasci tuberi è più basso, mentre salendo  $h$  scende gradualmente assecondando la maggior presenza di un maggiore titolo di vapore all'interno dei tubi.

Queste ipotesi sullo scambio termico convettivo e sull'irraggiamento danno luogo ad un flusso termico complessivo, asportato dal fascio tubiero che riveste la caldaia, pari a circa 4. MW, che verifica quanto richiesto e discusso in precedenza.

### 6.3. Risultati delle simulazioni CFD

Si riportano di seguito i risultati relativi alle temperature, flussi termici a parete e tempi di residenza per ciascuno dei due casi.

### 6.3.1. Risultati per il caso con RSU da 2000 kcal/kg

- Temperature dei gas:

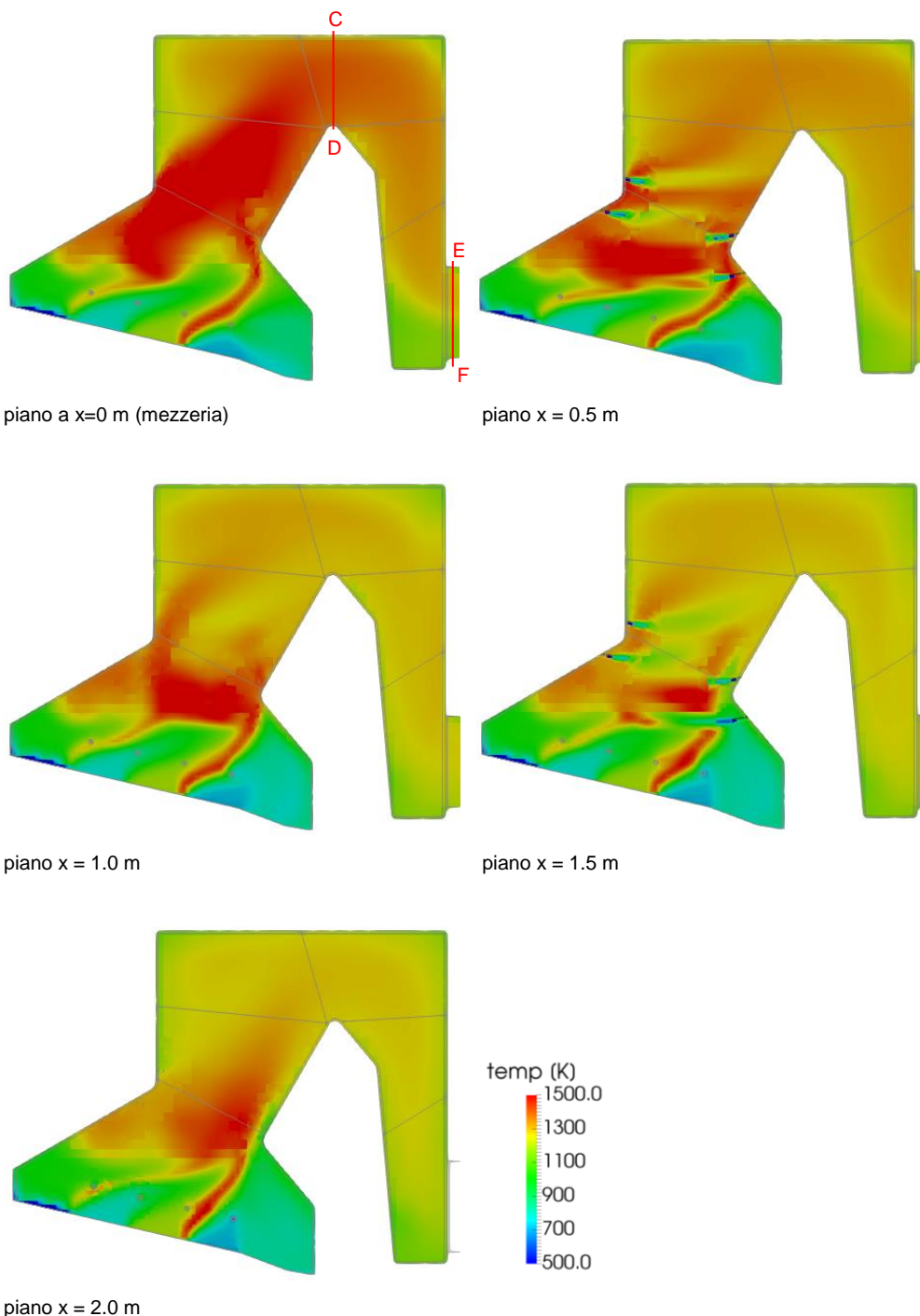


Figura 9. Andamento delle temperature con PCI= 2000 kcal/kg. Diverse sezioni a partire dal piano di mezzeria, definito da x = 0 m.

Come riportato nella Figura 9 le temperature a valle dell'ultima immissione di aria secondaria risultano essere sempre  $> 850^{\circ}\text{C}$ . In particolare nella parte alta della camera di combustione in corrispondenza della sezione C-D (Figura 9), muovendosi dall'alto verso il basso della stessa, la temperatura risulta essere

sempre  $> 1350\text{ K}$  ( $1077^\circ\text{C}$ ) con picchi pari a circa  $1370\text{ K}$  (circa  $1100^\circ\text{C}$ ), come visibile in Figura 10. All'uscita del tratto discendente, in corrispondenza della sezione E-F (Figura 9), la temperatura muovendosi dall'alto verso il basso (Figura 10), risulta essere sempre  $> 1190\text{ K}$  (circa  $917^\circ\text{C}$ ) con picchi pari a circa  $1270\text{ K}$  (circa  $997^\circ\text{C}$ ).

Nella stessa Figura 10 si riporta anche la concentrazione di ossigeno nei diversi punti delle sezioni considerate.

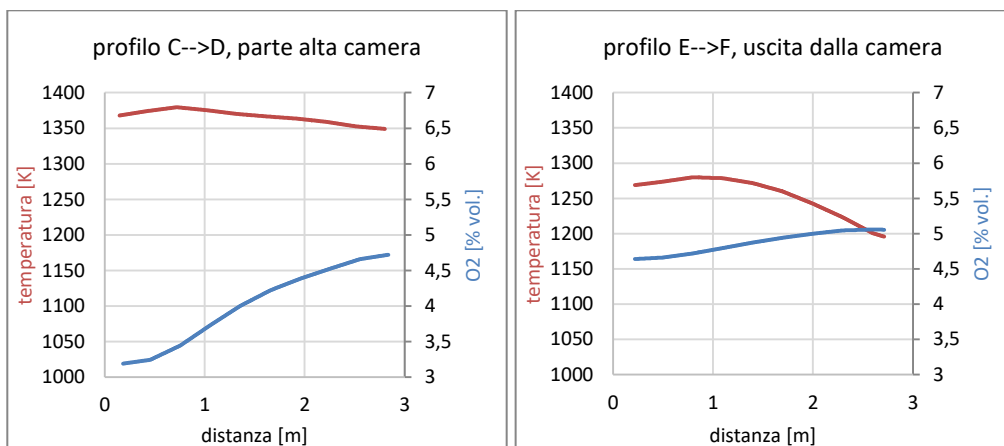


Figura 10. Profili di temperatura e concentrazione di ossigeno, nella parte alta della camera (sezione C-D) e all'uscita della stessa (sezione E-F), lungo la mezzieria del dominio, per il caso con  $PCI = 2000\text{ kcal/kg}$ .

- Flusso termico sulle pareti:

Nella Figura 11 si riporta l'andamento del flusso termico fra i gas e gli scambiatori vaporizzatori all'interno della camera di combustione.

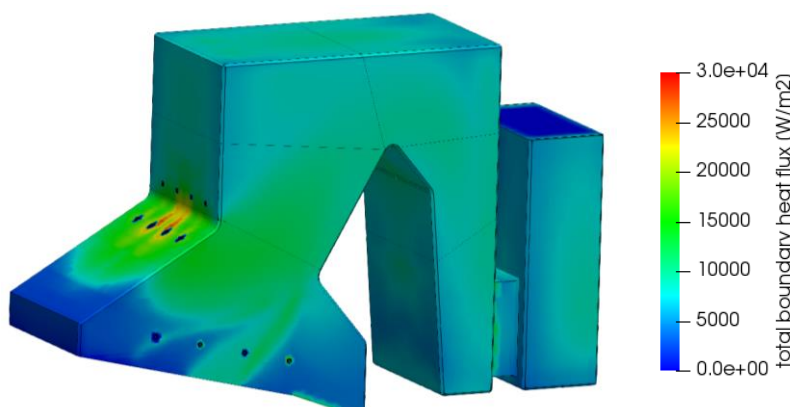


Figura 11. Flusso termico a parete con  $PCI = 2000\text{ kcal/kg}$ .



- Tempi di residenza lungo linee di flusso (e temperature corrispondenti):

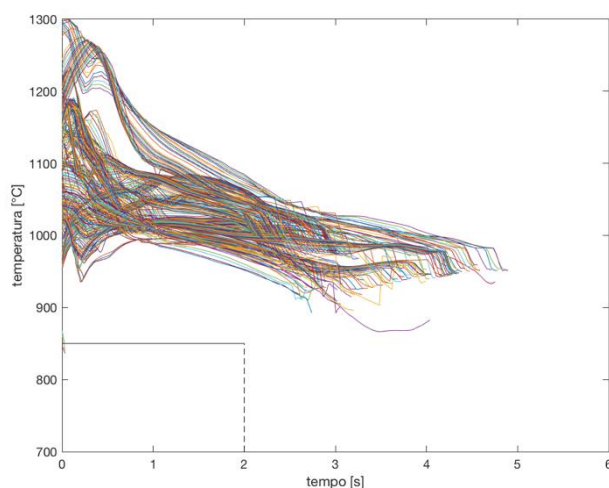
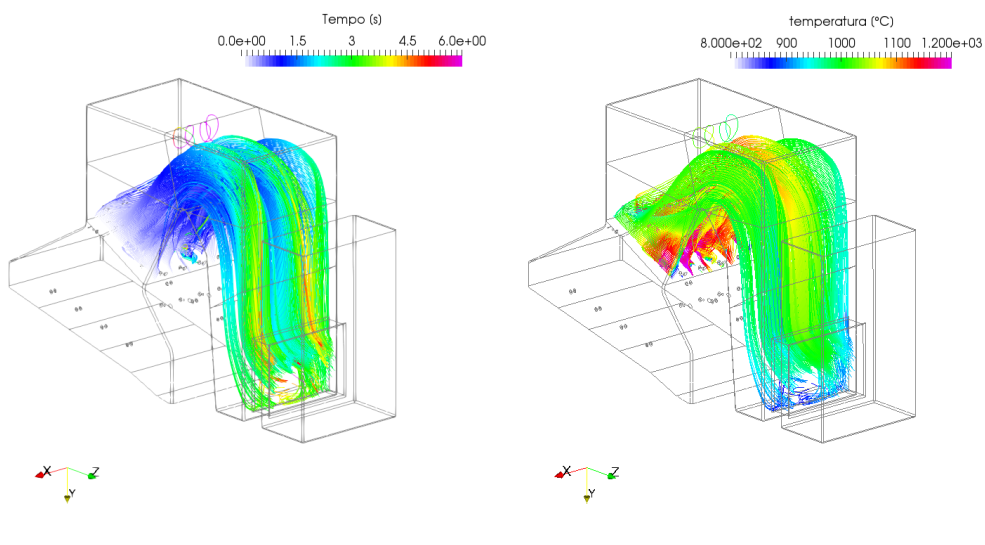


Figura 12. (a) Linee di flusso emesse dalla zona di gola della camera, colorate secondo la temperatura e il tempo di residenza a partire dal punto di emissione. (b) Diagrammi temperatura-tempo su ciascuna linea di flusso. Caso con PCI= 2000 kcal/kg.

Nella Figura 12 sono visualizzati le temperature e i tempi di percorrenza calcolati lungo un fascio di 900 linee di flusso emesse a partire dalla zona dell'ultima immissione di aria secondaria fino alla sezione di uscita dalla camera di combustione. Nella condizione esaminata i tempi di residenza dei fumi in tale tratto della camera di combustione risultano essere non inferiori ai 3 secondi con punte anche superiori ai 4 secondi per larga parte delle linee di flusso. In particolare il diagramma temperatura-tempo riportato in Figura 12.b mostra come nessuna delle linee di flusso esaminate permangano a temperature non inferiori ai 920 °C per più di 2 secondi. In questo caso la portata dei fumi è di circa 15.65 kg/s.



### 6.3.2 Risultati per il caso con RSU da 3000 kcal/kg

- Temperature dei gas:

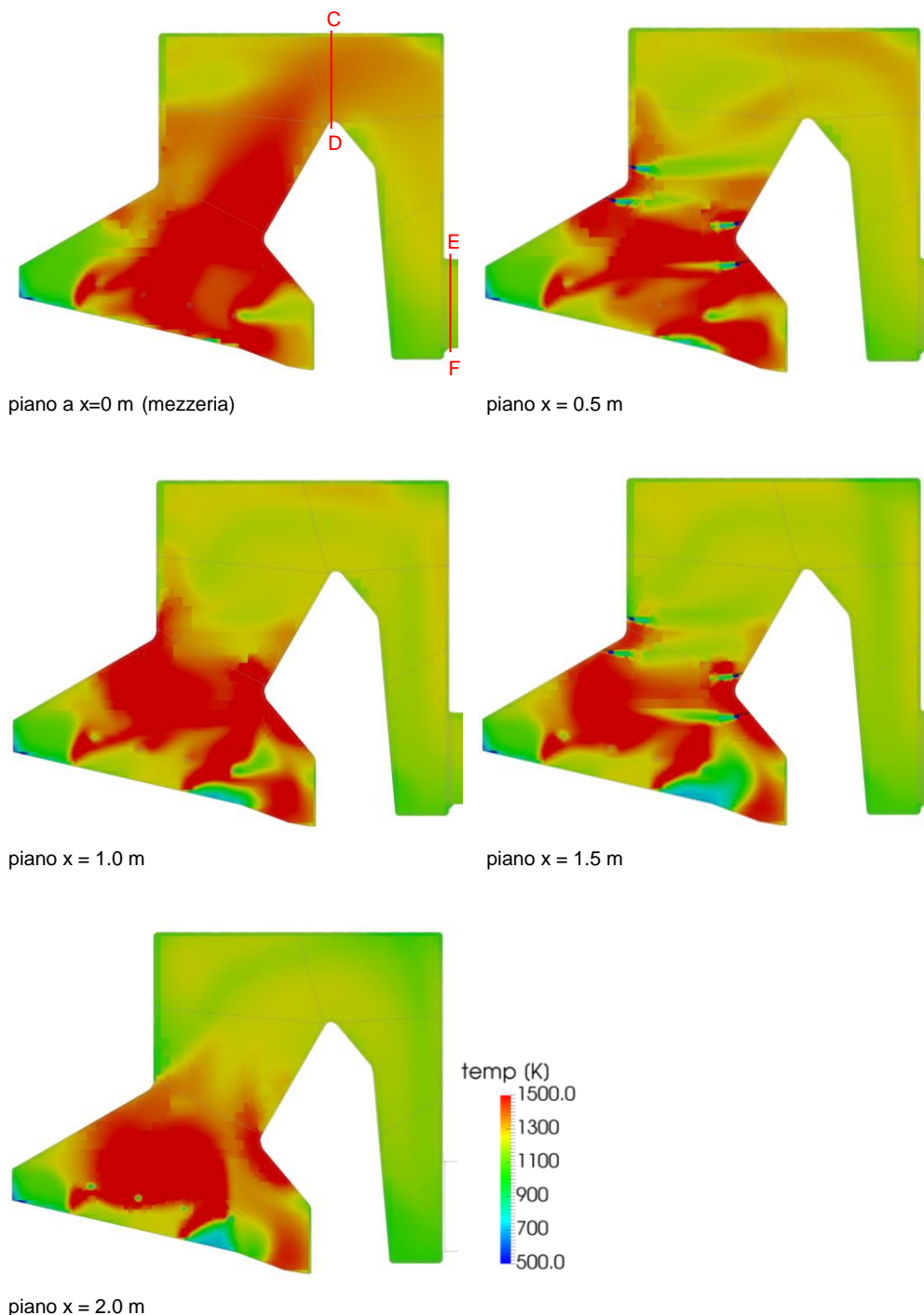


Figura 13. Andamento delle temperature con  $PCI= 3000$  kcal/kg. Diverse sezioni a partire dal piano di mezzeria, definito da  $x = 0$  m.

Anche in questo caso che risulta essere quello più gravoso, come visibile in Figura 13 le temperature a valle dell'ultima immissione di aria secondaria risultano essere sempre  $> 850^{\circ}\text{C}$ . In particolare nella parte alta della camera di combustione in corrispondenza della sezione C-D (Figura 13), muovendosi

dall'alto verso il basso della stessa, la temperatura risulta essere sempre  $> 1300$  K ( $1027^{\circ}\text{C}$ ) con picchi pari a circa  $1360$  K (circa  $1090^{\circ}\text{C}$ ), come visibile in Figura 14. All'uscita del tratto discendente, in corrispondenza della sezione E-F (Figura 13), la temperatura muovendosi dall'alto verso il basso (Figura 13), risulta essere sempre  $> 1150$  K (circa  $877^{\circ}\text{C}$ ) con picchi pari a circa  $1225$  K (circa  $952^{\circ}\text{C}$ ).

Nella stessa Figura 14 si riporta anche la concentrazione di ossigeno nei diversi punti delle sezioni considerate.

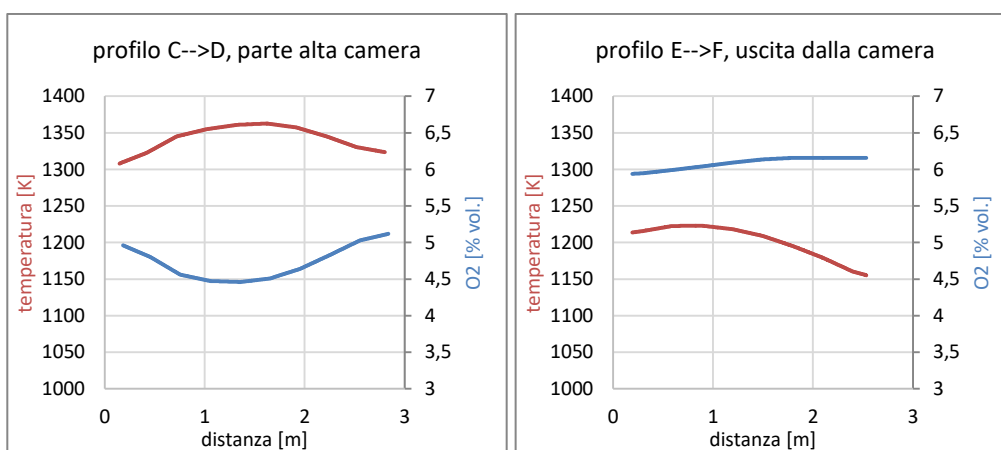


Figura 14. Profili di temperatura e concentrazione di ossigeno, nella parte alta della camera (sezione C-D) e all'uscita della stessa (sezione E-F), lungo la mezzieria del dominio, per il caso con  $\text{PCI} = 3000$  kcal/kg.

- Flusso termico sulle pareti:

Nella Figura 15 si riporta l'andamento del flusso termico fra i gas e gli scambiatori vaporizzatori all'interno della camera di combustione.

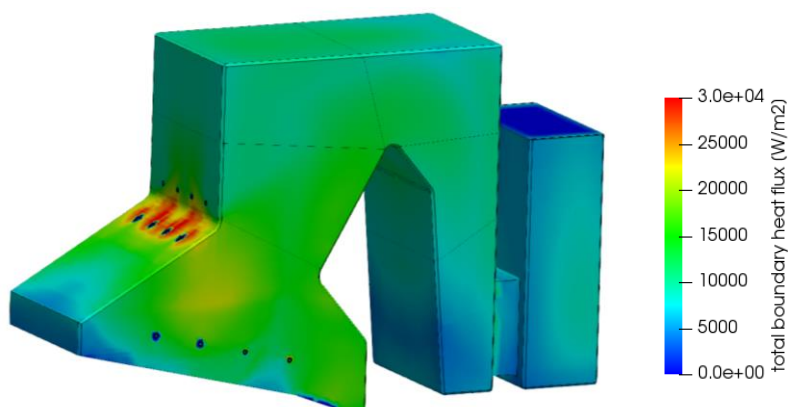
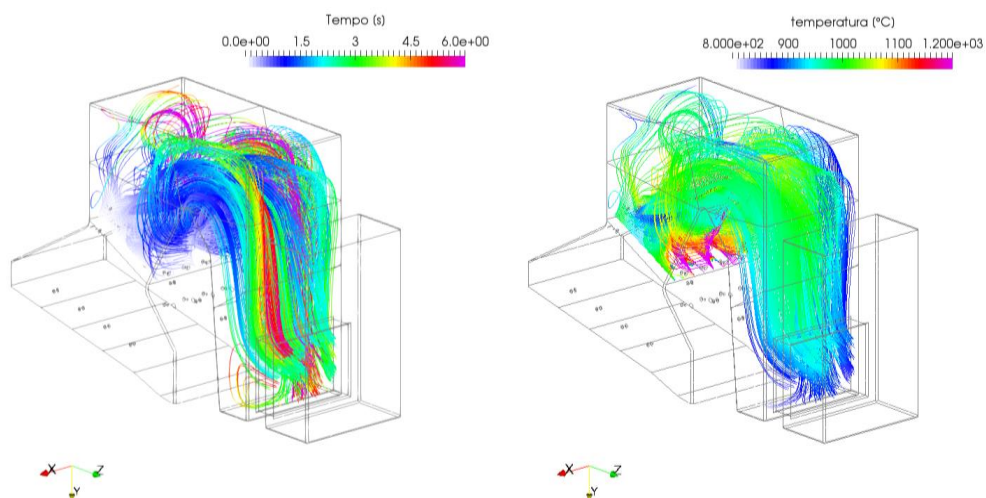
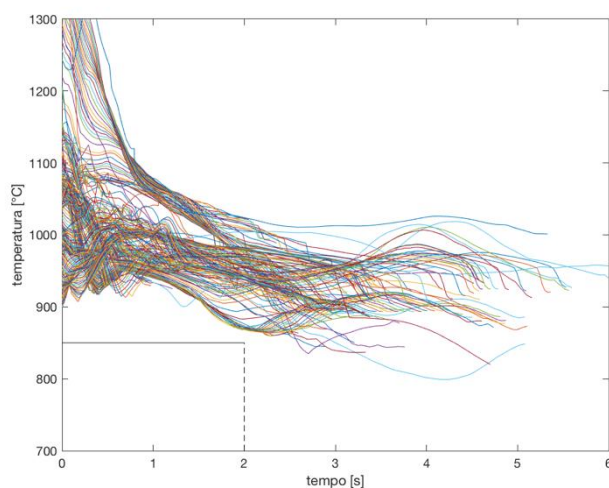


Figura 15. Flusso termico a parete. Caso 3000 kcal/kg.

- Tempi di residenza lungo linee di flusso (e temperature corrispondenti):



(a)



(b)

Figura 16. (a) Linee di flusso emesse dalla zona di gola della camera, colorate secondo la temperatura e il tempo di residenza a partire dal punto di emissione. (b) Diagrammi temperatura-tempo su ciascuna linea di flusso. Caso con  $PCI = 3000 \text{ kcal/kg}$ .

Nella Figura 16 sono visualizzati le temperature e i tempi di percorrenza calcolati lungo un fascio di 900 linee di flusso emesse a partire dalla zona dell'ultima immissione di aria secondaria fino alla sezione di uscita dalla camera di combustione. Nella condizione esaminata i tempi di residenza dei fumi in tale tratto della camera di combustione risultano essere sempre non inferiori ai 2.5 secondi con punte superiori anche ai 4 secondi per alcune delle linee di flusso. In particolare il diagramma temperatura-tempo riportato in Figura 16.b mostra come nessuna delle linee di flusso esaminate scenda sotto i  $870 \text{ °C}$  nei primi 2



secondi. Per il presente caso con 3000 kcal/kg la portata dei fumi è di 16.81 kg/s.

### 6.3.3 Posizionamento sonde di temperatura

Premesso che gli elaborati considerati riguardano un livello di progettazione definitiva e non esecutiva, come richiesto dalla norma, si ritiene comunque utile poter dare una indicazione sul posizionamento delle sonde di temperatura e di ossigeno utilizzate per monitorare il rispetto delle prescrizioni di legge. Alla luce dei risultati su riportati e con riferimento alla Figura 13, si ritiene utile posizionare le suddette sonde in prossimità delle superfici laterali del tratto discendente della camera di combustione in prossimità della sezione di uscita dei fumi (sezione E-F di Figura 13). In questa zona infatti si riscontrano i valori minori delle temperature.

## 7. Riferimenti bibliografici

1. Yin C., Rosendahl L., Kær S. K. (2008). Grate-firing of biomass for heat and power production. *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 34, 725–754.
2. Y.B. Yang, C. Ryu, J. Goodfellow, V. Nasserzadeh Sharifi, J. Swithenbank, (2004), Modelling Waste Combustion in Grate Furnaces, *Process Safety and Environmental Protection*, Volume 82, Issue 3, May 2004, Pages 208-222.
3. Y.B. Yang, V. Nasserzadeh Sharifi, J. Swithenbank, (2006), Substoichiometric Conversion of Biomass and Solid Wastes to Energy in Packed Beds, *AIChE Journal*, 52(2), 809–817.
4. Ismail, T., El-Salam, M. A., El-Kady, M., & El-Haggar, S. (2014). Three-dimensional model of transport and chemical late phenomena on a MSW incinerator. *International Journal of Thermal Sciences*, 77, 139–157.
5. Converge Manual, v 2.4, (2018) Convergent Science.
6. Gregory P. Smith, David M. Golden, Michael Frenklach, Nigel W. Moriarty, Boris Eiteneer, Mikhail Goldenberg, C. Thomas Bowman, Ronald K. Hanson, Soonho Song, William C. Gardiner, Jr., Vitali V. Lissianski, and Zhiwei Qin [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech/](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/)

Perugia, Febbraio 2020



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI  
DI PERUGIA

Calcolo mediante CFD dello scambio termico nella nuova camera di combustione del termovalorizzatore  
Committente: AISA Impianti S.p.A. - Località: San Zeno (AR)

Estensore della relazione:

Prof. Michele Battistoni

Gruppo di lavoro:

Prof. Michele Battistoni

Prof. Francesco Di Maria