



Ricerca di Sistema elettrico

## Implementazione di uno strumento di calcolo per l'analisi di sistemi energetici alimentati a biomassa legnosa

*M. Caldera, V. Gerardi, R. Roberto*

## IMPLEMENTAZIONE DI UNO STRUMENTO DI CALCOLO PER L'ANALISI DI SISTEMI ENERGETICI ALIMENTATI A BIOMASSA LEGNOSA

M. Caldera, V. Gerardi, R. Roberto (ENEA)

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: Sviluppo di sistemi per la produzione di energia elettrica da biomasse e l'upgrading dei biocombustibili

Obiettivo: Sviluppo di sistemi di produzione dell'energia elettrica e cogenerativi

Responsabile del Progetto: Vito Pignatelli, ENEA

## Indice

SOMMARIO .....	5
1 INTRODUZIONE .....	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI .....	7
2.1 OBIETTIVI .....	7
2.2 DESCRIZIONE DEL SISTEMA .....	7
2.2.1 <i>Impianti alimentati a biomassa legnosa</i> .....	7
2.2.2 <i>Impianto con caldaia a sali fusi e cogeneratore a ciclo Rankine</i> .....	8
2.3 SOFTWARE DI SIMULAZIONE .....	10
2.4 DESCRIZIONE DEL MODELLO DI SIMULAZIONE .....	11
2.5 PRIMI RISULTATI .....	17
2.6 SVILUPPI FUTURI .....	22
3 CONCLUSIONI .....	23
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	24
ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI .....	25

## Lista delle Figure

Figura 1. Impianto con caldaia e unità cogenerativa .....	9
Figura 2. Schema a blocchi del modello implementato nel codice numerico.....	12
Figura 3. Flow chart del codice di simulazione numerica.....	15

## Lista delle Tabelle

Tabella 1. Composizione della biomassa .....	17
Tabella 2. Casi studio .....	17
Tabella 3. Parametri di input per i vari casi studio .....	18
Tabella 4. Risultati – sezione unità di combustione e sezione scarico fumi.....	19
Tabella 5. Risultati – caldaia a sali fusi.....	20
Tabella 6. Risultati – sezione recuperatore di calore per l’aria secondaria .....	20
Tabella 7. Risultati – sezione recuperatore di calore per l’aria primaria .....	20
Tabella 8. Effetto della temperatura di preriscaldamento dell’aria primaria sulle prestazioni del sistema .....	21

## Sommario

L'attività presentata nel presente report ha come obiettivo la realizzazione di codice numerico quale strumento per l'analisi di sistemi energetici alimentati a biomassa solida.

E' stato implementato un codice di calcolo che risolve i bilanci di massa e di energia dei principali componenti del generatore di calore con caldaia, compreso il sistema di combustione ed i recuperatori.

La prima versione del codice, che è in fase di sviluppo, è stata utilizzata per analizzare vari casi studio con il sistema caldaia abbinato a unità cogenerative di potenza pari a  $1 \text{ MW}_e$  e  $200 \text{ kW}_e$  e in diverse condizioni di lavoro. In particolare l'attività è rivolta all'analisi di una categoria innovativa di impianti che abbinano cicli Rankine a fluidi di lavoro non convenzionali con caldaie a sali fusi operanti a temperature superiori a  $450 \text{ }^\circ\text{C}$ . Le simulazioni permettono di calcolare il rendimento termico, il consumo di biomassa, le portate e temperature dei fluidi impiegati e altri parametri significativi nelle varie condizioni di lavoro.

Il codice rappresenta il primo passo verso la progettazione e implementazione di uno strumento per la modellazione di sistemi energetici, che contribuirà a individuare possibili configurazioni impiantistiche di interesse caratterizzate da rendimenti elettrici e globali superiori all'attuale stato dell'arte per analoghe taglie di impianto.

## 1 Introduzione

Le attività descritte nel presente report si inseriscono nella tematica di ricerca “Studi e sperimentazioni sui potenziali sviluppi delle energie rinnovabili – Energia elettrica da biomasse”, e in particolare nell’obiettivo “Sviluppo di sistemi per la produzione di energia elettrica” del Progetto “Sviluppo di sistemi per la produzione di energia elettrica da biomasse e l’upgrading dei biocombustibili”.

Le attività della presente linea progettuale si propongono di valutare, dal punto di vista tecnico, energetico ed economico, la fattibilità di sistemi innovativi per la produzione di energia elettrica e termica da biomasse legnose di taglia non superiore a 1 MW<sub>e</sub>. In particolare l’indagine è rivolta a individuare la possibilità di utilizzare i sali fusi come fluido termovettore tra la caldaia ed il motore primo, e di utilizzare unità di cogenerazione innovative basate su cicli Rankine in grado di operare ad alta temperatura [1]. Tra gli obiettivi vi è quello di individuare configurazioni in grado di raggiungere rendimenti elettrici e globali superiori alle attuali unità ORC di pari potenza.

Le caratteristiche dei sali fusi (alte temperature operative, buone proprietà di scambio termico, elevata capacità termica, bassa pressione operativa, non infiammabili né tossici) li rendono un buon candidato come fluido termovettore in impianti di cogenerazione. Interessanti soluzioni sono prevedibili inoltre dall’abbinamento con impianti solari a concentrazione.

In tale contesto si inserisce la presente attività di implementazione di modelli di calcolo per la simulazione delle prestazioni degli impianti costituiti da un generatore di calore a biomassa solida abbinato ad un’unità di cogenerazione di taglia non superiore a 1 MW<sub>e</sub>.

Tra le finalità del modello di calcolo vi è la valutazione ed il confronto tra differenti condizioni di lavoro del sistema sopra menzionato per verificarne la fattibilità dal punto di vista energetico ed i rendimenti complessivamente raggiungibili.

## 2 Descrizione delle attività svolte e risultati

### 2.1 Obiettivi

L'attività avviata nella presente annualità e di seguito descritta si è svolta in parallelo alle linee di ricerca rivolte allo studio delle miscele di sali fusi idonee per l'applicazione come fluidi termovettori in impianti alimentati a biomassa legnosa, alla definizione delle principali sezioni dell'unità di combustione e degli scambiatori di calore con i sali fusi, e in particolare alla definizione di fluidi e relativi cicli termodinamici operanti nell'intervallo di temperatura caratteristico dei sali fusi [1], [2].

L'obiettivo della prima annualità è di definire i parametri caratteristici dei sistemi individuati. Per valutare e confrontare differenti condizioni di lavoro del sistema cogenerativo e verificarne la fattibilità dal punto di vista energetico è stato implementato in ambiente Matlab® un modello, che si intende sviluppare nelle successive fasi dell'attività al fine di avere uno strumento di calcolo che permetta di effettuare analisi integrate di tipo energetico ed economico.

### 2.2 Descrizione del sistema

#### 2.2.1 Impianti alimentati a biomassa legnosa

Negli ultimi anni vi è stato un notevole sviluppo della produzione di energia da biomassa in impianti di potenza. In particolare si è assistito ad una diffusione sul territorio di impianti di cogenerazione alimentati a biomasse legnose di taglia tipicamente inferiore o prossima a 1 MW<sub>e</sub>, agevolati dalla presenza di incentivi per la produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili.

Oltre agli aspetti legati alla filiera di approvvigionamento del combustibile e alle sue caratteristiche, le principali criticità degli impianti a biomasse legnose sono legate ai rendimenti elettrici inferiori rispetto all'utilizzo di combustibili fossili, alle emissioni di inquinanti (principalmente PM e NO<sub>x</sub>) e allo smaltimento dei residui.

Le opportunità di sviluppo del settore e la necessità di raggiungere gli obiettivi comunitari e nazionali sull'incremento della produzione di energia da rinnovabili (in particolare termiche) richiedono sia di realizzare sistemi con rendimenti elettrici superiori sia di realizzare impianti cogenerativi in grado di valorizzare il calore in uscita dal ciclo termodinamico.

La realizzazione di impianti di taglia inferiore a 1 MW<sub>e</sub>, in grado di abbinare alla generazione elettrica un utilizzo ottimale dell'energia termica cogenerata, permette di ottenere rendimenti globali elevati e di valorizzare la disponibilità locale di biomassa legnosa, rendendo sostenibile la produzione di energia da biomasse.

Le tecnologie più diffuse, le quali hanno ormai dimostrato un elevato livello di affidabilità e maturità tecnologica, sono rappresentate da impianti con ciclo a vapore d'acqua ed espansione in turbina (ciclo Rankine - Hirn) e da impianti con ciclo a vapore di fluidi organici con espansione in turbina (ciclo ORC - Organic Rankine Cycle).

In [1] sono individuati cicli termodinamici e relativi sistemi ORC in grado di sfruttare una fonte termica (sali fusi) disponibile a temperatura superiore a 450 °C con rendimenti netti del ciclo anche superiori al 25%.

I sistemi proposti, per i quali sono previste analisi ulteriori per verificarne la completa fattibilità tecnica anche attraverso la realizzazione di un impianto pilota di piccola taglia, rappresentano un'interessante soluzione per lo sfruttamento di calore ad alta temperatura e per la produzione di energia elettrica in cogenerazione.

Nei successivi paragrafi sono descritti lo schema tipo dell'impianto costituito da una caldaia a biomassa a sali fusi e da un sistema cogenerativo a ciclo Rankine, e il modello di calcolo implementato per la simulazione di un impianto tipo in diverse condizioni operative. Sono altresì individuati i principali parametri di funzionamento del sistema ed il corrispondente rendimento di produzione termica.

### 2.2.2 Impianto con caldaia a sali fusi e cogeneratore a ciclo Rankine

L'impianto considerato nello studio descritto nel presente Report è costituito da un sistema di combustione alimentato a biomassa legnosa che utilizza come fluido di lavoro sali fusi abbinato ad un motore primo basato su un ciclo Rankine, in grado di lavorare a temperature più elevate rispetto a cicli ORC tradizionali.

Lo schema dell'impianto è rappresentato in Figura 1, in cui sono indicate le seguenti sezioni principali:

- sistema di alimentazione della biomassa;
- unità di combustione con caldaia a sali fusi;
- scambiatore di calore sali fusi - fluido motore del ciclo Rankine;
- motore;
- recuperatore di calore fumi-aria secondaria;
- recuperatore di calore fumi-aria primaria;
- sezione di trattamento fumi;
- camino.

La biomassa impiegata è cippato di legno, il quale viene estratto dal silo di stoccaggio tramite un sistema di estrazione a rastrelli e alimentato alla caldaia mediante un trasportatore a catena e spintore idraulico.

L'aria primaria viene inviata sotto griglia in rapporto stechiometrico con la portata di biomassa, mentre l'aria secondaria è inviata ad un livello superiore in quantità tale da avere un tenore di O<sub>2</sub> nei fumi sufficiente per garantire il completamento del processo di combustione della biomassa su griglia. Si ha un'ulteriore portata di aeriforme in camera di combustione, costituita da fumi prelevati a valle del sistema di trattamento per la rimozione delle polveri, ricircolati in quantità tale da mantenere la temperatura della griglia e la temperatura all'interno della camera di combustione prossima alle condizioni di progetto e di contribuire a limitare la formazione di NO<sub>x</sub>.

I sali fusi scaldati dai fumi di combustione sono utilizzati come fluido termovettore per alimentare un ciclo termodinamico per la produzione di energia elettrica e termica in cogenerazione. La temperatura di ingresso del fluido termovettore all'unità di cogenerazione è pari a 500 °C nelle specifiche configurazioni esaminate, definite in base ai parametri dei cicli termodinamici [1]. I sali fusi che si intendono utilizzare nell'applicazione in esame sono costituiti da miscele di sali eutettiche ternarie, adatte principalmente in ragione della relativamente bassa temperatura di solidificazione. Esse possono infatti operare senza rischio di solidificazione fino alla temperatura di 200 °C [3] [4], mentre la miscela binaria "Solar Salt" (costituita per il 60÷66% da Nitrato di Sodio NaNO<sub>3</sub> e per il 34÷40% da Nitrato di Potassio KNO<sub>3</sub>) non può essere utilizzata a temperature operative inferiori a 280 °C.

Nelle configurazioni impiantistiche analizzate, vista l'alta temperatura di ritorno dei sali in caldaia, al fine di aumentare il rendimento della caldaia e il rendimento complessivo dell'impianto, si rende necessario utilizzare il calore residuo dei fumi in uscita dallo scambiatore fumi-sali fusi per preriscaldare l'aria primaria e l'aria secondaria in ingresso alla caldaia.

La linea di trattamento fumi è costituita da un multiciclone, seguito da un elettrofiltro o un filtro a maniche posto in serie.

Per valutare i principali parametri caratteristici del sistema nei vari assetti operativi ed il rendimento della caldaia è stato implementato un modello di calcolo per la risoluzione delle equazioni di bilancio di massa e di energia, descritto nel successivo paragrafo.

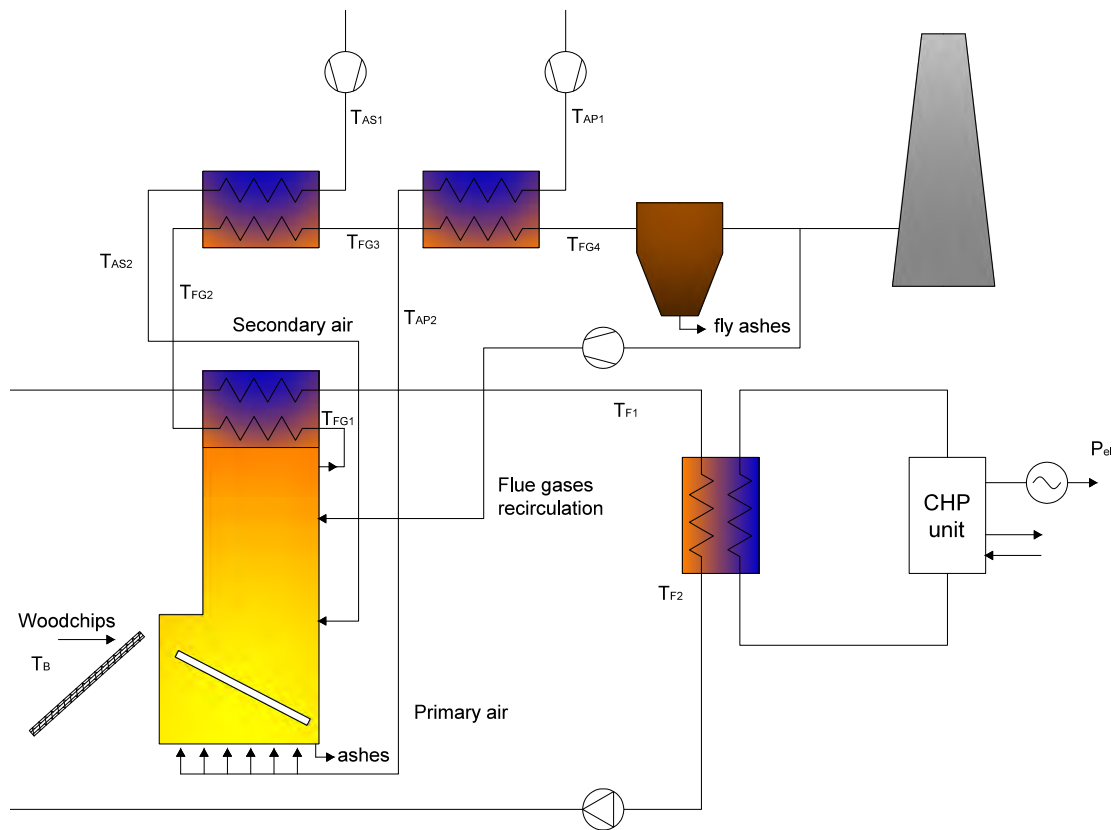


Figura 1. Impianto con caldaia e unità cogenerativa

## 2.3 Software di simulazione

Il modello del sistema descritto nel paragrafo precedente è stato implementato in ambiente Matlab® [5]. Si è scelto di utilizzare Matlab® in quanto esso rappresenta un linguaggio di programmazione versatile e adatto all'applicazione in esame. In questo modo è possibile effettuare analisi personalizzate e implementazioni successive in base agli sviluppi dell'attività, realizzando quindi uno strumento di simulazione dedicato.

MATLAB® è un linguaggio di programmazione di alto livello per lo sviluppo di applicazioni inerenti il calcolo numerico. Esso consiste in un ambiente interattivo per il calcolo numerico, l'analisi, la visualizzazione di dati e la programmazione. Mediante MATLAB, è possibile analizzare serie di dati, sviluppare algoritmi, creare modelli e applicazioni dedicati, con un grado variabile di dettaglio e molteplici possibilità di personalizzazione. Esso permette di operare con complesse funzioni di matematica e calcolo e di sviluppare procedure personalizzate per la modellistica e la simulazione di fenomeni anche molto complessi.

Il linguaggio MATLAB è utilizzato in numerosi campi dell'ingegneria, per lo sviluppo di algoritmi di calcolo e di ottimizzazione di processo. Le funzioni matematiche integrate permettono di effettuare calcoli di algebra lineare, statistica, analisi di Fourier, integrazione e soluzione di equazioni differenziali ordinarie. Sono presenti anche strumenti di sviluppo che permettono un'ottimizzazione del codice per velocizzare i tempi di calcolo e di soluzione dei problemi. Rispetto ad altri strumenti informatici, in Matlab sono disponibili toolbox dedicati rivolti allo studio di applicazioni specifiche.

Infine è possibile creare applicazioni con interfacce grafiche personalizzate, e integrare algoritmi basati su applicazioni e linguaggi esterni per una maggiore ottimizzazione del lavoro (è possibile ad esempio integrare codice C e Java, e interfacciarsi con i fogli di calcolo di Microsoft Excel).

## 2.4 Descrizione del modello di simulazione

Nel presente paragrafo è descritto il modello implementato in Matlab®, il cui flow-chart è riportato in Figura 3. L'impianto, descritto in dettaglio nel paragrafo 2.2.2, è costituito da generatore di calore a biomassa solida con caldaia, nella quale i fumi in uscita dall'unità di combustione riscaldano un fluido termovettore che, a sua volta, alimenta un sistema di produzione di energia elettrica e termica in modalità cogenerativa. Si tratta della prima versione di un codice numerico in fase di sviluppo con il quale si intende modellare dal punto di vista energetico ed economico un sistema costituito da:

Per il sistema di produzione del calore (linea fumi – fluido termovettore):

- unità di combustione della biomassa;
- caldaia;
- recuperatori di calore per il preriscaldamento dell'aria primaria e secondaria;
- sistema di ricircolo fumi;
- unità di trattamento fumi;
- ausiliari principali;

Per il sistema di cogenerazione (linea fluido termovettore – fluido motore):

- evaporatore;
- cogeneratore;
- sistema di cessione del calore cogenerato all'utenza e/o condensatore;
- ausiliari principali.

La versione attuale del modello è in grado di svolgere un'analisi energetica semplificata della caldaia, per eseguire valutazioni e confronti tra diverse configurazioni d'impianto con differenti fluidi termovettori (sali fusi, olio diatermico, vapore d'acqua) e unità di cogenerazione.

Il modello effettua i bilanci di massa e di energia con un approccio a parametri concentrati. Con riferimento allo schema complessivo dell'impianto (Figura 1), nel modello attualmente implementato sono inclusi i seguenti componenti del sistema (Figura 2)

1. unità di combustione della biomassa, suddivisa nella sezione di griglia (in cui avviene la combustione in condizioni stechiometriche tra la biomassa e l'aria primaria) e nella sezione di completamento delle reazioni di combustione (in cui si ha l'immissione dell'aria secondaria e del ricircolo dei fumi);
2. caldaia, in cui avviene lo scambio termico tra i fumi in uscita dall'unità di combustione e il fluido termovettore (es. sali fusi), indicato nel seguito con la sigla HX;
3. recuperatore di calore dei fumi per il preriscaldamento dell'aria secondaria, indicato nel seguito con la sigla SRHX;
4. recuperatore di calore dei fumi per il preriscaldamento dell'aria primaria, nel seguito indicato con la sigla PRHX.

In questa prima fase si sono trascurate le perdite di calore nel sistema di distribuzione dei fumi e nella pipeline del fluido termovettore.

Il modello a blocchi è riportato in Figura 2. Sulla base della potenza elettrica nominale erogata dal cogeneratore e del corrispondente rendimento elettrico, si ricava la potenza termica netta ceduta al fluido motore (ovvero il fluido che effettua il ciclo termodinamico Rankine). Il calore complessivamente ceduto dal fluido termovettore (i sali fusi nel presente Report) include il contributo legato alle perdite di calore nell'evaporatore dell'impianto di cogenerazione.

Il salto di temperatura del fluido termovettore in HX è un dato di progetto, così come la temperatura dei fumi provenienti dall'unità di combustione e la differenza di temperatura tra i fumi in uscita e il fluido termovettore in ingresso in HX.

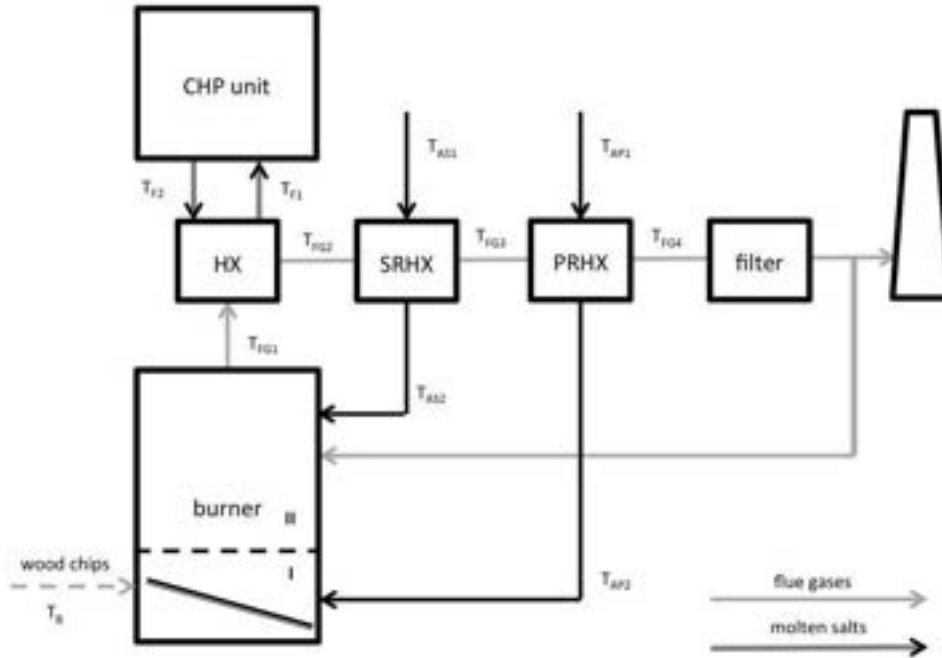


Figura 2. Schema a blocchi del modello implementato nel codice numerico

Nel caso di utilizzo di sali fusi quali fluido termovettore le corrispondenti temperature di ritorno in caldaia sono tipicamente superiori a 180 °C, di conseguenza i fumi in uscita dalla caldaia presentano temperature ancora molto elevate, che devono essere in qualche modo sfruttate onde ottenere rendimenti accettabili.

I fumi in uscita da HX sono quindi utilizzati nello scambiatore SRHX per preriscaldare l'aria secondaria, prelevata a temperatura ambiente. In serie a SRHX si trova lo scambiatore PRHX nel quale i fumi cedono un'altra quota di calore per preriscaldare l'aria primaria, anch'essa prelevata a temperatura ambiente. Nei generatori a biomassa solida a griglia mobile l'aria primaria svolge anche la funzione di raffreddare la griglia e limitare i fenomeni di fusione delle ceneri. La griglia è uno dei componenti più critici nelle caldaie a biomassa, pertanto è buona norma che la temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria non ecceda i limiti di progetto. Nel modello la temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria è un dato di input.

L'aria secondaria è introdotta in caldaia sopra griglia e apporta un eccesso di ossigeno che contribuisce a completare le reazioni di combustione, pertanto sono ammissibili temperature di preriscaldamento superiori rispetto a quelle dell'aria primaria. Nella configurazione d'impianto analizzata, la scelta di modellare due scambiatori distinti per il preriscaldamento dell'aria è motivata dal fatto che la temperatura dei fumi in uscita dalla caldaia è ancora molto elevata, mentre l'aria primaria inviata sotto-griglia, a differenza dell'aria secondaria, non può essere preriscaldata eccessivamente, come sarà spiegato nei paragrafi successivi.

Nel presente modello non si considerano recuperi di calore esterni al generatore di calore a biomassa non direttamente collegati al processo di cogenerazione, onde rendere il sistema indipendente e non vincolato ad altre utenze.

L'unità di combustione è modellata distinguendo tra una sezione primaria, dove si trova la griglia, e una sezione secondaria. Nella sezione primaria entrano la biomassa e l'aria primaria in rapporto stechiometrico mentre nella sezione secondaria i prodotti di combustione sono miscelati con l'aria secondaria e i fumi di ricircolo. Il ricircolo fumi è calcolato in modo tale da garantire la temperatura di progetto dei fumi in ingresso nella caldaia a sali fusi. La portata di aria secondaria è calcolata in funzione dell'eccesso d'aria  $\lambda$ , che rappresenta il rapporto tra l'aria effettiva e l'aria stechiometrica:

$$\lambda = \frac{V_a}{V_{a,st}}$$

L'eccesso d'aria è tale per cui la percentuale di ossigeno nei fumi è pari al valore di progetto fornito in input al modello.

La biomassa è caratterizzata dalla composizione in termini di frazione in massa dei principali elementi (C, H, S, O, N) nel combustibile secco (ss), e dal contenuto idrico  $W$ , cioè della frazione in massa di acqua sulla biomassa tal quale (tq):

$$W = \frac{m_{tq} - m_{ss}}{m_{tq}}$$

Dalla conoscenza della composizione della biomassa e della quantità di aria introdotta è possibile ricavare la composizione dei prodotti di reazione. Il modello assume una combustione completa, pertanto le specie chimiche presenti nei fumi sono  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{N}_2$  e  $\text{O}_2$ .

I bilanci di massa richiedono il calcolo delle frazioni in massa delle specie chimiche, con le quali viene determinata la massa molecolare e la densità dei fumi in condizioni normali.

I bilanci di energia del richiedono il potere calorifico della biomassa, l'entalpia dei fumi e dell'aria comburente. Tali grandezze sono inoltre necessarie per il calcolo della temperatura di combustione.

Il potere calorifico superiore della biomassa ( $H_S$ ), in MJ/kg d.b., è calcolato con la seguente relazione empirica in funzione della percentuale in massa degli elementi nel combustibile secco [6]:

$$H_S = 0,3491 \cdot X_C + 1,1783 \cdot X_H + 0,1005 \cdot X_S - 0,0151 \cdot X_N - 0,1034 \cdot X_O - 0,0211 \cdot X_{ash}$$

L'effetto riduttivo sul contenuto energetico dovuto alle ceneri è già considerato nel calcolo di  $H_S$ .

Il potere calorifico inferiore ( $H_I$ ) utilizzato nel calcolo dei bilanci di energia tiene conto del contenuto di umidità del combustibile, ed è calcolato a partire dal potere calorifico superiore con la seguente relazione (in cui le grandezze  $W$  e  $X_H$ , che rappresentano il contenuto idrico e la frazione in massa di idrogeno, sono espresse sotto forma di decimali mentre  $H_I$  è espresso in MJ/kg sul secco) [6]:

$$H_I = H_S \cdot (1 - W) - 2,444 \cdot W - 2,444 \cdot X_H \cdot 8,936(1 - W)$$

dove:

- 2,444 è il calore latente di evaporazione (in MJ/kg) di 1 kg di acqua a 25 °C;
- 8,936 è il rapporto tra la massa molecolare di  $\text{H}_2\text{O}$  e  $\text{H}_2$ .

L'entalpia dei fumi è data dal contributo di ciascuna delle specie chimiche. Nel modello implementato, l'entalpia delle specie chimiche è calcolata tramite la seguente equazione empirica ottenuta tramite regressione polinomiale [7]:

$$\frac{h^0(T)}{RT} = a_1 + a_2 \frac{T}{2} + a_3 \frac{T^2}{3} + a_4 \frac{T^3}{4} + a_5 \frac{T^4}{5} + \frac{b_1}{T}$$

dove:

$h^0$  è l'entalpia della specie chimica, in kJ/kmol;

$R$  è la costante molare dei gas, 8,31451 J/(mol K);

$T$  è la temperatura assoluta, K;

$a_1, \dots, a_5, b_1$  sono i coefficienti polinomiali determinati per via empirica [7].

L'entalpia dei fumi è calcolata come somma dell'entalpia dei costituenti pesata sulle relative frazioni in massa, previa conversione da kJ/kmol in kJ/kg utilizzando le masse molecolari  $M$ :

$$H_G = H_{CO_2} \cdot \frac{X_{CO_2}}{M_{CO_2}} + H_{H_2O} \cdot \frac{X_{H_2O}}{M_{H_2O}} + H_{SO_2} \cdot \frac{X_{SO_2}}{M_{SO_2}} + H_{N_2} \cdot \frac{X_{N_2}}{M_{N_2}} + H_{O_2} \cdot \frac{X_{O_2}}{M_{O_2}}$$

L'entalpia dell'aria comburente è calcolata noto il calore specifico, che si mantiene pressoché costante nell'intervallo tra 0°C e 250°C, con un valore medio  $\bar{c}_{p,A} = 1,01 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ :

$$H_A = \dot{m}_A \bar{c}_{p,A} \Delta T_A$$

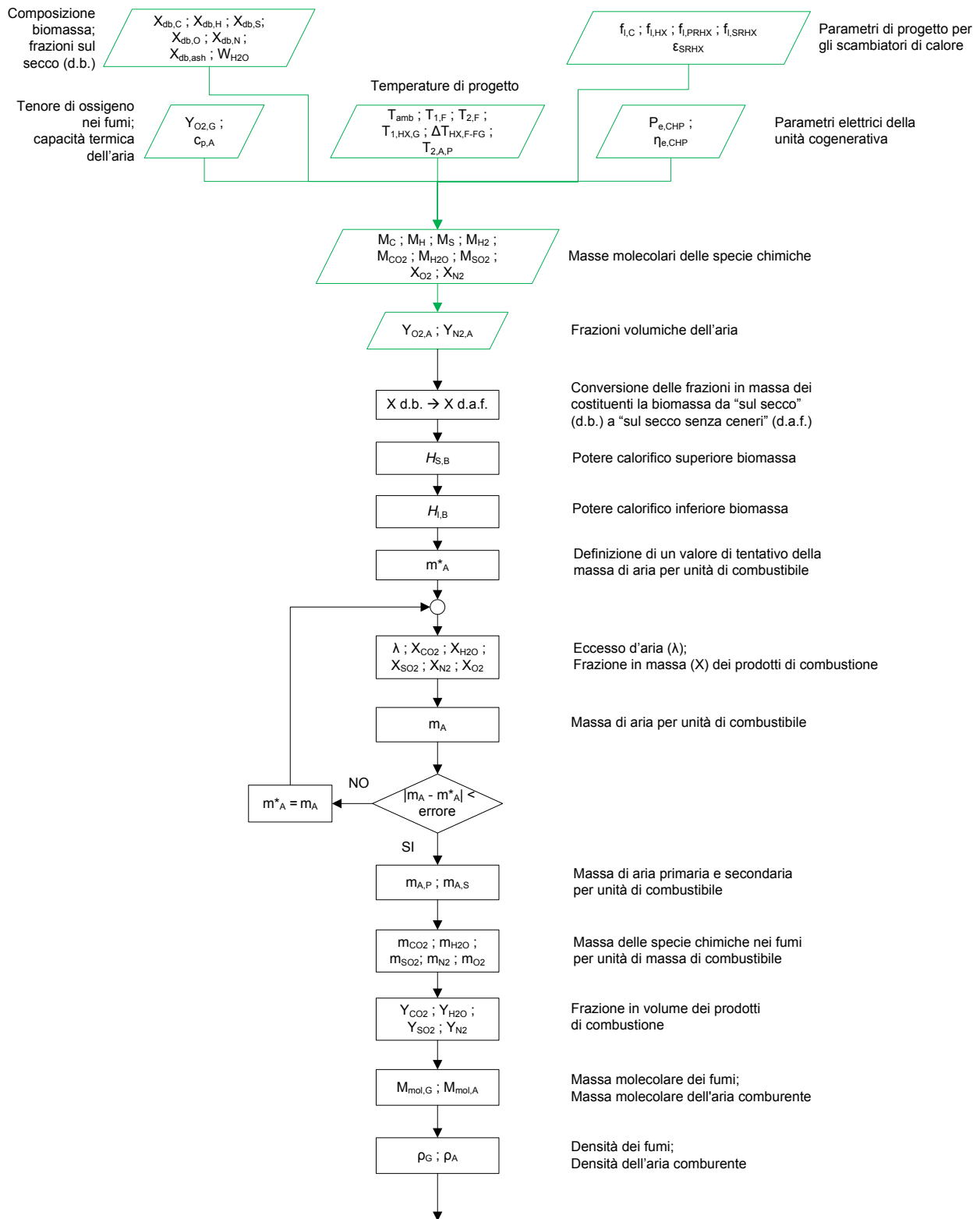
Note le entalpie degli aeriformi e il potere calorifico della biomassa, si impostano i bilanci di massa dai quali si ottengono i flussi termici, le temperature incognite e le efficienze di conversione.

Nello specifico, si definisce rendimento di produzione il rapporto tra la potenza ceduta dal fluido termovettore (sali fusi) in caldaia e la potenza al focolare:

$$\eta_{prod} = \frac{P_{u,HX}}{P_{foc}}$$

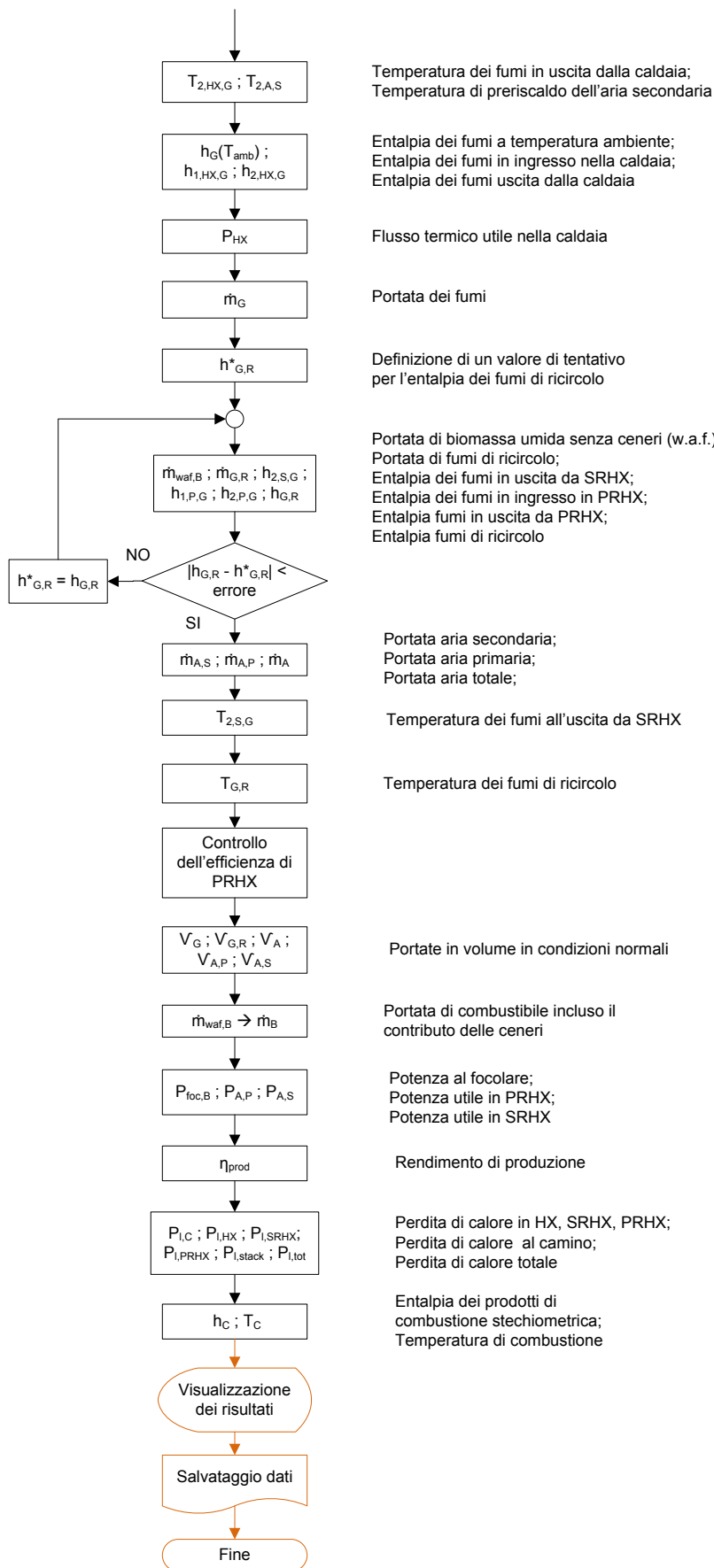
In Figura 3 è rappresentato il flow chart del codice di simulazione numerica, in cui si distinguono la sezione di input (indicata in verde), la sezioni di calcolo (indicata in nero) e la sezione di output (indicata in arancione). Si rimanda alla sezione "Abbreviazioni e acronimi" per una descrizione della simbologia utilizzata.

Figura 3. Flow chart del codice di simulazione numerica



(segue nella pagina successiva ...)

(...continua dalla pagina precedente)



## 2.5 Primi risultati

L'interesse principale in questa prima fase dell'attività è individuare i parametri significativi delle principali unità e implementare un modello in grado di analizzare in diverse condizioni operative le prestazioni del sistema di generazione del calore a biomassa abbinato alla caldaia innovativa a sali fusi ad alta temperatura.

Nei casi studio analizzati la biomassa presenta la composizione indicata in Tabella 1 (cippato di pino con contenuto idrico pari al 40%), da cui si calcola un potere calorifico inferiore di circa 2,9 kWh/kg.

Il modello richiede la definizione di alcuni parametri di progetto per i singoli componenti del sistema. Per tali parametri sono stati assunti valori tipici desunti dalla documentazione tecnica di operatori del settore o dati di letteratura. In particolare, ciascuno scambiatore di calore (HX, SRHX, PRHX) è caratterizzato da un coefficiente di dispersione termica al mantello, che è stato stimato pari a 1% della potenza lorda scambiata. Nella caldaia il coefficiente di dispersione tiene conto in modo semplificato anche delle perdite connesse agli incombusti nei fumi, ed è fissato al 2%.

Per il recuperatore SRHX va indicata l'efficienza di scambio termico, che nelle simulazioni di seguito riportate è assunta pari a 65%. I risultati delle attività di ricerca condotte in parallelo nell'ambito della presente linea progettuale consentiranno a breve di effettuare simulazioni più accurate, basate su dati e coefficienti specifici per l'applicazione in esame.

Sono stati considerati i sette casi studio analizzati dagli autori di [1], i cui principali parametri sono riassunti in Tabella 2. Le variabili di input richieste dal codice numerico per i suddetti casi studio sono riportate in

Tabella 3. I casi da 1 a 6 si riferiscono a unità cogenerative da 1 MW<sub>e</sub>, mentre il caso 7 considera un'unità cogenerativa da 200 kW<sub>e</sub>.

**Tabella 1. Composizione della biomassa**

Elemento	u.d.m.	valore %peso
C	% ss	48,92
H	% ss	6,15
S	% ss	0,03
O	% ss	41,82
N	% ss	0,48
ceneri	% ss	2,60
w <sub>H2O</sub>	% tq	40,00

**Tabella 2. Casi studio**

Caso studio		1	2	3	4	5	6	7
P <sub>max, cycle</sub>	bar	50	50	50	50	50	50	50
T <sub>max, cycle</sub>	°C	420	450	420	400	450	450	400
T <sub>2,HX,MS</sub>	°C	500	500	500	500	500	500	500
T <sub>1,HX,MS</sub>	°C	250	250	200	200	220	210	200
P <sub>el,cogen</sub>	kW	1000	1000	1000	1000	1000	1000	200
η <sub>el,cogen</sub>	%	24,1	25,6	24,1	22,9	25,6	25,6	22,9

**Tabella 3. Parametri di input per i vari casi studio**

<b>Caso studio</b>		<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>
$T_{amb}$	°C	25	25	25	25	25	25	25
%O <sub>2</sub> nei fumi	% vol	7	7	7	7	7	7	7
$T_{1,HX,FG}$	°C	950	950	950	950	950	950	950
$T_{1,HX,MS}$	°C	250	250	200	200	220	210	200
$T_{2,HX,MS}$	°C	500	500	500	500	500	500	500
$\Delta t_{min,HX,FG-MS}$	°C	50	50	50	50	50	50	50
$T_{2,P,A}$	°C	150	150	150	150	150	150	150
$P_{el,cogen}$	kW	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	200
$\eta_{el,cogen}$	%	24,1	25,6	24,1	22,9	25,6	25,6	22,9

**I risultati delle simulazioni condotte nei casi studio individuati sono riportati di seguito da**

Tabella 4 a Tabella 7, in base alla sezione di impianto.

La potenza al focolare dell'unità di combustione è influenzata principalmente dalla taglia e dal rendimento di conversione elettrica del cogeneratore, oltre che dalla temperatura di ritorno dei sali fusi in caldaia. Minori temperature di ritorno dei sali fusi in caldaia, così come maggiori rendimenti elettrici del cogeneratore contribuiscono ad aumentare le prestazioni dell'intero sistema, e dunque a ridurre la potenza al focolare.

In tutti i casi esaminati il rendimento di produzione si attesta su valori maggiori dell'80%. La temperatura di ritorno dei sali fusi in caldaia influenza il rendimento di produzione, poiché elevate temperature di ritorno comportano temperature di uscita dei fumi superiori, e influiscono sui recuperi termici dell'aria primaria e secondaria. Oltre a criticità tecniche, non oggetto del presente Report, da un punto di vista energetico elevate temperature dell'aria di combustione comportano maggiori portate di ricircolo fumi  $\dot{m}_{G,R}$  per garantire la temperatura di progetto dei fumi in ingresso caldaia. Nei casi studio analizzati il rapporto tra le portate in massa di fumi di ricircolo sul totale dei fumi in caldaia è del 30÷31%.

Anche la temperatura massima di combustione, in prossimità della griglia, è influenzata dalla temperatura di preriscaldamento dell'aria, aumentando al crescere del preriscaldamento. Nei casi analizzati, la temperatura di combustione si mantiene su valori superiori a 1650 °C. Questo risultato sarà ulteriormente analizzato nelle successive fasi dell'attività.

L'aria primaria è introdotta nell'unità di combustione in condizioni stechiometriche, mentre il tenore di ossigeno nei fumi è del 7% in volume. Ne risulta che l'aria primaria e l'aria secondaria sono rispettivamente il 60,2% e il 39,8% dell'aria totale di combustione. Il consumo di biomassa umida varia da 1,86 t/h nel caso 4 a 1,68 t/h nel caso 6 (il caso 7 non è confrontabile poiché riferito a un'unità cogenerativa da 200 kW<sub>el</sub>). Il caso 4 è caratterizzato da un rendimento elettrico dell'unità cogenerativa (22,9%) inferiore rispetto agli altri casi studio. Un basso rendimento del cogeneratore richiede, a parità di produzione elettrica, una caldaia a sali fusi in grado di erogare una potenza maggiore, da cui ovviamente un maggiore consumo di biomassa.

**Tabella 4. Risultati – sezione unità di combustione e sezione scarico fumi**

Caso studio		1	2	3	4	5	6	7
variabile	u.d.m.							
<b>Unità di combustione</b>								
$P_{foc}$	kW	5.218,5	4.912,7	4.998,4	5.260,3	4.785,6	4.745,1	1.052,1
$P_{l,c}$	kW	119,0	112,0	111,1	117,0	107,5	106,0	23,4
$\eta_{prod}$	%	80,3	80,3	83,9	83,9	82,4	83,2	83,9
$\dot{m}_B$	kg/h,tq	1.845,2	1.737,1	1.767,4	1.860,0	1.692,1	1.677,8	372,0
$\dot{m}_{A,p} + \dot{m}_{A,s}$	kg/h	10.877,0	10.239,6	10.418,1	10.964,0	9.974,6	9.890,2	2.192,8
$\dot{m}_{A,p}$	kg/h	6.543,7	6.160,2	6.267,6	6.596,0	6.000,8	5.950,0	1.319,2
$\dot{m}_{A,s}$	kg/h	4.333,3	4.079,4	4.150,5	4.368,0	3.973,8	3.940,2	873,6
$\dot{m}_{G,R}$	kg/h	5.941,8	5.593,6	5.250,5	5.525,6	5.189,4	5.064,0	1.105,1
$\dot{m}_G$	kg/h	18.635,2	17.543,3	17.408,4	18.320,6	16.829,8	16.605,9	3.664,1
$\dot{m}_{G,R} / \dot{m}_G$	-	31,9	31,9	30,2	30,2	30,8	30,5	30,2
$T_{2,G}$	°C	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0
<b>Camino</b>								
$P_{l,stack}$	kW	780,0	734,3	571,7	601,6	614,0	575,7	120,3
$V_G$	Nm <sup>3</sup> /h	10.076,4	9.486,0	9.651,3	10.157,0	9.240,5	9.162,3	2.031,4
$T_G$	°C	224,1	224,1	178,2	178,2	196,5	187,3	178,2

Per effetto del ricircolo fumi nell'unità di combustione, la portata di fumi espulsa a camino (dell'ordine di 10000 m<sup>3</sup>/h) è inferiore rispetto alla portata che circola negli scambiatori di calore, che varia tra 13182 m<sup>3</sup>/h (caso 6) e 14793 m<sup>3</sup>/h (caso 1) nei casi studio riferiti a un'unità cogenerativa da 1 MW<sub>e</sub>.

Dai bilanci di energia si ricava che la portata di sali fusi, che dipende dal calore richiesto dall'unità cogenerativa e dal salto di temperatura in grado di elaborare, varia tra 32,6 t/h (caso 6) a 40,2 t/h (caso 1) a parità di potenza elettrica prodotta (1 MW<sub>e</sub>), come riportato in Tabella 5.

A parità delle altre condizioni e nelle configurazioni analizzate, i risultati confermano che un aumento della temperatura di ritorno dei sali in caldaia  $T_{1,MS}$  determina una diminuzione del rendimento di produzione. Il principale motivo è legato alla temperatura dei fumi emessi in atmosfera. Infatti, dal confronto dei casi 1 e 3, una riduzione di 50 °C di  $T_{1,MS}$  comporta una riduzione della temperatura dei fumi al camino di 45,9 °C, analogamente confrontando i casi 2 e 5 e i casi 2 e 6 risulta che una riduzione di  $T_{1,MS}$  di 30 °C e 40 °C determina una riduzione della temperatura dei fumi al camino di 27,6 °C e 36,8 °C rispettivamente. Tali dati confermano la necessità di mantenere bassa la temperatura di ritorno dei sali, al fine di ridurre la temperatura dei fumi e quindi migliorare le prestazioni del sistema.

I risultati ottenuti per le sezioni di recupero del calore sono riportati in Tabella 6, relativa al preriscaldamento dell'aria secondaria, e Tabella 7, relativa al preriscaldamento dell'aria primaria. Tali scambiatori permettono di recuperare una quantità di calore variabile tra 378 kW (caso 6) e 446,8 kW (caso 1), cioè il 10% circa di calore ceduto in caldaia dai sali fusi. Il recupero di calore è necessario nelle configurazioni analizzate, poiché in sua assenza le temperature dei fumi al camino sarebbero troppo elevate, con conseguenze negative sul rendimento di conversione.

**Tabella 5. Risultati – caldaia a sali fusi**

Caso studio		1	2	3	4	5	6	7
variabile	u.d.m.							
$P_{u,HX}$	kW	4.191,3	3.945,7	4.191,3	4.410,9	3.945,7	3.945,7	882,2
$P_{l,HX}$	kW	42,3	39,9	42,3	44,6	39,9	39,9	8,9
$V_G$	Nm <sup>3</sup> /h	14.793,1	13.926,3	13.819,3	14.543,4	13.360,0	13.182,2	2.908,7
$T_{1,G}$	°C	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0
$T_{2,G}$	°C	300,0	300,0	250,0	250,0	270,0	260,0	250,0
$\dot{m}_{MS}$	kg/h	40.236,5	37.878,7	33.530,4	35.287,2	33.820,3	32.654,1	7.057,6
$T_{1,MS}$	°C	250,0	250,0	200,0	200,0	220,0	210,0	200,0
$T_{2,MS}$	°C	500,0	500,0	500,0	500,0	500,0	500,0	500,0

**Tabella 6. Risultati – sezione recuperatore di calore per l'aria secondaria**

Caso studio		1	2	3	4	5	6	7
variabile	u.d.m.							
$P_{u,SRHX}$	kW	217,3	204,6	170,3	179,2	177,5	168,9	35,8
$P_{l,SRHX}$	kW	2,2	2,1	1,7	1,8	1,8	1,7	0,4
$V_G$	Nm <sup>3</sup> /h	14.793,1	13.926,3	13.819,3	14.543,4	13.360,0	13.182,2	2.908,7
$T_{1,G}$	°C	300,0	300,0	250,0	250,0	270,0	260,0	250,0
$T_{2,G}$	°C	263,3	263,3	218,8	218,8	236,5	227,7	218,8
$V_{A,S}$	Nm <sup>3</sup> /h	3.366,8	3.169,5	3.224,8	3.393,8	3.087,5	3.061,4	678,8
$T_{1,A,S}$	°C	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0
$T_{2,A,S}$	°C	203,8	203,8	171,3	171,3	184,3	177,8	171,3

**Tabella 7. Risultati – sezione recuperatore di calore per l'aria primaria**

Caso studio		1	2	3	4	5	6	7
variabile	u.d.m.							
$P_{u,PRHX}$	kW	229,5	216,0	219,8	231,3	210,4	208,7	46,3
$P_{l,PRHX}$	kW	2,3	2,2	2,2	2,3	2,1	2,1	0,5
$V_G$	Nm <sup>3</sup> /h	14.793,1	13.926,3	13.819,3	14.543,4	13.360,0	13.182,2	2.908,7
$T_{1,G}$	°C	263,3	263,3	218,8	218,8	236,5	227,7	218,8
$T_{2,G}$	°C	224,1	224,1	178,2	178,2	196,5	187,3	178,2
$V_{A,P}$	Nm <sup>3</sup> /h	5.084,2	4.786,3	4.869,7	5.124,9	4.662,4	4.622,9	1.025,0
$T_{1,A,P}$	°C	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0
$T_{2,A,P}$	°C	150,0	150,0	150,0	150,0	150,0	150,0	150,0

Tabella 8. Effetto della temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria sulle prestazioni del sistema

variabile	u.d.m.	$T_{2,P,A} = 150^{\circ}\text{C}$	$T_{2,P,A} = 100^{\circ}\text{C}$	$T_{2,P,A} = 190^{\circ}\text{C}$
<b>Unità di combustione</b>				
$P_{\text{foc}}$	kW	5.218,5	5.290,0	5.163,9
$\eta_{\text{prod}}$	%	80,3	79,2	81,2
$\dot{m}_{\text{B}}$	kg/h,tq	1.845,2	1.870,5	1.825,9
$\dot{m}_{\text{A,P}} + \dot{m}_{\text{A,S}}$	kg/h	10.877,0	11.026,1	10.763,1
$\dot{m}_{\text{A,P}}$	kg/h	6.543,7	6.633,4	6.475,2
$\dot{m}_{\text{A,S}}$	kg/h	4.333,3	4.392,7	4.287,9
$\dot{m}_{\text{G,R}}$	kg/h	5.941,8	5.767,7	6.074,6
$\dot{m}_{\text{G}}$	kg/h	18.635,2	18.635,2	18.635,2
$\dot{m}_{\text{G,R}} / \dot{m}_{\text{G}}$	-	31,9	31,0	32,6
<b>Recuperatore per il preriscaldamento dell'aria secondaria (SRHX)</b>				
$P_{\text{u,SRHX}}$	kW	217,3	220,3	215,0
$V_{\text{G}}$	$\text{Nm}^3/\text{h}$	14.793,1	14.793,1	14.793,1
$T_{1,\text{G}}$	$^{\circ}\text{C}$	300,0	300,0	300,0
$T_{2,\text{G}}$	$^{\circ}\text{C}$	263,3	262,8	263,7
$V_{\text{A,S}}$	$\text{Nm}^3/\text{h}$	3.366,8	3.413,0	3.331,6
$T_{1,\text{A,S}}$	$^{\circ}\text{C}$	25,0	25,0	25,0
$T_{2,\text{A,S}}$	$^{\circ}\text{C}$	203,8	203,8	203,8
<b>Recuperatore per il preriscaldamento dell'aria primaria (PRHX)</b>				
$P_{\text{u,PRHX}}$	kW	229,5	139,6	299,7
$\varepsilon$	%	52,5	31,5	69,1
$V_{\text{G}}$	$\text{Nm}^3/\text{h}$	14.793,1	14.793,1	14.793,1
$T_{1,\text{G}}$	$^{\circ}\text{C}$	263,3	262,8	263,7
$T_{2,\text{G}}$	$^{\circ}\text{C}$	224,1	239,0	212,4
$V_{\text{A,P}}$	$\text{Nm}^3/\text{h}$	5.084,2	5.153,9	5.031,0
$T_{1,\text{A,P}}$	$^{\circ}\text{C}$	25,0	25,0	25,0
$T_{2,\text{A,P}}$	$^{\circ}\text{C}$	150,0	100,0	190,0
<b>Camino</b>				
$P_{\text{l,stack}}$	kW	780,0	851,3	725,5
$V_{\text{G}}$	$\text{Nm}^3/\text{h}$	10.076,4	10.214,6	9.970,9
$T_{\text{G}}$	$^{\circ}\text{C}$	224,1	239,0	212,4

Una strategia per aumentare la quota di energia recuperata consiste nell'aumentare la temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria  $T_{2,P,A}$ . Come si vede dai risultati riportati in

Tabella 8, riducendo  $T_{2,P,A}$  di 50 °C, da 150 °C a 100 °C, il rendimento di produzione diminuisce dell'1,4%. La potenza scambiata nel recuperatore PRHX diminuisce di circa il 40% così come l'efficienza dello scambiatore che si riduce dal 52,5% al 31,5%. Di contro, la potenza ceduta dai fumi al camino aumenta da 780 kW a 851,3 kW (+9,1%), poiché la loro temperatura sale da 224,1 °C a 239 °C. Aumentando la temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria da 150 °C a 190 °C si ha un aumento del rendimento di produzione di +1%. La potenza scambiata nel recuperatore sale a circa 300 kW (+30,6%) e l'efficienza dello scambiatore PRHX si porta al 69,1%. Pertanto, i fumi sono rilasciati a temperatura inferiore (212,4 °C) e la potenza persa al camino si riduce del 7%. L'aumento della temperatura di preriscaldamento dell'aria comburente è quindi auspicabile, ma nella pratica è limitato da criticità di tipo tecnologico (raffreddamento griglia di combustione, sezione di ventilazione) e di temperatura di fusione delle ceneri sulla griglia.

## 2.6 *Sviluppi futuri*

Il codice implementato, come descritto nel presente report, effettua i bilanci di massa e di energia di un generatore di calore alimentato a biomassa solida, costituito dalle sezioni di combustione, caldaia, recuperatori di calore per l'aria primaria e secondaria e ricircolo fumi. Al momento alcuni dati di input al modello sono ricavati dalla documentazione tecnica di operatori del settore o da dati disponibili in letteratura per impianti con caldaia a olio diatermico o vapore. Ci si propone di effettuare ulteriori simulazioni quali sulla base di valori aggiornati che saranno resi disponibili dalle indagini sperimentali e dagli studi svolti in parallelo al presente lavoro.

Gli sviluppi futuri dell'attività sono connessi da una parte all'approfondimento di aspetti di carattere termodinamico e tecnologico, dall'altra l'implementazione nel modello di calcolo di ulteriori componenti e il suo possibile abbinamento con codici di tipo commerciale per la simulazione di impianti.

Dal punto di vista impiantistico, le elevate temperature dei sali fusi rispetto all'olio diatermico comportano elevate temperature dei fumi all'uscita della caldaia, che devono essere necessariamente sfruttate tramite recuperi sull'aria comburente onde ottenere rendimenti accettabili. Tuttavia, le portate d'aria in gioco ed il limite dovuto ad aspetti di carattere operativo (fusione delle ceneri, massima temperatura di combustione) e tecnologico (resistenza dei materiali della griglia) sulla massima temperatura di preriscaldamento dei flussi inviati in corrispondenza della griglia (aria primaria ed eventuale ricircolo fumi) pongono dei limiti sul calore recuperabile dai fumi. L'aspetto legato al recupero di calore dai fumi in uscita dalla caldaia o eventualmente dai sali fusi di ritorno dovrà quindi essere analizzato in maggiore dettaglio nelle successive fasi dell'attività, al fine di individuare le configurazioni del sistema caldaia in grado di massimizzare il rendimento di conversione.

Dal punto di vista del modello di calcolo, uno degli aspetti sul quale si concentrerà l'attività nelle fasi successive è relativo alla modellizzazione del ricircolo dei fumi in camera di combustione. La prima versione del modello presuppone che l'intera portata di fumi di ricircolo entri nella sezione della camera di combustione sopra griglia, analogamente all'aria secondaria. Si intende sviluppare il modello analizzando l'effetto dell'ingresso dei fumi di ricircolo sotto griglia in parallelo all'aria primaria, variando la temperatura di ingresso e regolando l'aria primaria in modo da tenere in conto del contributo di ossigeno dei fumi di ricircolo e mantenere le condizioni di combustione stechiometrica. Questo aspetto è strettamente connesso alle strategie di controllo del ricircolo fumi, che come indicato sarà approfondito.

Le versioni successive del codice saranno integrate dai modelli degli altri componenti del sistema complessivo. È già in corso di realizzazione il modello degli ausiliari del sistema di generazione del calore (ventilatori per l'aria e per i fumi, pompa di circolazione dei sali fusi) e delle unità di trattamento fumi, in modo da calcolare i consumi elettrici per valutare le prestazioni complessive dell'intero impianto (rendimento termico, elettrico e globale). Si intende inoltre implementare i modelli dei singoli componenti del sistema di cogenerazione: turbina, condensatore, affinamento del modello dell'evaporatore.

Una volta messo a punto ed integrato come indicato sopra, il modello potrà essere utilizzato per condurre analisi più approfondite dei sistemi in esame e per effettuare un confronto di differenti condizioni operative o di differenti sistemi di produzione del calore e di cogenerazione.

L'analisi di tipo energetico e tecnologico sarà integrata con un'analisi economica, per indagare la fattibilità del sistema e confrontarlo con le tecnologie attualmente disponibili.

Il risultato finale dell'attività, della quale il presente lavoro rappresenta la fase iniziale, sarà uno strumento per l'analisi energetica ed economica di sistemi di cogenerazione basati su cicli termodinamici alimentati da generatori a biomassa solida con caratteristiche innovative.

### 3 Conclusioni

L'attività svolta ha portato alla definizione e all'implementazione in ambiente Matlab® di un modello a parametri concentrati per il calcolo dei bilanci di massa e di energia e delle principali variabili operative di un generatore di calore alimentato a biomassa solida, costituito da sezione di combustione, caldaia, recuperatori di calore per l'aria primaria e secondaria, e ricircolo fumi.

Il modello è stato utilizzato per l'analisi ed il confronto tra diversi casi studio di un impianto cogenerativo costituito da una caldaia a sali fusi alimentata a biomassa legnosa abbinata ad un'unità cogenerativa a ciclo Rankine in diverse condizioni di funzionamento. In particolare i risultati sono stati ottenuti nel caso di unità di cogenerazione da 200 kW<sub>e</sub> e da 1 MW<sub>e</sub>. Per l'impianto da 1 MW<sub>e</sub> sono state analizzate diverse configurazioni, al variare del rendimento elettrico del ciclo termodinamico e della temperatura di ritorno dei sali fusi in caldaia.

I risultati ottenuti hanno permesso di effettuare delle valutazioni preliminari in merito ai principali parametri energetici del sistema e alla loro influenza sul rendimento di produzione termica.

Il modello implementato, una volta integrato con i componenti previsti, permetterà di effettuare valutazioni integrate di tipo energetico ed economico sui sistemi di cogenerazione alimentati da generatori a biomassa solida e confrontare le prestazioni con gli attuali sistemi commerciali, al fine di individuare soluzioni caratterizzate da più elevati rendimenti di conversione.

## Riferimenti bibliografici

1. E. Macchi, M. Astolfi, D. Bonalumi, A. Giuffrida, C. M. Invernizzi, M. C. Romano, P. Silva, D. M. Turi, R. Roberto, V. Gerardi, M. Caldera, "Valutazione di cicli termodinamici innovativi per applicazioni con caldaie a sali fusi alimentate a biomassa legnosa", Report RSE/2013/178, settembre 2013
2. D. Bonalumi, M. Astolfi, R. Roberto, M. Caldera, M.C. Romano, D.M. Turi, P. Silva, A. Giuffrida, C. Invernizzi, E. Macchi "High efficiency ORC for high temperature molten salt boiler for biomass applications", ASME ORC 2013, October 2013
3. N. P. Siegel, R. B. Bradshaw, J. B. Cordaro, A. M. Kruizenga, Themophysical Property Measurement of Nitrate Salt Heat Transfer Fluids, Proc. ASME 2011 5<sup>th</sup> International Conference on Energy Sustainability, Agosto 2011, Washington DC, USA
4. R. W. Bradshaw, N. P. Siegel, Molten Nitrate Salt Development for Thermal Energy Storage in Parabolic Trough Solar Power Systems, Proc. ASME 2008 International Conference on Energy Sustainability, Agosto 2008, Florida USA
5. <http://www.mathworks.it/products/matlab/>
6. The Handbook of Biomass Combustion &Co-firing, Editori Sjaak van Loo e Jaap Koppejan, Ed. Earthscan, 2008
7. B.J. McBride, S. Gordon, M.A. Reno, Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species, NASA TM 4513-1993, 1993

## Abbreviazioni ed acronimi

<b>variabile</b>	<b>u.d.m.</b>	<b>significato</b>
$\bar{c}_p$	kJ/(kg K)	Capacità termica massica
$f_l$	-	Coefficiente di perdita di calore
$h$	kJ/kg	Entalpia
$m$	kg/kg <sub>comb</sub>	Massa di elemento per unità di massa di combustibile umido
$\dot{m}$	kg/h	Portata in massa
$M_{mol}$	kg/kmol	Massa molecolare
$P$	kW	Potenza termica
$P_u$	kW	Potenza termica utile
$P_l$	kW	Potenza termica dispersa
$R$	J/(mol K)	Costante dei gas 8,31451 J/(mol K)
$T$	°C	Temperatura
$T_G$	°C	Temperatura dei fumi
$W$	%	Contenuto idrico
$X$	-	Frazione in massa delle specie chimiche
<b>Lettere greche</b>		
$\varepsilon$	%	Efficienza dello scambiatore di calore
$\eta$	%	Rendimento di conversione
$\lambda$	-	Eccesso d'aria
$\rho$	kg/Nm <sup>3</sup>	Densità
$V$	Nm <sup>3</sup> /h	Portata volumica
<b>Pedici</b>		
A		Aria primaria + secondaria
A,P		Aria primaria
A,S		Aria secondaria
amb		Ambiente
ash		Ceneri
B		Biomassa combustibile
C		Combustione
CHP		Unità cogenerativa
db		Sul secco
e		Elettrico
F		Fluido termovettore
foc		Focolare
G		Fumi
G,R		Fumi di ricircolo
HX		Caldaia

in	Ingresso nel componente
l	Perdita
out	Uscita dal componente
prod	Produzione
PRHX	Recuperatore di calore per il preriscaldamento aria primaria
SRHX	Recuperatore di calore per il preriscaldamento aria secondaria
stack	Camino
waf	Umido senza contenuto di ceneri