



Ricerca di Sistema elettrico

## Perfezionamento dello strumento di calcolo per l'analisi di sistemi energetici alimentati a biomassa legnosa

Matteo Caldera, Roberta Roberto

PERFEZIONAMENTO DELLO STRUMENTO DI CALCOLO PER L'ANALISI DI SISTEMI ENERGETICI ALIMENTATI A BIOMASSA LEGNOSA

Matteo Caldera, Roberta Roberto (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: Sviluppo di sistemi per la produzione di energia elettrica da biomasse e l'upgrading dei biocombustibili

Obiettivo: Sviluppo di sistemi per la produzione di energia elettrica e la riduzione dell'impatto ambientale

Responsabile del Progetto: Vito Pignatelli

Gli autori ringraziano Alessio Medea, per il contributo dato alle simulazioni con il software Cycle Tempo contestualmente allo svolgimento della sua tesi di Laurea Magistrale, e Alberto Zanella per le preziose informazioni su aspetti tecnologici relativi agli impianti di combustione a biomassa.

## Indice

SOMMARIO.....	6
1 INTRODUZIONE.....	7
2 DESCRIZIONE DEL MODELLO DI ANALISI ENERGETICA DEL SISTEMA CON GENERATORE DI CALORE A BIOMASSA..	8
2.1 MOTIVAZIONE DELLO STUDIO .....	8
2.2 PRINCIPALI CARATTERISTICHE DELLO STRUMENTO DI CALCOLO .....	8
2.3 NOVITÀ DELL'ULTIMA VERSIONE DELLO STRUMENTO DI CALCOLO .....	10
2.4 MODELLI MATEMATICI DEI PRINCIPALI COMPONENTI .....	11
2.4.1 <i>Combustore a biomassa a griglia mobile</i> .....	11
2.4.2 <i>Caldia a sali fusi</i> .....	11
2.4.3 <i>Preriscaldatori d'aria</i> .....	15
2.4.4 <i>Ricircolo dei fumi</i> .....	16
2.4.5 <i>Potenza elettrica della pompa dei sali fusi</i> .....	16
2.4.6 <i>Punto di condensa acida</i> .....	17
2.5 PROPRIETÀ TERMO-FISICHE DEI FLUIDI .....	18
2.5.1 <i>Fumi</i> .....	18
2.5.2 <i>Aria di combustione</i> .....	19
2.5.3 <i>Sali fusi</i> .....	19
3 RISULTATI DELLO STRUMENTO DI ANALISI ENERGETICA.....	20
3.1 SIMULAZIONI IN CONDIZIONI DI PROGETTO .....	20
3.2 SIMULAZIONI IN CONDIZIONI DI FUORI PROGETTO CON PORTATA DI COMBUSTIBILE VARIABILE .....	27
3.3 ELEMENTI DI CONFRONTO TRA IL MODELLO IMPLEMENTATO E ALCUNI SOFTWARE COMMERCIALI .....	35
3.4 ANALISI DI CONFRONTO CON IL SOFTWARE COMMERCIALE CYCLE TEMPO® .....	36
3.4.1 <i>Impianto con caldaia a olio diatermico e cogeneratore a ciclo Rankine</i> .....	36
3.4.2 <i>Risultati delle simulazioni con Cycle Tempo</i> .....	40
3.4.3 <i>Confronto tra Cycle Tempo e lo strumento di analisi implementato</i> .....	48
3.4.4 <i>Considerazioni in merito alla modellazione di impianti alimentati a biomassa con Cycle Tempo</i> .....	50
4 VALUTAZIONE ECONOMICA.....	52
4.1 INCENTIVI ALLA PRODUZIONE DI ENERGIA ELETTRICA DA FONTI RINNOVABILI (BIOMASSA SOLIDA).....	52
4.1.1 <i>Condizioni per l'accesso ai meccanismi di incentivazione e tipologia di incentivi</i> .....	52
4.1.2 <i>Tariffe incentivanti</i> .....	53
4.2 COGENERAZIONE AD ALTO RENDIMENTO .....	55
4.2.1 <i>Inquadramento normativo</i> .....	55
4.2.2 <i>Determinazione della condizione di Cogenerazione ad Alto Rendimento</i> .....	56
4.2.3 <i>Procedura di calcolo del PES</i> .....	56
4.3 FOGLIO DI CALCOLO PER LA DEFINIZIONE DI PARAMETRI ECONOMICI .....	57
4.3.1 <i>Foglio di calcolo "Datj_IN_OUT"</i> .....	58
4.3.1 <i>Foglio di calcolo "PES"</i> .....	59
4.3.2 <i>Foglio di calcolo "Business Plan"</i> .....	61
4.3.3 <i>Foglio di calcolo "Tariffe"</i> .....	62
4.3.4 <i>Altri fogli di calcolo</i> .....	63
4.3.1 <i>Esempio di applicazione</i> .....	63
5 CONCLUSIONI.....	76
6 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	78
7 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	80

## Indice delle Figure

Figura 1. Schema dell'impianto modellato con il software Matlab® evidenziati i componenti del generatore di calore a biomassa .....	10
Figura 2. Schema di uno scambiatore di calore a tubi elicoidali con $n = 10$ passaggi (Roetzel & Spang, Thermal Design of Heat Exchangers, 2010). Nelle applicazioni reali, i tubi sono disposti in modo da consentire l'auto-svuotamento del fluido termovettore per gravità .....	12
Figura 3. Efficienza del gruppo motore ai carichi parziali, normalizzata alla efficienza nominale (PW Power Systems, 2013).....	27
Figura 4. Rendimento elettrico del gruppo motore, e termico del generatore di calore a biomassa. I grafici sono relativi a un consumo di biomassa pari a 1400 kg/h t.q. e per un tenore di ossigeno nei fumi pari a $Y_{O_2} = 8\%$ vol. Le curve considerano diverse temperature di progetto di preriscaldamento dell'aria primaria .....	28
Figura 5. Variazione del rendimento elettrico del gruppo di potenza con il consumo di biomassa, per diverse temperature di progetto di preriscaldamento dell'aria. Risultati ottenuti per biomassa con contenuto idrico M50 e tenore di ossigeno nei fumi pari a $Y_{O_2} = 8\%$ vol.....	29
Figura 6. Potenza elettrica del gruppo di potenza, al variare del consumo di biomassa e del suo contenuto idrico. Tenore di ossigeno nei fumi pari a $Y_{O_2} = 8\%$ vol, temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria pari a 130 °C.....	30
Figura 7. Potenza termica netta scambiata nella caldaia a sali fusi, al variare del consumo di biomassa e del suo contenuto idrico. Tenore di ossigeno nei fumi pari a $Y_{O_2} = 8\%$ vol., temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria pari a 130 °C.....	31
Figura 8. Temperature dei fumi in ingresso in caldaia (blu) e al camino (verde), e temperature di preriscaldamento dell'aria primaria (rosso) e secondaria (azzurro) al variare del tenore di ossigeno nei fumi. Curve ottenute per un consumo di biomassa M40 pari a 1400 kg/h, e una temperatura di preriscaldamento dell'aria in condizioni di progetto (per $Y_{O_2} = 8\%$ ) pari a 130 °C. ....	32
Figura 9. Frazione del ricircolo dei fumi rispetto al totale dei fumi nel combustore al variare del tenore di ossigeno nei fumi e per diverse temperature di progetto di preriscaldamento dell'aria primaria. Valori ottenuti per un consumo di biomassa M50 pari a 1400 kg/h.....	33
Figura 10. Perdite di calore in camera di combustione, al variare del carico e per diversi contenuti idrici della biomassa. Curve ricavate per una temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria pari a 130 °C, .....	34
Figura 11. Schema impianto ORC modellato con Cycle Tempo .....	37
Figura 12. Diagramma Q-T dell'evaporatore (combustibile: biomassa M30) .....	46
Figura 13. Diagramma Q-T del rigeneratore (combustibile: biomassa M30).....	46
Figura 14. Diagramma Q-T della caldaia fumi – olio diatermico (combustibile: biomassa M30) .....	47
Figura 15. Diagramma Q-T del preriscaldatore dell'aria comburente (combustibile: biomassa M30).....	47
Figura 16. Foglio di calcolo "Dati_IN_OUT" .....	59
Figura 17. Foglio di calcolo "PES" .....	60
Figura 18. Tabella dei dati di input del foglio di calcolo "Business Plan" .....	61
Figura 19. Tabella Input Output del foglio di calcolo "Business Plan" .....	62
Figura 20. Foglio di calcolo "Tariffe" .....	63

## Indice delle Tabelle

Tabella 1. Casi studio analizzati in condizioni di progetto con il codice implementato .....	20
Tabella 2. Composizione del cippato di legno su base secca (db) .....	21
Tabella 3 – Dati tecnici di progetto (Noussan & Roberto, 2013) .....	22
Tabella 4. Risultati del codice per le condizioni di progetto indicate nei casi riportati in Tabella 1, relativamente alla biomassa, all’aria comburente e ai fumi .....	23
Tabella 5. Risultati del codice per le condizioni di progetto indicate nei casi riportati in Tabella 1, relativamente ai componenti di impianto e alle prestazioni del sistema .....	24
Tabella 6. Proprietà fisiche dell’olio diatermico Dowtherm J (Dow Chemical Company) .....	36
Tabella 7. Valori di $\lambda$ e del potere calorifico inferiore per diversi contenuti di umidità del cippato .....	37
Tabella 8. Componenti modellati in Cycle Tempo .....	38
Tabella 9. Fluidi utilizzati nelle simulazioni con Cycle Tempo .....	39
Tabella 10. Parametri di input utilizzati per le simulazioni su Cycle Tempo .....	40
Tabella 11. Temperature fumi calcolate, al variare del contenuto di umidità .....	40
Tabella 12. Efficienze energetiche ed exergetiche (combustibile: biomassa M30) .....	41
Tabella 13. Bilanci energetici (combustibile: biomassa M30) .....	41
Tabella 14. Composizione dei fluidi (combustibile: biomassa M30) .....	42
Tabella 15. Poteri calorifici per biomassa M 30 .....	42
Tabella 16. Caratteristiche dei fluidi nelle tubazioni dell’impianto (combustibile: biomassa M30) .....	43
Tabella 17. Flussi energetici e exergetici (combustibile: biomassa M30) .....	44
Tabella 18. Contenuto exergetico dei componenti del sistema (combustibile: biomassa M30) .....	45
Tabella 19. Rendimenti dei componenti rotanti (combustibile: biomassa M30) .....	45
Tabella 20. Dati relativi agli scambiatori di calore (combustibile: biomassa M30) .....	46
Tabella 21. Riassunto dati relativi alla sezione di generazione di calore del modello ORC .....	47
Tabella 22. Efficienze elettriche per i diversi contenuti di umidità del combustibile .....	48
Tabella 23. Principali dati di input per le simulazioni per T di preriscaldamento aria comburente pari a 100 °C e per diversi contenuti idrici della biomassa (M30, M40, M50) .....	48
Tabella 24. Confronto dei risultati ottenuti con Cycle Tempo e il codice implementati in Matlab sulla base di una temperatura di preriscaldamento aria comburente pari a 100 °C .....	49
Tabella 25. Principali dati di input per le simulazioni per temperatura di preriscaldamento aria comburente di 150 °C .....	49
Tabella 26. Confronto risultati ottenuti su Cycle Tempo e Matlab per una temperature di preriscaldamento dell’aria comburente pari a 150°C .....	50
Tabella 27. Estratto tabella 1.1 Allegato 1 al DM 6 luglio 2012 .....	53
Tabella 28. Estratto tabella 1-A dell’Allegato 1 al DM 6 luglio 2012 (biomasse lettera b) .....	54
Tabella 29. Premi previsti per le biomasse legnose nel caso di nuovi impianti .....	54
Tabella 30. Estratto Tabella I-B del DM6 luglio 2012 .....	54
Tabella 31. Valori di emissione in atmosfera per impianti di combustione a biomasse (All. 5 del DM 6 luglio 2012) .....	55
Tabella 32. Dati di esercizio impianto (esempio di applicazione) .....	63
Tabella 33. Rendimenti dell’impianto (esempio di applicazione) .....	73
Tabella 34. Calcolo della macchina virtuale e del PES (esempio di applicazione) .....	73
Tabella 35. Componenti della tariffa incentivante per l’energia elettrica secondo il DM 6/7/2012 (esempio di applicazione) .....	73
Tabella 36. Costi unitari di investimento e di esercizio (esempio di applicazione) .....	74
Tabella 37. Ricavi unitari (esempio di applicazione) .....	74
Tabella 38. Bilancio economico (esempio di applicazione) .....	74
Tabella 39. Bilancio economico (esempio di applicazione n.2) .....	75

## Sommario

Il presente documento descrive il perfezionamento dello strumento di calcolo per l'analisi dei sistemi energetici alimentati a biomassa legnosa la cui prima versione è descritta in [1]. Tale strumento, implementato in ambiente Matlab®, è finalizzato alla valutazione delle prestazioni di generatori di calore al servizio di impianti di potenza per la produzione di energia elettrica. Sebbene il codice permetta di analizzare caldaie tradizionali a olio diatermico, l'attenzione è principalmente rivolta verso i sali fusi, poiché si intende investigare i vantaggi derivanti dalla possibilità di questi fluidi di lavorare in un campo di temperatura più ampio e a temperature superiori, consentendo così di aumentare il rendimento elettrico del gruppo motore.

Il codice di calcolo risolve le equazioni di bilancio di energia e di massa del sistema in condizioni di progetto e di fuori progetto. Tra i principali elementi modellati vi sono l'eccesso d'aria, il ricircolo fumi, il preriscaldamento dell'aria, l'air staging (aria di combustione primaria e secondaria), e la temperatura ingresso-uscita dei sali fusi in caldaia.

Rispetto alla precedente versione, lo strumento di calcolo è stato sviluppato con nuove funzionalità, tra cui le principali sono: il calcolo delle prestazioni del generatore di calore in condizioni di fuori progetto, con portata di biomassa variabile data in input; il controllo del ricircolo fumi, suddividendo il ricircolo sotto e sopra griglia in base alle condizioni di combustione; il controllo dei flussi di aria primaria e di ricircolo fumi sotto griglia; il controllo sulla temperatura di ingresso dei fumi nella caldaia, in funzione del contenuto di umidità del combustibile e dell'eccesso di ossigeno dei fumi; il calcolo delle aree dei recuperatori di aria primaria e secondaria; il calcolo del punto di rugiada acido per gli ossidi di zolfo ( $SO_x$ ) dei fumi.

E' stata inoltre sviluppata un'integrazione per il calcolo dell'area di scambio termico della caldaia a sali fusi, per la quale si è considerata una configurazione a tubi elicoidali e mantello, che è stata scelta sulla base dell'analisi dello stato dell'arte e di un'indagine di mercato. Attualmente questa funzionalità è operativa per il codice che analizza le condizioni di progetto.

Sono stati confrontati limiti e potenzialità del codice implementato rispetto ai software commerciali ed è stata valutata la possibilità di integrazione con altri software di simulazione per analizzare le prestazioni di sistemi complessi. I risultati ottenuti sono stati confrontati con quelli prodotti dal software commerciale Cycle Tempo®.

L'analisi di tipo energetico è stata infine integrata con uno strumento per la valutazione economica, che permette di calcolare in modo semplificato i principali indici economici dell'impianto nel suo complesso in funzione dello specifico regime di incentivazione previsto. A tale proposito è stato predisposto un file di calcolo in ambiente Excel® costituito da diversi fogli di lavoro per l'immissione dei dati di input di tipo economico ed energetico e per i calcoli degli indici necessari per il calcolo economico, quali il primary energy saving - PES e le tariffe incentivanti ottenibili, per impianti di potenza con generatori di calore a biomassa.

Gli incentivi a cui ha diritto l'impianto vengono calcolati secondo quanto indicato nel DM 6/7/2012 e nel DM 5/9/2011, mediante una procedura che permette di calcolare le produzioni equivalenti di energia della macchina virtuale per la verifica del regime di cogenerazione ad alto rendimento - CAR. I costi di realizzazione, esercizio e manutenzione dell'impianto vengono calcolati, sulla base di valori preimpostati di default o modificabili dall'utente, introducendo i principali parametri progettuali. Stimati i costi ed i ricavi derivanti dalla vendita dell'energia e dagli incentivi attualmente in vigore vengono calcolati in modo semplificato il tempo di ritorno dell'investimento semplice (PBT), valore attuale netto (VAN) e tasso interno di rendimento (TIR).

## 1 Introduzione

Il lavoro svolto rientra nell'ambito del Piano Operativo Annuale per l'anno 2013 dell'Accordo di Programma per la Ricerca sul Sistema Elettrico Nazionale stipulato tra il Ministero dello Sviluppo Economico e l'ENEA. Le attività svolte afferiscono all'area prioritaria di intervento "Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente" ed in particolare al Progetto "Sviluppo di sistemi per la produzione di energia da biomasse e l'upgrading dei biocombustibili". Esso prevede, per quanto riguarda l'obiettivo "Sviluppo di sistemi di produzione dell'energia elettrica e cogenerativi e riduzione dell'impatto ambientale" una linea di ricerca inerente lo sviluppo di un modello per la valutazione energetica ed economica dei sistemi cogenerativi. Tale attività si propone di perfezionare lo strumento di calcolo per l'analisi di sistemi energetici alimentati a biomassa legnosa (la cui prima versione è stata implementata durante la scorsa annualità (Caldera, Gerardi, & Roberto, 2013) sviluppando i modelli di alcuni componenti significativi al fine di condurre simulazioni dettagliate di impianti di potenza a biomassa al variare delle condizioni operative ed effettuare un confronto sulla base di parametri tecnici ed economici.

## 2 Descrizione del modello di analisi energetica del sistema con generatore di calore a biomassa

### 2.1 Motivazione dello studio

La diffusione su larga scala di impianti di potenza di piccola taglia, ossia di potenze non superiori a 1 MW<sub>e</sub>, deriva da motivazioni prevalentemente economiche, correlate ai sistemi di incentivazione e alle normative vigenti sul territorio. Questi due fattori influenzano fortemente lo sviluppo di tecnologie a fonti rinnovabili e in quest'ottica, gli impianti di piccola taglia - in particolare quelli associati alla valorizzazione dei sottoprodotti e al riutilizzo degli scarti dei processi di produzione di energia - godono, nel complesso, di tariffe più vantaggiose e di un più facile accesso agli incentivi statali. A fornire un significativo contributo alla diffusione e sviluppo di impianti di piccola taglia concorrono anche motivazioni legate all'autoconsumo, dettate dalla necessità o di avere a disposizione l'energia elettrica in zone non raggiunte dalla rete elettrica oppure allo scopo di ottenere un possibile risparmio sulla bolletta energetica.

La generazione distribuita dell'energia costituisce un elemento essenziale del nuovo panorama energetico poiché rappresenta l'unica forma di generazione che permette la diversificazione dei vettori energetici e uno sfruttamento delle risorse derivanti da rinnovabili che, per la loro scarsa intensità, non possono essere convenientemente impiegate in sistemi di taglia comparabile con quella dei sistemi alimentati a energia fossile, ma che per la loro presenza capillare sul territorio possono essere vantaggiosamente impiegate localmente. In questo contesto si inserisce lo sviluppo e la crescita di impianti di piccola taglia alimentati a biomassa legnosa, grazie alla facilità di approvvigionamento della risorsa da fonti singole o da un numero di fonti dislocate in una superficie limitata, senza un complesso sistema di raccolta e senza costi commerciali e di trasporto aggiuntivi. Inoltre, le ridotte potenze in gioco rispetto alle centrali convenzionali, aumentano il numero di utenti per lo sfruttamento dell'energia termica.

La soluzione tecnologica principale per impianti di taglia non superiore a 1 MW<sub>e</sub> alimentati a biomassa legnosa è il sistema ORC (Organic Rankine Cycle): si tratta di una tecnologia ampiamente consolidata – può contare più di 250 impianti operativi in tutto il mondo – che presenta una serie di vantaggi tra i quali si annoverano l'elevata efficienza elettrica, costi di manutenzione contenuti e un funzionamento del tutto automatico senza intervento del personale. L'accoppiamento della produzione di energia elettrica con la valorizzazione dell'energia termica derivante da cogenerazione consente di ottenere elevati rendimenti globali compensando almeno parzialmente la minore efficienza elettrica degli impianti a biomassa rispetto all'utilizzo dei combustibili fossili.

In tale contesto, è importante disporre di uno strumento software per la valutazione energetica ed economica dei sistemi cogenerativi, che sia in grado di descrivere con adeguato dettaglio, ma senza eccessive complicazioni, le rispettive peculiarità e fornire dati attendibili riguardo le prestazioni in condizioni di progetto e di fuori progetto. L'obiettivo dello studio descritto nel presente report è lo sviluppo e il perfezionamento di tale strumento di calcolo.

### 2.2 Principali caratteristiche dello strumento di calcolo

Il codice di calcolo è del tipo a parametri concentrati e risolve le equazioni di bilancio di energia e di massa del sistema, il cui schema impiantistico è riportato in Figura 1, in condizioni stazionarie. Le reazioni chimiche in camera di combustione sono trattate in modo ideale e semplificato, assumendo una combustione complessivamente stechiometrica sulla griglia mobile, e una completa combustione nella sezione secondaria, giustificata considerando un adeguato eccesso di ossigeno nei fumi (dato di input) e ipotizzando che la camera di combustione abbia una conformazione e dimensioni adeguata per consentire ai fumi un tempo di permanenza adeguato per trascurare l'effetto energetico di eventuali incombusti.

Tra i principali elementi modellati vi sono l'eccesso d'aria, il ricircolo fumi, il preriscaldamento dell'aria, l'air staging (aria di combustione primaria e secondaria), la composizione della biomassa, la temperatura ingresso-uscita dei sali fusi in caldaia.

I principali componenti modellati tramite funzioni specifiche dallo strumento di calcolo, secondo lo schema di Figura 1, sono:

- Il combustore ( o camera di combustione) a biomassa con air staging e ricircolo fumi;
- La caldaia a sali fusi (eventualmente adattabile anche per altri fluidi termovettori);
- Il preriscaldatore di aria secondaria (SAHX);
- Il preriscaldatore di aria primaria (PAHX);
- Il ricircolo fumi;
- L'evaporatore del ciclo di potenza;
- La pompa di circolazione dei sali fusi (o altro fluido termovettore liquido);

I principali dati di input richiesti sono di seguito elencati:

- Composizione della biomassa e contenuto idrico;
- Percentuale in volume di ossigeno nei fumi;
- Tipo e proprietà dei fluidi di lavoro;
- Temperatura di riferimento dei fumi in ingresso nella caldaia;
- Temperature di riferimento in-out dei sali fusi in caldaia;
- Differenza di temperatura tra i fumi in uscita e i sali fusi in ingresso in caldaia;
- Temperature di riferimento di preriscaldamento dell'aria primaria e secondaria (per il calcolo di progetto);
- Perdite al mantello degli scambiatori di calore;
- Velocità di riferimento fumi-aria, resistenze di sporcamento, tipo materiale e dimensioni dei canali per i preriscaldatori dell'aria comburente;
- Velocità di riferimento sali fusi – fumi, numero di coils in parallelo, resistenze di sporcamento e tipo materiale per la caldaia nella configurazione a tubi elicoidali (per ora limitato al calcolo in condizioni di progetto);
- Potenza e rendimento elettrici nominali del gruppo motore (per il calcolo di progetto) oppure portata di biomassa (per il calcolo di fuori progetto).

Lo strumento di calcolo restituisce in output:

- Portata di combustibile (in condizioni di progetto);
- Portate in massa e in volume dei fluidi coinvolti nello scambio termico (aria primaria, aria secondaria, fumi e ricircolo fumi, sali fusi);
- Composizione chimica dei fumi, in massa e in volume;
- Temperature in ingresso e in uscita dei fluidi nei componenti del sistema di generazione del calore rappresentati in Figura 1;
- Potenze termiche degli stessi componenti;
- Perdite di calore dei componenti;
- Potenza e rendimento elettrico (in condizioni di fuori progetto);
- Efficienza e area di scambio termico indicativa dei preriscaldatori dell'aria (in condizioni di progetto);
- Efficienza, area di scambio termico indicativa e i principali dati dimensionali per la caldaia a sali fusi, nella configurazione a tubi elicoidali e mantello (in condizioni di progetto), come descritto nel paragrafo 2.4.2.



si è considerata una configurazione a tubi elicoidali e mantello, che è stata scelta sulla base dell'analisi dello stato dell'arte e di un'indagine di mercato.

Due ulteriori integrazioni sono: il calcolo del punto di rugiada acido relativo all'acido solforoso e all'acido solforico legato agli SOx dei fumi, per la verifica che i fumi siano sempre a una temperatura superiore onde prevenire fenomeni di corrosione, e il calcolo della potenza e dell'efficienza elettriche per la pompa dei sali fusi.

## 2.4 Modelli matematici dei principali componenti

Nei paragrafi seguenti sono descritti i modelli matematici implementati nelle funzioni Matlab® per l'analisi delle prestazioni energetiche del sistema rappresentato in Figura 1.

### 2.4.1 Combustore a biomassa a griglia mobile

Il combustore modellato è assimilabile a un combustore a griglia mobile, che rappresenta una delle soluzioni tecnologiche attualmente più comuni per la combustione di biomassa legnosa.

Esso è suddiviso in due sezioni: una sezione primaria, dove si trova la griglia e al di sotto della quale è introdotta l'aria primaria e una quota calcolata di ricircolo fumi, e una sezione secondaria dove è introdotta l'aria secondaria e la restante quota di ricircolo fumi.

L'aria primaria introdotta sottogriglia è leggermente sottostechiometrica ( $\lambda \geq 0,9$ ) o al più stechiometrica ( $\lambda = 1$ ), qualora il ricircolo non sia sufficiente per apportare sufficiente ossigeno, in aggiunta a quello dell'aria primaria, per ottenere una combustione stechiometrica nella sezione primaria del combustore. Questa condizione viene calcolata dal programma di calcolo implementato.

La quantità di aria secondaria è determinata in automatico in modo tale da garantire un tenore di ossigeno nei fumi pari al valore dato in input.

Il modello assume che la combustione sia completa, nel senso che i fumi contengono solo le specie chimiche originate in condizioni ideali: CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, SO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> e O<sub>2</sub>. Le equazioni di bilancio di massa e di energia implementate nelle funzioni Matlab sono descritte in (Van Loo & Koppejan, Biomass Fuel Properties and Basic Principles of Biomass Combustion, 2008).

### 2.4.2 Caldaia a sali fusi

Rispetto alla prima versione del codice numerico, si è rivisto completamente il modello della caldaia a sali fusi aumentandone il livello di dettaglio e gli output. Il modello aggiornato è in grado di calcolare le aree equivalenti dello scambiatore, che consentono di ottenere la resa termica desiderata in condizioni di progetto, e verificare nel contempo che le differenze di temperature di progetto fissate, sia per i fumi che per il fluido termovettore (sali fusi), siano tecnicamente raggiungibili in funzione del tipo di scambiatore di calore scelto.

Sulla base dell'analisi dello stato dell'arte, di un'indagine di mercato e di comunicazioni personali (Heatec, 2014), è stata scelta per la caldaia a sali fusi una configurazione a tubi elicoidali e mantello (*shell-helical coiled tube heat exchanger*) schematizzata in Figura 2. I sali fusi fluiscono all'interno dei tubi, i quali sono lambiti esternamente dai fumi. Tale tipologia di scambiatore di calore è riconducibile a una disposizione a flussi incrociati controcorrente co-diretti (*codirected countercurrent cross-flow arrangement*) (Roetzel & Spang, Thermal Design of Heat Exchangers, 2010). Si tratta di uno scambiatore di calore di semplice costruzione, può essere composto da diverse spirali collegate in parallelo in modo da sfruttare al meglio il volume all'interno del mantello. Inoltre, la disposizione a spire verticali consente un drenaggio per gravità dei sali fusi in caso di svuotamento (richiesto ad esempio per evitare che i sali fusi solidifichino quando la caldaia è messa fuori servizio).

Di contro, gli svantaggi di questo tipo di caldaia sono riconducibili alla manutenzione, in quanto i tubi non possono essere meccanicamente puliti all'interno. Inoltre, da un punto di vista termo-fluidodinamico, la velocità del fluido all'esterno di tubi è generalmente bassa e di conseguenza lo scambio termico è limitato.

La progettazione di questo tipo di caldaia, abbinata a combustori a biomassa solida, deve tenere in debita considerazione la formazione di hot spots e la formazione di depositi corrosivi sui tubi legati alla

condensazione di particolato e altri composti solidi presenti nei fumi. L'abbinamento della caldaia a sali fusi con il combustore a biomassa è influenzato dalla fiamma non omogenea tipica degli impianti a biomassa solida, mentre in condizioni ideali il flusso caldo deve essere il più possibile omogeneo in modo da uniformare lo scambio termico con i tubi elicoidali e minimizzare il rischio di hot spots.

Rispetto a una disposizione a tubi piani, negli scambiatori di calore a tubi elicoidali lo scambio termico tra il fluido contenuto nei tubi e le pareti degli stessi è incrementato dai flussi secondari generati dalle forze centrifughe, che tendono a spostare la massima velocità verso l'esterno rispetto all'asse dei tubi. D'altro canto questi flussi secondari tendono ad incrementare le perdite di carico. Entrambi i fenomeni sono più rilevanti nel caso di moto laminare (Gnielinski, 2010).

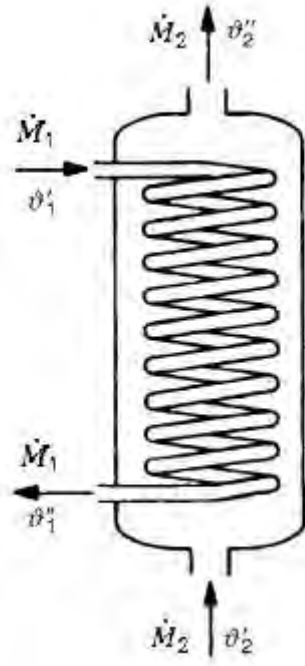


Figura 2. Schema di uno scambiatore di calore a tubi elicoidali con  $n = 10$  passaggi (Roetzel & Spang, Thermal Design of Heat Exchangers, 2010). Nelle applicazioni reali, i tubi sono disposti in modo da consentire l'auto-svuotamento del fluido termovettore per gravità

In base al metodo P-NTU, le equazioni che descrivono le prestazioni di questo tipo di scambiatore, con  $n$  file di tubi e  $n$  passaggi, sono state ricavate da Th. Bes (Roetzel & Spang, Thermal Design of Heat Exchangers, 2010), (Bes, 2006):

$$\frac{1}{1-P_1} = e^B \prod_{j=0}^{n-1} \delta_j \tag{Eq. 1}$$

Dove:

$$\delta_0 = 1; \delta_1 = e^B - R_1 B^2$$

$$\delta_i = \delta_1 - \prod_{j=2}^i \frac{\mu_j - a \mu_{j-1}}{\prod_{k=i-j+1}^{i-1} \delta_k}; \quad i = 2, 3, 4, \dots, n$$

$$\mu_{-1} = 0; \mu_0 = 1$$

$$\mu_{j+1} = \frac{1}{j+1} R_1 B^2 + 2ja + a \mu_j - ja^2 \mu_{j-1}; \quad j = 0, 1, 2, \dots$$

$$a = e^{-\frac{R_1 NTU_1}{n}}$$

$$B = \frac{1 - a}{R_1}$$

Per il flusso all'interno dei tubi, indicato con il pedice 1, il parametro adimensionale  $P$  relativo alla temperatura si calcola con la seguente formula, dove l'apice ' indica il flusso entrante mentre l'apice '' indica il flusso uscente:

$$P_1 = \frac{T_1' - T_1''}{T_1' - T_2'} ; 0 \leq P_1 \leq 1 \quad \text{Eq. 2}$$

Il numero di unità di trasferimento  $NTU$  è così definito:

$$NTU_1 = \frac{kA}{M_1} ; 0 \leq NTU_1 \leq \infty \quad \text{Eq. 3}$$

Dove la capacità termica  $M_1 = m_1 c_{p,1}$  è data dal prodotto tra la portata massica e il calore specifico del fluido. Analogamente agli altri scambiatori di calore, le perdite di calore al mantello sono calcolate come una frazione  $f_{l,BX}$  del calore totale ceduto dal fluido caldo (i fumi):

$$Q_{BX,tot} = m_{FG} h_2' - h_2''_{FG} = \frac{Q_{BX,net}}{1 - f_{l,BX}} \quad \text{Eq. 4}$$

Per tenere in conto di tali perdite di calore, che il modello P-NTU trascura, la temperatura dei fumi in uscita utilizzata nel parametro  $P$  è opportunamente incrementata rispetto al valore di input, di una quantità  $\Delta T_2''$ :

$$\Delta T_2'' = T_2'' - T_2''$$

tale per cui:

$$Q_{BX,net} = m_{FG} h_2' - h_2''_{FG} = m_{TF} h_1' - h_1''_{TF} \quad \text{Eq. 5}$$

$$Q_{BX,l} = Q_{BX,tot} - Q_{BX,net} = m_{FG} h_2' - h_2''_{FG} \quad \text{Eq. 6}$$

I coefficienti di scambio termico all'interno dei tubi sono adattati da (Gnielinski, 2010) e dipendono dal tipo di flusso. Per flussi laminari il numero di Nusselt è calcolato con la seguente relazione empirica:

$$Nu_{lam} = 3,66 + 0,08 \left( 1 + 0,8 \frac{d}{D} \right)^{0,9} Re^m Pr^{1/3} \quad \text{Eq. 7}$$

Dove:

$d$  è il diametro interno del tubo;

$D$  è il diametro del coil;

$Re$  è il numero di Reynolds valutato alla temperatura media del fluido;

$Pr$  è il numero di Prandtl valutato alla temperatura media del fluido;

$m = 0,5 + 0,2903(d/D)^{0,194}$

Nel caso di flusso turbolento ( $Re > 2,2 \times 10^4$ ) la relazione utilizzata per il numero di Nusselt è la seguente:

$$Nu_{tur} = \frac{\xi/8 RePr}{1 + 12,7 \frac{\xi/8}{Pr^{2/3}} - 1} \quad \text{Eq. 8}$$

Dove il fattore di attrito  $\xi$  per tubi elicoidali è calcolato con la seguente relazione:

$$\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} + 0,03 \frac{d}{D}^{0,5} \quad \text{Eq. 9}$$

Il numero di Reynolds critico  $Re_{crit}$ , che caratterizza il passaggio dal moto laminare al moto turbolento, dipende dal rapporto di curvatura  $d/D$ , in quanto i flussi secondari che si generano nei tubi elicoidali hanno un effetto stabilizzante sul flusso laminare, e pertanto la transizione dal flusso laminare al flusso turbolento si sposta verso numeri di Reynolds superiori all'aumentare di  $d/D$ :

$$Re_{crit} = 2300 \left( 1 + 8,6 \frac{d}{D} \right)^{0,45} \quad \text{Eq. 10}$$

Nel campo tra  $Re_{crit}$  e  $Re = 2.2 \times 10^4$  il numero di Reynolds può essere determinato per interpolazione lineare dei valori calcolati con le Eq. 7 e Eq. 8.

Il numero di Nusselt lato fumi, all'esterno dei tubi elicoidali, è invece calcolato in via approssimata con la relazione tratta da (Naphon & Wongwises, 2006):

$$Nu_{FG} = 0,5186 Re_D^{0,595} \frac{p}{d_0}^{0,857} \quad \text{Eq. 11}$$

Dove:

- $Re_D$  è il numero di Reynolds basato sul diametro del coil;
- $p$  è il passo dell'elica;
- $d_0$  è il diametro esterno del tubo.

Il modello della caldaia a sali fusi a tubi elicoidali, implementato per la simulazione in condizioni di progetto, calcola le principali caratteristiche geometriche dello scambiatore, l'efficienza di scambio termico, le temperature di progetto dei fumi aggiornate alle condizioni di scambio termico previste per la specifica configurazione di scambiatore di calore, e i coefficienti globali di scambio termico. Nel dettaglio, i principali output della funzione Matlab sono qui elencati:

- Diametri nominale, interno ed esterno dei tubi elicoidali;
- Passo dei tubi;
- Lunghezza totale dei tubi;
- Diametro del coil;
- Numero di eliche;
- Altezza dello scambiatore di calore;
- Area equivalente di scambio termico dei tubi elicoidali;
- Numero di unità di trasferimento NTU, in accordo al modello P-NTU;
- Efficienza  $\epsilon$  dello scambiatore di calore, in accordo al modello  $\epsilon$ -NTU;
- Temperatura di progetto aggiornata dei fumi in ingresso in caldaia;
- Temperatura di progetto aggiornata dei fumi in uscita dalla caldaia, in condizioni ideali in assenza di perdite di calore al mantello;
- Portata del fluido termovettore;
- Coefficienti globali di scambio termico, riferiti all'area esterna e all'area interna dei tubi.

Gli input richiesti dal modello sono di seguito elencati:

- Velocità di riferimento del fluido termovettore;
- Velocità di riferimento dei fumi;
- Composizione dei fumi;
- Temperature di ingresso e di uscita dei fumi in condizioni ideali in assenza di perdite di calore al mantello;
- Temperature di ingresso e di uscita del fluido termovettore;
- Portata massica dei fumi;
- Densità dei fumi in condizioni normali;
- Potenza netta nominale scambiata in caldaia;
- Numero di coil della caldaia;
- Conducibilità termica del materiale dei tubi elicoidali;

- Resistenze di sporcamento lato interno (fluido termovettore) ed esterno (fumi) dei tubi, tratte da tabelle TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids (Kakaç, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

### 2.4.3 Preriscaldatori d'aria

I preriscaldatori dell'aria comburente sono scambiatori di calore nei quali i fumi ancora caldi in uscita dalla caldaia a sali fusi riscaldano l'aria primaria e secondaria al fine di aumentare il rendimento del generatore di calore. Tali scambiatori di calore sono necessari nell'applicazione in esame, dato che i sali fusi impongono ai fumi una temperatura piuttosto elevata in uscita dalla caldaia, ancora sfruttabile per recuperi energetici. Nell'attuale versione del modello si è deciso di considerare questo recupero energetico interno al generatore di calore, tramite il preriscaldamento dell'aria comburente, piuttosto che pensare a possibili applicazioni di produzione di calore per eventuali utenze esterne. Questa scelta è dettata da due ragioni: innanzitutto si vuole valutare quantitativamente l'effetto sul rendimento termico del generatore legato ai preriscaldi dell'aria, inoltre non sempre sono disponibili utenze termiche a valle dell'impianto di potenza che richiedono calore continuamente per tutto l'anno, pertanto un generatore di calore in grado di recuperare calore dai fumi in uscita dalla caldaia risulta conveniente in un maggiore numero di applicazioni pratiche.

Per evitare problemi legati alla fusione di ceneri basso fondenti sulla griglia, si è deciso di separare il preriscaldamento dell'aria primaria e secondaria, in modo tale da limitare la temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria ad un valore inferiore all'aria secondaria. Quest'ultima viene infatti immessa nel generatore di calore sopra la griglia e pertanto può avere temperature maggiori, mentre l'aria primaria è introdotta sotto griglia.

A seguito di un'indagine sullo stato dell'arte per questo tipo di scambiatori di calore, si è deciso di considerare per i preriscaldatori d'aria una configurazione a flussi incrociati, con canali a sezione rettangolare e fluidi separati. I tubi sono stati considerati non alettati in quanto i fumi da biomassa sono caratterizzati da un elevato tenore di polveri sottili che potrebbero accumularsi sulle alette, riducendo quindi l'efficienza di scambio termico e richiedendo frequenti pulizie con conseguente messa fuori servizio dell'impianto. Anche lato aria non sono considerate le alette, in quanto aria e fumi presentano proprietà di scambio termico confrontabili (Teir & Jokivuori, 2002).

Tipicamente in questi scambiatori di calore il moto dell'aria e dei fumi è di tipo turbolento. I coefficienti adimensionali di scambio termico ( $Re$ ,  $Nu$ ) per flussi turbolenti completamente sviluppati in condotti rettangolari (aventi semilati maggiore  $a$  e minore  $b$ ) sono stati calcolati con le correlazioni valide per condotti circolari utilizzando il diametro idraulico:

$$D_h = \frac{4 a b}{a + b}$$

che viene utilizzato per calcolare il diametro  $D_l$  che tiene conto del rapporto di forma dei condotti rettangolari (Ebdian & Dong, 1998):

$$D_l = \left( \frac{2}{3} + \frac{11b}{24a} \right) \left( 2 - \frac{b}{a} \right) D_h \quad \text{Eq. 12}$$

L'area di scambio termico è calcolata sulla base del metodo  $\varepsilon$ -NTU, utilizzando la seguente espressione per il rendimento, valido per la specifica configurazione di scambiatore sopra indicata (Thulukkanam, 2013):

$$\varepsilon = 1 - \exp \left( \frac{NTU^{0,22}}{C^*} \exp -C^* NTU^{0,78} - 1 \right) \quad \text{Eq. 13}$$

Dove  $C^*$  è il rapporto tra le capacità termiche minima e massima:

$$C^* = \frac{mC_p \min}{mC_p \max}$$

L'Eq. 13 è valida per  $C^* \leq 1$ .

Le velocità dei fumi nei preriscaldatori d'aria sono generalmente dell'ordine di 10-14 m/s (Teir & Jokivuori, 2002).

#### 2.4.4 Ricircolo dei fumi

Da un punto di vista energetico, il ricircolo dei fumi contribuisce a mantenere la temperatura dei fumi in ingresso caldaia al valore impostato.

Esso è automaticamente suddiviso in due flussi: il primo diretto sotto-griglia e il secondo introdotto nella sezione secondaria della camera di combustione. Il ricircolo sotto griglia ha la precedenza, e viene calcolato in modo tale che la somma degli apporti di ossigeno dati dall'aria primaria (in condizioni leggermente sottostechiometriche,  $\lambda_{PA} \geq 0,9$ ) e del ricircolo stesso determini una combustione stechiometrica sulla griglia. Qualora il ricircolo sia insufficiente, il codice calcola  $\lambda_{PA}$  necessario per ottenere la combustione stechiometrica sulla griglia; in tali condizioni non vi è ricircolo nella sezione secondaria della camera di combustione.

#### 2.4.5 Potenza elettrica della pompa dei sali fusi

I sali fusi sono assimilabili a un fluido newtoniano con viscosità superiore all'acqua. Si è tenuto conto di questo aspetto adottando nei calcoli la procedura indicata nella norma (UNI ISO/TR 17766:2006, 2006), così come riportato anche in (Sulzer Pumps Ltd, 2010), che permette di ricavare il punto di funzionamento della pompa corrispondente al funzionamento con i sali fusi sulla curva caratteristica standard riferita all'acqua.

In base a tale procedura, la potenza richiesta nel caso dei sali fusi è calcolata in funzione della potenza che sarebbe necessaria per l'acqua, con la seguente relazione:

$$P_{TF} = \frac{C_Q C_H \rho_{TF} / \rho_{H2O}}{C_\eta} P_{H2O} \quad \text{Eq. 14}$$

Dove:

- $C_Q$  è il fattore di correzione della portata;
- $C_H$  è il fattore di correzione della prevalenza;
- $C_\eta$  è il fattore di correzione per il rendimento;
- $\rho_{TF}$  è la densità del fluido termovettore (sali fusi);
- $\rho_{H2O}$  è la densità dell'acqua;
- $P_{H2O}$  è la potenza nel funzionamento con acqua.

I fattori di correzione dipendono dal parametro  $B$  così definito:

$$B = 2,80 \frac{v_{TF}^{0,5}}{V_{TF}^{0,25} H_{TF}^{0,125}} \quad \text{Eq. 15}$$

Dove:

- $v_{TF}$  è la viscosità cinematica dei sali fusi;
- $V_{TF}$  è la portata in volume richiesta;
- $H_{TF}$  è la prevalenza totale richiesta.

Per il calcolo della prevalenza si è proceduto a una stima delle perdite di carico, utilizzando le classiche formule per calcolo del fattore di attrito  $f_a$  in condotti circolari (Guglielmini & Pisoni, Convezione forzata nei condotti, 1996), in particolare nel caso di moto laminare:

$$f_a = \frac{64}{Re} \quad \text{Eq. 16}$$

Mentre nel caso di moto laminare si è utilizzata l'equazione di Colebrook:

$$\frac{1}{f_a} = -2 \log_{10} \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re f_a} \quad \text{Eq. 17}$$

Il rendimento della pompa è quindi ridotto del fattore  $C_\eta$  rispetto al rendimento che si otterrebbe utilizzando acqua:

$$\eta_{TF} = C_\eta \eta_{H_2O} \quad \text{Eq. 18}$$

La maggiore viscosità dei sali fusi rispetto all'acqua si traduce in una maggiore potenza assorbita e in un minore rendimento della pompa.

#### 2.4.6 Punto di condensa acida

Il punto di condensa acida dei fumi di combustione è la temperatura, relativa alla pressione dei fumi stessi, alla quale un determinato acido allo stato gassoso inizia a condensare.

E' importante verificare che la temperatura dei fumi al camino non sia inferiore al punto di condensa acida onde prevenire problemi legati alla corrosione.

Il modello implementato considera il punto di condensazione relativo agli ossidi di zolfo  $SO_x$  ( $SO_2$  e  $SO_3$ ), la cui frazione in massa nei fumi è calcolata (direttamente per quanto riguarda  $SO_2$ , stimata per  $SO_3$ ). L'anidride solforica ( $SO_3$ ) è presente poiché una parte dell'anidride solforosa ( $SO_2$ ) prodotta dalla reazione dello zolfo presente nella biomassa è ulteriormente ossidata. Il contenuto di triossido di zolfo nei fumi è stimato considerando che il 2% di  $SO_2$  si trasformi in  $SO_3$ .

L'anidride solforica in fase gassosa reagisce con il vapore acqueo e forma acido solforico ( $H_2SO_4$ ). Il punto di condensa acida legato agli  $SO_x$  è significativamente maggiore rispetto al punto di condensa del vapore acqueo nei fumi.

Nota la composizione del combustibile e dei relativi fumi di combustione, il punto di condensa acida può essere adeguatamente calcolato tramite le seguenti relazioni (Ganapathy, 1994):

- Punto di condensa dell'acido solforico ( $H_2SO_4$ )

$$\frac{1000}{T} = 2,276 - 0,0294 \ln P_{H_2O} - 0,0858 \ln P_{SO_3} + 0,0062 \ln P_{H_2O} \ln P_{SO_3} \quad \text{Eq. 19}$$

- Punto di condensa dell'acido solforoso ( $H_2SO_3$ )

$$\frac{1000}{T} = 3,9526 - 0,1863 \ln P_{H_2O} + 0,000867 \ln P_{SO_2} - 0,000913 \ln P_{H_2O} \ln P_{SO_2} \quad \text{Eq. 20}$$

Dove:

$T$  è il punto di condensa per il corrispondente acido, espressa in Kelvin;

$P$  è la pressione parziale espressa in mmHg.

Dal confronto con dati sperimentali (McKetta, Encyclopedia of Chemical Processing and Design, 1997), i valori previsti dalla Eq. 19 sono soggetti a un'incertezza di 9 K, mentre quelli previsti dalla Eq. 20 sono soggetti a un'incertezza di 6 K.

## 2.5 Proprietà termo-fisiche dei fluidi

### 2.5.1 Fumi

Le proprietà termodinamiche e di trasporto dei fumi sono calcolate in accordo a (McBride, Gordon, & Reno, 1993) sulla base del contributo delle relative specie chimiche. Nel presente modello si è ipotizzato che i prodotti della combustione siano composti da CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub> mentre siano trascurabili (da un punto di vista energetico) eventuali altre specie.

L'entalpia delle specie chimiche è calcolata tramite la seguente equazione empirica ottenuta tramite regressione polinomiale (McBride, Gordon, & Reno, 1993):

$$\frac{H_i(T)}{RT} = a_1 + a_2 \frac{T}{2} + a_3 \frac{T^2}{3} + a_4 \frac{T^3}{4} + a_5 \frac{T^4}{5} + \frac{b_1}{T} \quad \text{Eq. 21}$$

Dove:

$H_i$  è l'entalpia della  $i$ -esima specie chimica, in kJ/kmol;

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

$T$  è la temperatura assoluta;

$a_1, \dots, a_5, b_1$  sono i coefficienti polinomiali determinati per via empirica (McBride, Gordon, & Reno, 1993).

L'entalpia dei fumi ( $H_{FG}$ ) è calcolata come somma dell'entalpia delle specie chimiche pesata sulle relative frazioni in massa, previa conversione da kJ/kmol in kJ/kg mediante le masse molecolari  $M$ :

$$H_{FG} = H_{CO_2} \cdot \frac{X_{CO_2}}{M_{CO_2}} + H_{H_2O} \cdot \frac{X_{H_2O}}{M_{H_2O}} + H_{SO_2} \cdot \frac{X_{SO_2}}{M_{SO_2}} + H_{N_2} \cdot \frac{X_{N_2}}{M_{N_2}} + H_{O_2} \cdot \frac{X_{O_2}}{M_{O_2}} \quad \text{Eq. 22}$$

Analogamente, il calore specifico a pressione costante  $c_{p,i}$  delle specie chimiche, e il calore specifico dei fumi sono calcolati mediante le seguenti relazioni:

$$\frac{c_{p,i}(T)}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad \text{Eq. 23}$$

$$c_{p,FG} = c_{p,CO_2} \cdot \frac{X_{CO_2}}{M_{CO_2}} + c_{p,H_2O} \cdot \frac{X_{H_2O}}{M_{H_2O}} + c_{p,SO_2} \cdot \frac{X_{SO_2}}{M_{SO_2}} + c_{p,N_2} \cdot \frac{X_{N_2}}{M_{N_2}} + c_{p,O_2} \cdot \frac{X_{O_2}}{M_{O_2}} \quad \text{Eq. 24}$$

nella quale i coefficienti  $a_1, \dots, a_5$ , sono gli stessi della Eq. 21.

Le proprietà di trasporto, viscosità dinamica e conducibilità termica, dei fumi sono calcolate con come somma ponderata sulle frazioni in massa:

$$\eta_{FG} = \eta_{CO_2} \cdot X_{CO_2} + \eta_{H_2O} \cdot X_{H_2O} + \eta_{SO_2} \cdot X_{SO_2} + \eta_{N_2} \cdot X_{N_2} + \eta_{O_2} \cdot X_{O_2} \quad \text{Eq. 25}$$

$$\lambda_{FG} = \lambda_{CO_2} \cdot X_{CO_2} + \lambda_{H_2O} \cdot X_{H_2O} + \lambda_{SO_2} \cdot X_{SO_2} + \lambda_{N_2} \cdot X_{N_2} + \lambda_{O_2} \cdot X_{O_2} \quad \text{Eq. 26}$$

sulla base del contributo delle specie chimiche calcolato con le seguenti relazioni (McBride, Gordon, & Reno, 1993):

$$A \ln T + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} + D = \frac{\ln \eta_i}{\ln \lambda_i} \quad \text{Eq. 27}$$

dove i coefficienti A, B, C, D sono diversi per viscosità e conducibilità termica e dipendono dalla specie chimica  $i$ -esima.

La densità è calcolata sulla base della Eq. 28, la quale è valida per i gas perfetti e per piccole differenze di pressione (entrambe le ipotesi sono giustificabili per i fumi):

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0}{T} \quad \text{Eq. 28}$$

dove  $\rho$  è la densità alla temperatura assoluta  $T$  mentre  $\rho_0$  è la densità in condizioni normali ( $T_0 = 273,15K$ ).

### 2.5.2 Aria di combustione

Le proprietà fisiche dell'aria (densità, calore specifico, conducibilità termica e viscosità) sono tratte da (Guglielmini & Pisoni, Appendice B.1 - Proprietà dei gas a pressione atmosferica, 1996).

L'entalpia è calcolata noto il calore specifico, che nell'intervallo tra 0 °C e 250 °C ha un valore medio pari a  $c_{p,A} = 1,01 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ .

### 2.5.3 Sali fusi

La caldaia del generatore a biomassa modellata nel presente studio è una caldaia del tipo fumi – sali fusi. I sali fusi sono quindi il fluido termovettore che cede il calore nell'evaporatore del ciclo Rankine.

I sali fusi presentano qualità interessanti per le applicazioni in esame, in particolare:

Hanno buone proprietà per l'accumulo di calore;

- Sono stabili in un ampio campo di temperature;
- Non sono infiammabili;
- Non sono tossici;
- Se correttamente utilizzati, comportano basso rischio di corrosione sul lungo periodo;
- Presentano una bassa tensione di vapore, che li rende buoni fluidi termovettori e buoni accumulatori di calore;
- Hanno costi generalmente inferiori rispetto ai comuni oli diatermici;
- Consentono l'accoppiamento tra impianti solari a concentrazione, accumuli termici e generatori di calore a biomassa;
- Presentano una bassa viscosità, se mantenuti a temperature adeguatamente superiori rispetto al punto di congelamento.

Nell'ambito del presente studio, la miscela di sali fusi è soggetta a una minima temperatura operativa pari a 190 °C. Per rispettare questo vincolo progettuale è necessario ricorrere a miscele ternarie di sali fusi, in quanto il *solar salt* (miscela binaria di  $\text{NaNO}_3$  e  $\text{KNO}_3$  comunemente utilizzata negli impianti solari a concentrazione) deve essere mantenuto a temperature superiori a 250 °C (principale limite dei sali fusi). Al contrario, miscele ternarie con nitrati di litio o di calcio presentano bassi punti di fusione (intorno a 120 – 140 °C) (Bradshaw & Siegel, 2008). In base alle suddette premesse, le simulazioni sono state effettuate considerando una miscela ternaria di sali fusi di  $\text{NaNO}_3$ ,  $\text{KNO}_3$  e  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$  assimilabile al prodotto commerciale HITEC® XL, caratterizzato da un punto di fusione compreso tra 130 °C e 140 °C e una massima temperatura operativa limitata a 500-510 °C, idonei per i casi studio analizzati. Questo ampio campo di stabilità può essere vantaggiosamente sfruttato per aumentare il rendimento del ciclo di potenza, rispetto alle prestazioni ottenibili nelle soluzioni commerciali attuali che fanno uso di olio diatermico.

Le proprietà della miscela di sali fusi riportate di seguito sono in funzione della temperatura espressa in gradi Celsius, tranne la conducibilità termica che si mantiene pressoché costante. Le relazioni sono ricavate da (Siegel, Bradshaw, Cordaro, & Kruizenga, 2011) ad eccezione del calore specifico a pressione costante che è tratto da (NREL, 2009):

$$\rho \frac{\text{g}}{\text{cc}} = 2,240 - 8,27E-4 \cdot T \quad \text{Eq. 29}$$

$$\eta \text{ cP} = 1000 \cdot 10^{6,1374 \cdot T - 3,36406} \quad \text{Eq. 30}$$

$$c_p \frac{\text{J}}{\text{kg K}} = -1,139E-4 \cdot T^2 - 2,624E-1 \cdot T + 1,536E+3 \quad \text{Eq. 31}$$

$$\lambda \frac{\text{W}}{\text{m K}} = 0,519 \quad \text{Eq. 32}$$

Il modello numerico consente agevolmente di cambiare il sale fuso, in quanto è sufficiente modificare le equazioni delle proprietà termodinamiche e di trasporto nella relativa funzione Matlab, utilizzando (Siegel, Bradshaw, Cordaro, & Kruizenga, 2011) e (NREL, 2009) come fonti per le nuove relazioni matematiche.

### 3 Risultati dello strumento di analisi energetica

#### 3.1 Simulazioni in condizioni di progetto

Sono di seguito riportati i risultati ottenuti analizzando in condizioni di progetto diverse combinazioni della temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria e della temperatura di ingresso dei sali fusi in caldaia. In particolare, si sono considerati i casi riportati in Tabella 1. Si è deciso di fare variare queste due temperature in quanto rivestono notevole importanza nell'applicazione in oggetto. La temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria è importante negli impianti di combustione a biomassa in quanto, se da un lato il suo aumento porta a un incremento delle prestazioni per un migliore recupero energetico sui fumi, dall'altro l'aria primaria svolge anche una funzione di "raffreddamento" della griglia per evitare la fusione di ceneri basso fondenti. Il campo di lavoro tra 90 °C e 150 °C è considerato accettabile in tale contesto.

Per quanto riguarda i sali fusi, al loro diminuire della temperatura di ingresso in caldaia generalmente corrisponde un migliore sfruttamento dell'energia ceduta loro dai fumi. Una temperatura  $T_{1,MS} = 190$  °C è tipica di miscele ternarie a base di calcio o di litio, mentre  $T_{1,MS} = 250$  °C è prossimo (ma ancora inferiore) alla minima temperatura operativa della classica miscela binaria solar salt.

Tabella 1. Casi studio analizzati in condizioni di progetto con il codice implementato

Caso	$T_{2,PA}$ °C	$T_{1,MS}$ °C
1	90	190
2	90	220
3	90	250
4	110	190
5	110	220
6	110	250
7	130	190
8	130	220
9	130	250
10	150	190
11	150	220
12	150	250

Tali casi studio saranno analizzati al Paragrafo 3.2 anche in condizioni di fuori progetto, per diverse portate di biomassa, contenuto di umidità nel combustibile e percentuali di ossigeno nei fumi.

In tutti i casi studio si sono considerati i seguenti input in condizioni di progetto:

- Tenore di ossigeno nei fumi pari all'8% vol. ;
- $\lambda_{PA} = 0,9$  per l'aria primaria (condizioni sottostechiometriche sotto griglia);
- la percentuale di ricircolo dei fumi sotto griglia è calcolata in modo tale da ottenere una combustione stechiometrica nella zona primaria di combustione;
- combustibile: cippato di biomassa avente la composizione su base secca indicata in Tabella 2;
- contenuto di umidità nel cippato su base umida pari al 50% (M50);
- temperatura dei sali fusi in uscita dalla caldaia pari a  $T_{2,MS} = 450$  °C;
- temperatura dei fumi in ingresso in caldaia pari a  $T_{1,BX,FG} = 950$  °C;
- minima temperatura dei fumi pari a 800 °C;
- differenza di temperatura in caldaia tra i fumi in uscita e i sali fusi in ingresso pari a  $\Delta T = 50$  °C;
- temperatura di preriscaldamento dell'aria secondaria pari a 200 °C;
- temperatura dell'aria esterna pari a 25 °C;
- potenza elettrica nominale dell'unità di potenza pari a 1 MW<sub>e</sub>;
- rendimento netto del gruppo di potenza:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el,turbina} - P_{el,pompa\ ciclo}}{Q_{in,ciclo}} = 0,25$$

- perdita di calore al mantello per tutti gli scambiatori di calore (preriscaldatori di aria primaria e secondaria, caldaia, combustore, evaporatore del gruppo di potenza) fissati convenzionalmente pari al 2% della potenza termica entrante;
- perdita di calore nel combustore legata a una combustione incompleta (formazione di CO, NOx) fissato convenzionalmente pari a 1% della potenza al focolare;

Per il calcolo delle aree di scambio termico indicative della caldaia a sali fusi (Paragrafo 2.4.2) sono considerati i seguenti parametri di progetto:

- numero di coils elicoidali in parallelo: 5;
- velocità di riferimento dei sali fusi nei tubi: 0,6 m/s;
- velocità di riferimento dei fumi per il calcolo del coefficiente di scambio termico: 10 m/s;
- materiale dei tubi: acciaio;
- resistenza di sporco interna ai tubi dovuta ai sali fusi,  $R_{f,i} = 8,8E-05 \text{ m}^2\text{K/W}$  (Kakaç, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012);
- resistenza di sporco esterna ai tubi dovuta ai fumi da combustione di biomassa,  $R_{f,o} = 1,761E-03 \text{ m}^2\text{K/W}$  (Kakaç, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

La velocità dei sali fusi viene automaticamente aggiornata dal programma una volta determinati i diametri dei tubi elicoidali.

Per quanto riguarda il calcolo delle aree di scambio termico dei preriscaldatori di aria primaria e secondaria, si sono utilizzati i seguenti parametri di progetto:

- dimensione di riferimento per i canali dello scambiatore: sezione quadrata di lato 6 cm;
- spessore canali pari a 2 mm;
- velocità di riferimento per l'aria pari a 12 m/s;
- velocità di riferimento per i fumi pari a 12 m/s;
- massima efficienza di progetto per il preriscaldatore di aria secondaria  $\varepsilon_{SX,max} = 65\%$ ;
- resistenza di sporco dovuta ai fumi da combustione di biomassa,  $R_{f,o} = 1,761E-03 \text{ m}^2\text{K/W}$  (Kakaç, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012);
- resistenza di sporco lato aria trascurabile.

Tabella 2. Composizione del cippato di legno su base secca (db)

Frazioni in massa su base secca (db)	
X_C	0,4892
X_H	0,0615
X_N	0,0048
X_O	0,4182
X_S	0,0003
X_ash	0,0260

I risultati sono riportati in Tabella 4 e Tabella 5.

Come si evince dalla Tabella 5, all'aumentare della  $T_{PA}$  e al diminuire della  $T_{1,MS}$  aumenta il rendimento del generatore di calore, e di conseguenza diminuisce la potenza al focolare. Il confronto è stato fatto a parità di temperatura dei sali fusi in uscita dalla caldaia. Nei casi esaminati, il rendimento termico dell'intero generatore di calore varia tra 77% e 83%.

Per garantire la potenza elettrica nominale del cogeneratore pari a 1 MWe con un rendimento del 25%, la caldaia deve avere una potenza nominale di circa 4 100 kW (considerando anche le perdite di calore), e la camera di combustione deve avere una potenza al focolare generalmente superiore a 5 MWt.

Il ricircolo fumi è compreso tra il 13,4% e il 16,8% della portata totale di fumi in caldaia, e tali percentuali tendono ad aumentare all'aumentare della temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria e della temperatura

dei sali, in quest'ultimo caso perché la temperatura dei fumi al camino tende ad aumentare. Viceversa la temperatura dei fumi al camino tende a diminuire all'aumentare del preriscaldamento dell'aria. In tutti i casi analizzati, la temperatura al camino si mantiene superiore alla temperatura di condensazione acida. Soprattutto per  $T_{1,MS} = 250$  °C, risulta una temperatura dei fumi al camino superiore a 200 °C nonostante la presenza dei preriscaldatori d'aria. In tali condizioni si potrebbe pensare a un ulteriore recupero termico, inserendo un economizzatore per riscaldare acqua al servizio di un'utenza termica.

In tutti i casi analizzati, la portata di aria primaria è quasi pari alla portata di aria secondaria (48,1% contro 51,9% dell'aria comburente totale, rispettivamente), per via della costanza del tenore di ossigeno dei fumi impostato. L'efficienza del preriscaldatore di aria secondaria, e con essa l'area di scambio termico, è prossima al valore massimo che è fissato come dato di input (65%) per limitare eccessive (e quindi antieconomiche) aree di scambio termico. Questo vincolo non è stato presente per il preriscaldatore di aria primaria, per il quale infatti risultano efficienze notevolmente variabili da caso a caso, con una tendenza a diminuire all'aumentare di  $T_{1,MS}$  e ovviamente all'aumentare con  $T_{2,PA}$ .

Per quanto riguarda la caldaia, le efficienze sono molto alte (superiori al 90%), questo comporta elevate aree dello scambiatore, anche per il fatto che lo scambio termico è dominato dai fumi che lo limitano a valori calcolati di  $U \approx 40$  W/(m<sup>2</sup> K).

Il modello sviluppato è stato applicato per un primo confronto ad un caso studio relativo ad un impianto reale (Noussan & Roberto, 2013). L'impianto analizzato è costituito da una caldaia a vapore che alimenta una turbina a ciclo Rankine a vapore d'acqua. Esso è alimentato da biomassa legnosa vergine, principalmente costituita da pioppo.

Sulla base dei dati di progetto disponibili (riportati in Tabella 3), è stata effettuata una simulazione dell'impianto ed un confronto relativamente al generatore di calore. Nonostante la versione attuale del codice sia orientata allo studio di caldaie a sali fusi, è possibile estendere il suo utilizzo, entro certi limiti di approssimazione, anche con altri fluidi.

Tabella 3 – Dati tecnici di progetto (Noussan & Roberto, 2013)

combustibile		pioppo
umidità	[%]	40
Tipo di fluido		vapore d'acqua
T max fluido	[°C]	450
T al condensatore	[°C]	50
$P_{el}$ lorda nominale	[kW]	3050
Efficienza elettrica	[%]	22,2
Autoconsumi elettrici medi annui	[%]	10

Considerando per i fumi una temperatura di ingresso in caldaia di 950 °C, una temperatura al camino di 150 °C ed un tenore di ossigeno pari a 8%, dal modello si ottiene un rendimento del generatore di calore di 84,4%, valore molto prossimo al dato reale di 85,6%. Analogamente la potenza al focolare calcolata dal modello, pari a 14,9 MW, approssima la potenza nominale di 14,1 MW. Sono in corso ulteriori simulazioni sulla base di dati di esercizio di impianti con ciclo di potenza di tipo Rankine a fluidi organici.

Tabella 4. Risultati del codice per le condizioni di progetto indicate nei casi riportati in Tabella 1, relativamente alla biomassa, all'aria comburente e ai fumi

	CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12
--	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	---------	---------	---------

Biomassa

		CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12
PCS	MJ/kg	19,9	19,9	19,9	19,9	19,9	19,9	19,9	19,9	19,9	19,9	19,9	19,9
PCI	MJ/kg	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1	8,1
$\dot{m}_F$	kg/h t.q.	2,226	2,289	2,361	2,212	2,275	2,346	2,199	2,261	2,332	2,186	2,248	2,318

Aria comburente

		CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12
$\lambda_{PA+SA}$		1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87
$\lambda_{PA}$		0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
$\lambda_{SA}$		0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
$\dot{m}_{PA+SA}$	kg/h	12,306	12,658	13,053	12,231	12,580	12,972	12,158	12,504	12,893	12,086	12,430	12,816
$V_{PA+SA}$	Nm <sup>3</sup> /h	9,562	9,835	10,142	9,503	9,774	10,079	9,446	9,715	10,017	9,391	9,657	9,957

Fumi

		CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12
$Y_{CO_2}$	%vol	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7	8,7
$Y_{H_2O}$	%vol	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4	18,4
$Y_{SO_2}$	%vol	2,0E-03	2,0E-03	2,0E-03	2,0E-03	2,0E-03	2,0E-03	2,0E-03	2,0E-03	2,0E-03	2,0E-03	2,0E-03	2,0E-03
$Y_{N_2}$	%vol	64,9	64,9	64,9	64,9	64,9	64,9	64,9	64,9	64,9	64,9	64,9	64,9
$Y_{O_2}$	%vol	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
$\dot{m}_{FG}$	kg/h	16,746	17,421	18,160	16,746	17,421	18,160	16,746	17,421	18,160	16,746	17,421	18,160
$\dot{m}_{RG}$	kg/h	2,242	2,504	2,777	2,331	2,596	2,872	2,417	2,685	2,966	2,502	2,773	3,057
$V_{FG}$	Nm <sup>3</sup> /h	13,459	14,002	14,596	13,459	14,002	14,596	13,459	14,002	14,596	13,459	14,002	14,596
$V_{RG}$	Nm <sup>3</sup> /h	1,802	2,013	2,232	1,873	2,086	2,309	1,943	2,158	2,384	2,011	2,229	2,457
$\dot{m}_{RG} / \dot{m}_{FG}$	%	13,4	14,4	15,3	13,9	14,9	15,8	14,4	15,4	16,3	14,9	15,9	16,8

Tabella 5. Risultati del codice per le condizioni di progetto indicate nei casi riportati in Tabella 1, relativamente ai componenti di impianto e alle prestazioni del sistema

		CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12
Prestazioni generali													
$\eta_{GC}$	%	81,7	79,5	77,1	82,2	80,0	77,5	82,7	80,4	78,0	83,2	80,9	78,5
$Q_{FOC}$	kW	4.993	5.136	5.296	4.963	5.104	5.264	4.933	5.074	5.231	4.904	5.044	5.200
$Q_{U,BX}$	kW	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082
$Q_{tot,loss}$	kW	911,8	1.054,4	1.214,9	881,4	1.022,8	1.182,0	851,6	992,0	1.149,8	822,6	961,9	1.118,5
Combustore a griglia mobile													
$Q_{FOC}$	kW	4.993	5.136	5.296	4.963	5.104	5.264	4.933	5.074	5.231	4.904	5.044	5.200
$Q_{FOC,loss}$	kW	163,6	170,2	177,4	163,6	170,2	177,4	163,6	170,2	177,4	163,6	170,2	177,4
$T_{comb}$	°C	1.399	1.402	1.405	1.406	1.409	1.412	1.413	1.416	1.419	1.420	1.423	1.426
$T_{PA+RG1}$	°C	109,1	115,0	121,3	122,8	128,7	135,1	136,5	142,5	148,8	150,2	156,2	162,5
% ricircolo fumi sotto griglia	%	74,2	68,4	63,6	71,0	65,6	61,1	68,0	63,0	58,8	65,4	60,6	56,7
Caldaia a sali fusi													
$Q_{US,BX}$	kW	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082	4.082
$Q_{BX,loss}$	kW	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3	83,3
$NTU_{int}$		1,22	1,08	0,95	1,22	1,08	0,95	1,22	1,08	0,95	1,22	1,08	0,95
$\epsilon$	%	91,4	91,1	90,9	91,4	91,1	90,9	91,4	91,1	90,9	91,4	91,1	90,9
$A_{int,coils}$	m <sup>2</sup>	461	462	466	461	462	466	461	462	466	461	462	466
$A_{ext,coils}$	m <sup>2</sup>	516	517	522	516	517	522	516	517	522	516	517	522
$U_{i,coils}$	W/(m <sup>2</sup> K)	41,5	41,6	41,4	41,5	41,6	41,4	41,5	41,6	41,4	41,5	41,6	41,4
$U_{e,coils}$	W/(m <sup>2</sup> K)	37,1	37,2	37,0	37,1	37,2	37,0	37,1	37,2	37,0	37,1	37,2	37,0
$T_{in,FG}$	°C	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0	950,0
$T_{out,FG}$	°C	240,0	270,0	300,0	240,0	270,0	300,0	240,0	270,0	300,0	240,0	270,0	300,0

continua nella pagina successiva ...

... continua Tabella 5 da pagina precedente

		CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12
Preriscaldatore aria primaria													
$Q_{U,PX}$	kW	107,9	111,0	114,5	140,3	144,3	148,8	172,3	177,2	182,7	203,9	209,7	216,2
$Q_{PX,loss}$	kW	2,20	2,27	2,34	2,86	2,94	3,04	3,52	3,62	3,73	4,16	4,28	4,41
$\epsilon_{PX}$	%	38,9	34,0	29,9	50,8	44,3	39,1	62,6	54,7	48,2	74,4	65,0	57,3
$A_{PX}$	m <sup>2</sup>	53,7	46,5	41,3	80,0	67,5	58,8	115,8	94,1	80,0	169,6	129,5	106,3
$T_{in,PA}$	°C	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0
$T_{out,PA}$	°C	90,0	90,0	90,0	110,0	110,0	110,0	130,0	130,0	130,0	150,0	150,0	150,0
$T_{in,FG}$	°C	192,1	216,4	242,1	192,4	216,7	242,5	192,7	217,0	242,8	192,9	217,4	243,2
$T_{out,FG}$	°C	171,3	195,9	222,0	165,3	190,1	216,3	159,4	184,3	210,7	153,5	178,6	205,1
$\dot{m}_{PA}$	kg/h	5,920	6,089	6,279	5,883	6,051	6,240	5,848	6,015	6,202	5,814	5,979	6,164
$V_{PA}$	Nm <sup>3</sup> /h	4,599	4,731	4,878	4,571	4,701	4,848	4,544	4,673	4,818	4,517	4,645	4,790
$\dot{m}_{PA} / \dot{m}_{PA+SA}$	%	48,1	48,1	48,1	48,1	48,1	48,1	48,1	48,1	48,1	48,1	48,1	48,1

Preriscaldatore aria secondaria													
$Q_{U,SX}$	kW	250,4	293,5	332,6	248,9	291,7	330,5	247,4	289,9	328,5	245,9	288,2	326,5
$Q_{SX,loss}$	kW	5,11	5,99	6,79	5,08	5,95	6,75	5,05	5,92	6,70	5,02	5,88	6,66
$\epsilon_{SX}$	%	65,0	65,0	63,6	65,0	65,0	63,6	65,0	65,0	63,6	65,0	65,0	63,6
$A_{SX}$	m <sup>2</sup>	143,6	150,3	150,7	142,5	149,1	149,6	141,5	148,0	148,5	140,5	147,0	147,5
$T_{in,SA}$	°C	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0
$T_{out,SA}$	°C	164,8	184,3	200,0	164,8	184,3	200,0	164,8	184,3	200,0	164,8	184,3	200,0
$T_{in,FG}$	°C	240,0	270,0	300,0	240,0	270,0	300,0	240,0	270,0	300,0	240,0	270,0	300,0
$T_{out,FG}$	°C	192,1	216,4	242,1	192,4	216,7	242,5	192,7	217,0	242,8	192,9	217,4	243,2
$\dot{m}_{SA}$	kg/h	6,387	6,569	6,774	6,348	6,529	6,732	6,310	6,489	6,691	6,273	6,451	6,651
$V_{SA}$	Nm <sup>3</sup> /h	4,962	5,104	5,263	4,932	5,073	5,231	4,902	5,042	5,199	4,874	5,012	5,168
$\dot{m}_{SA} / \dot{m}_{PA+SA}$	%	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9

continua nella pagina successiva ...

... continua Tabella 5 da pagina precedente

CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12
--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	---------	---------	---------

Camino

		CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5	CASO 6	CASO 7	CASO 8	CASO 9	CASO 10	CASO 11	CASO 12
$Q_{stack}$	kW	657,6	792,6	945,0	626,5	760,4	911,5	596,2	729,0	878,7	566,5	698,3	846,7
$T_{stack}$	°C	171,3	195,9	222,0	165,3	190,1	216,3	159,4	184,3	210,7	153,5	178,6	205,1
$T_{dp,acid}$	°C	114,9	114,9	114,9	114,9	114,9	114,9	114,9	114,9	114,9	114,9	114,9	114,9
$T_{stack} > T_{dp,acid}$		OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
$V_{FG,stack}$	Nm <sup>3</sup> /h	11,657	11,990	12,364	11,586	11,916	12,287	11,516	11,844	12,212	11,448	11,774	12,139

Pompa sali fusi

		4	6	10	4	6	10	4	6	10	4	6	10
$P_{el}$	kW	4	6	10	4	6	10	4	6	10	4	6	10
$\eta_{el}$	%	57,1	58,4	59,3	57,1	58,4	59,3	57,1	58,4	59,3	57,1	58,4	59,3

### 3.2 Simulazioni in condizioni di fuori progetto con portata di combustibile variabile

I casi studio analizzati al precedente paragrafo in condizioni di progetto sono stati analizzati anche in condizioni di fuori progetto. Diverse simulazioni sono state condotte, facendo variare la portata di combustibile, il contenuto idrico del combustibile e il tenore di ossigeno dei fumi nei seguenti intervalli:

- $\dot{m}_F$  : tra 600 kg/h e 2200 kg/h;
- M : tra M30 e M50;
- $Y_{O_2,FG}$  : tra 7% e 11%.

I risultati sono riportati nelle figure seguenti.

In condizioni di progetto è necessario fornire il rendimento nominale e la potenza di targa del gruppo motore, mentre tali variabili sono calcolate in condizioni di fuori progetto, sulla base della curva normalizzata del rendimento elettrico ai carichi parziali riportata in Figura 3, a sua volta funzione della potenza termica erogata dalla caldaia.

Il rendimento termico tende ad aumentare ai carichi parziali, in ragione di una migliore efficienza dei preriscaldatori di calore, assumendo che le perdite legate agli incombusti si mantengano alla stessa percentuale della potenza introdotta nel combustore.

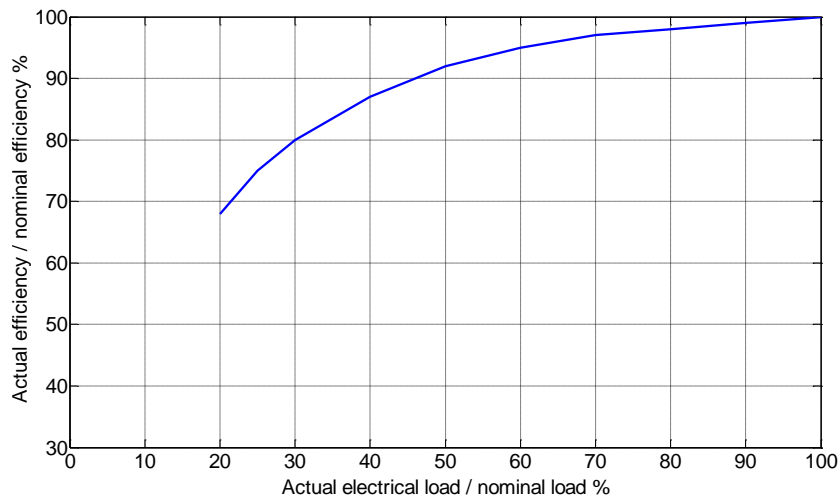
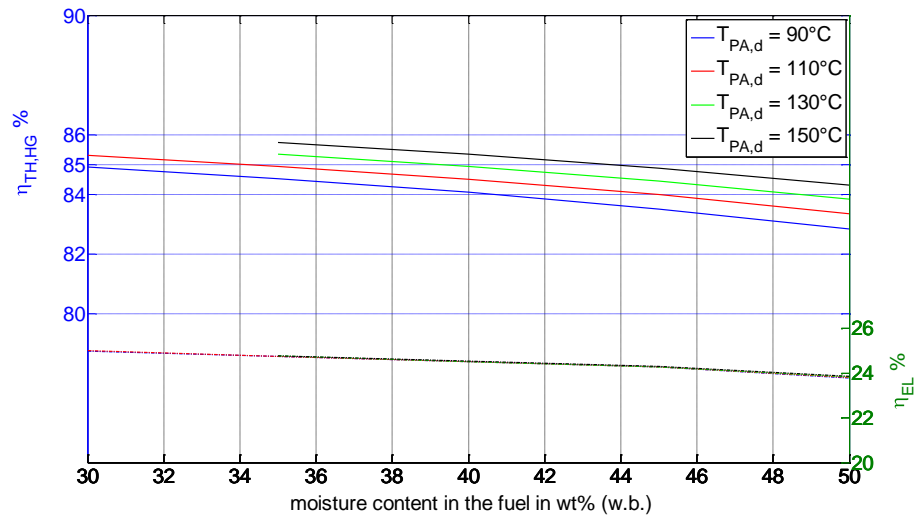


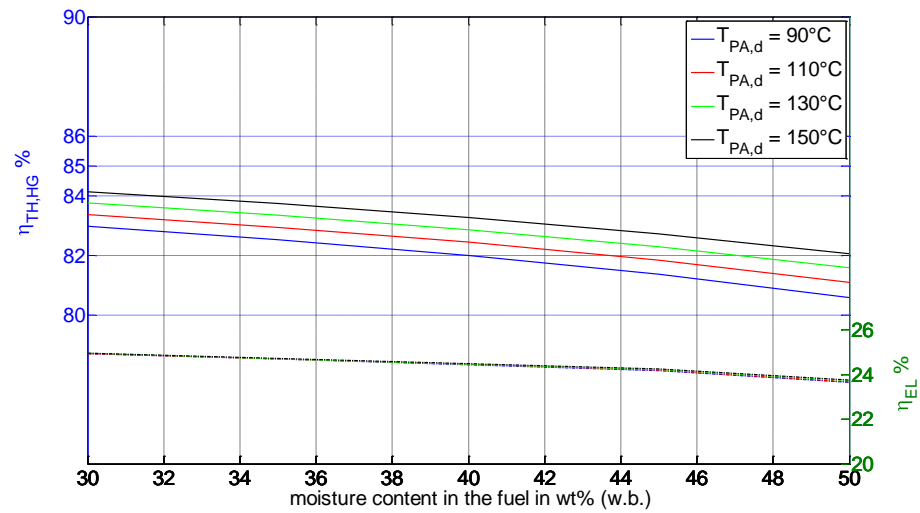
Figura 3. Efficienza del gruppo motore ai carichi parziali, normalizzata alla efficienza nominale (PW Power Systems, 2013)

In Figura 4 è riportato il rendimento elettrico del gruppo motore e il rendimento termico del generatore di calore, per un dato consumo di biomassa (1400 kg/h t.q.) e per un dato tenore di ossigeno nei fumi ( $Y_{O_2} = 8\%vol.$ ). All'aumentare della temperatura dei sali fusi in ingresso caldaia il rendimento termico diminuisce visibilmente, mantenendo valori più alti all'aumentare della temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria. Anche il contenuto di umidità della biomassa ha un effetto analogo, tendendo a fare diminuire il rendimento termico. Il rendimento elettrico segue analoghi profili qualitativi, però esibisce una tendenza alla diminuzione più contenuta all'aumentare della temperatura dei sali fusi e al diminuire della temperatura di preriscaldamento dell'aria.

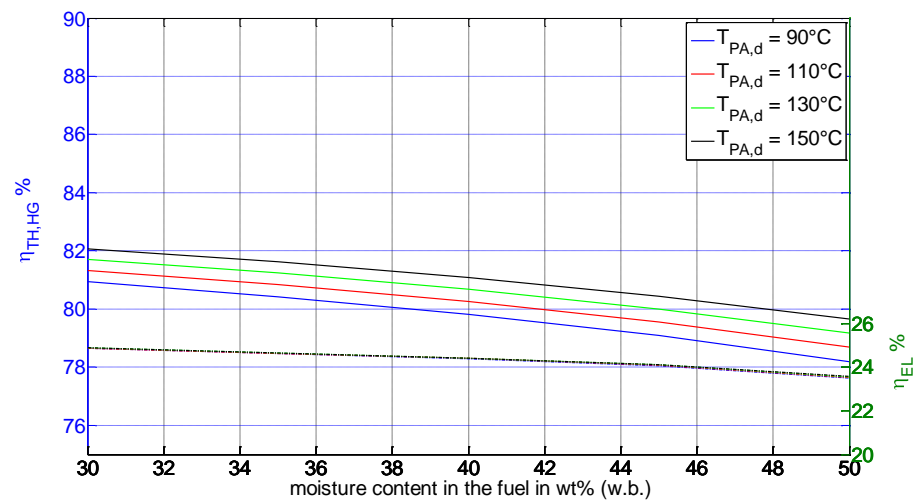
In Figura 5 è riportata la variazione del rendimento elettrico del gruppo di potenza con il consumo di biomassa, per diverse temperature di progetto di preriscaldamento dell'aria. Evidentemente, il profilo segue la curva normalizzata di riferimento di Figura 3 sulla base della quale è calcolato. In questo grafico si può apprezzare meglio, rispetto a quello della figura precedente, la diminuzione del rendimento elettrico all'aumentare della temperatura dei sali fusi.



(A)  $T_{1,BX,MS} = 190 \text{ }^\circ\text{C}$

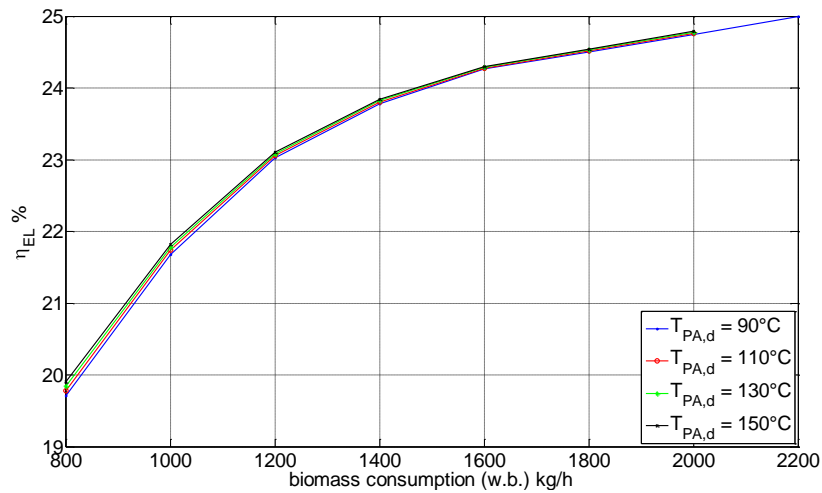


(B)  $T_{1,BX,MS} = 220 \text{ }^\circ\text{C}$

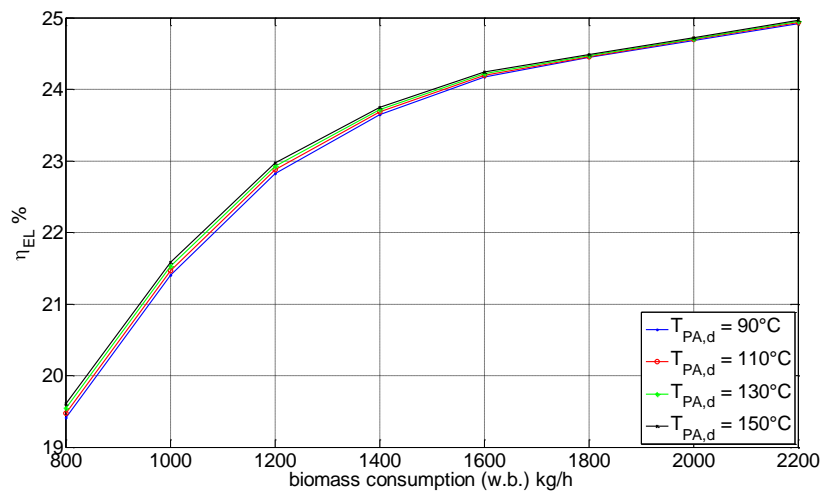


(C)  $T_{1,BX,MS} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$

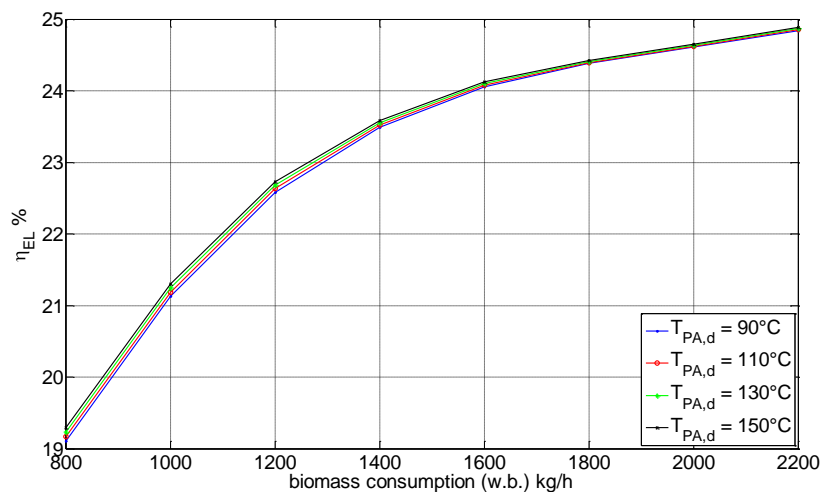
Figura 4. Rendimento elettrico del gruppo motore, e termico del generatore di calore a biomassa. I grafici sono relativi a un consumo di biomassa pari a 1400 kg/h t.q. e per un tenore di ossigeno nei fumi pari a  $Y_{O_2} = 8\%$ vol. Le curve considerano diverse temperature di progetto di preriscaldamento dell'aria primaria



(A)  $T_{1,BX,MS} = 190\text{ }^{\circ}\text{C}$



(B)  $T_{1,BX,MS} = 220\text{ }^{\circ}\text{C}$



(C)  $T_{1,BX,MS} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$

Figura 5. Variazione del rendimento elettrico del gruppo di potenza con il consumo di biomassa, per diverse temperature di progetto di preriscaldamento dell'aria. Risultati ottenuti per biomassa con contenuto idrico M50 e tenore di ossigeno nei fumi pari a  $Y_{O_2} = 8\%vol$

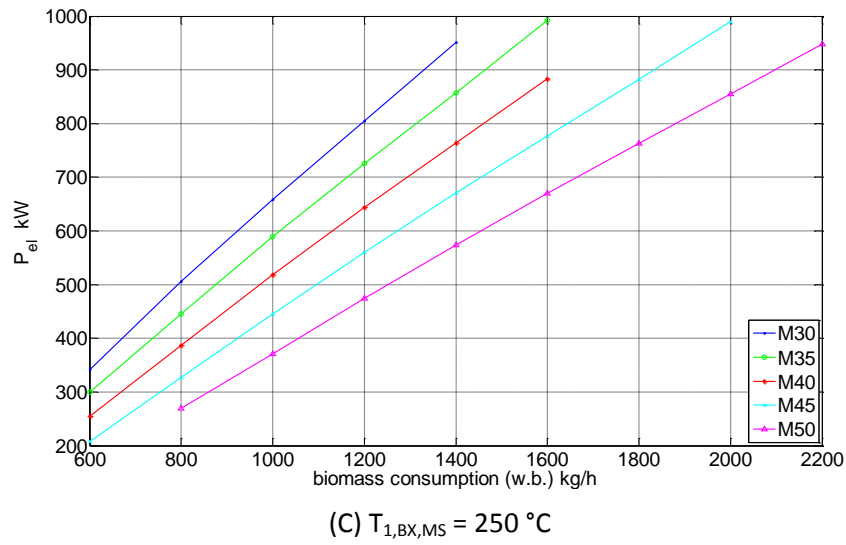
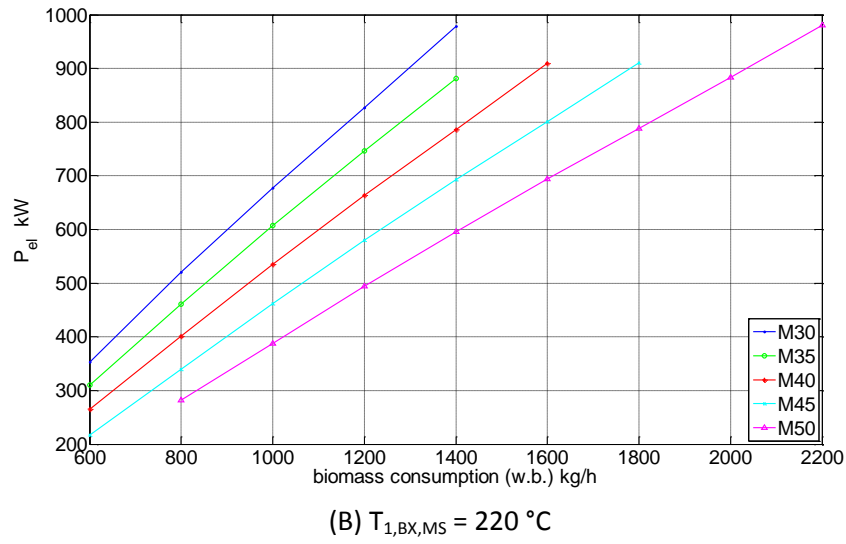
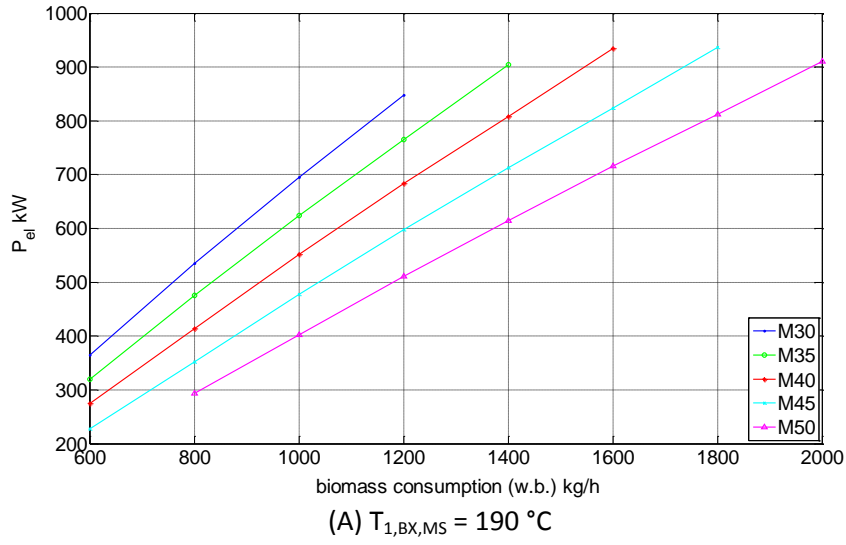
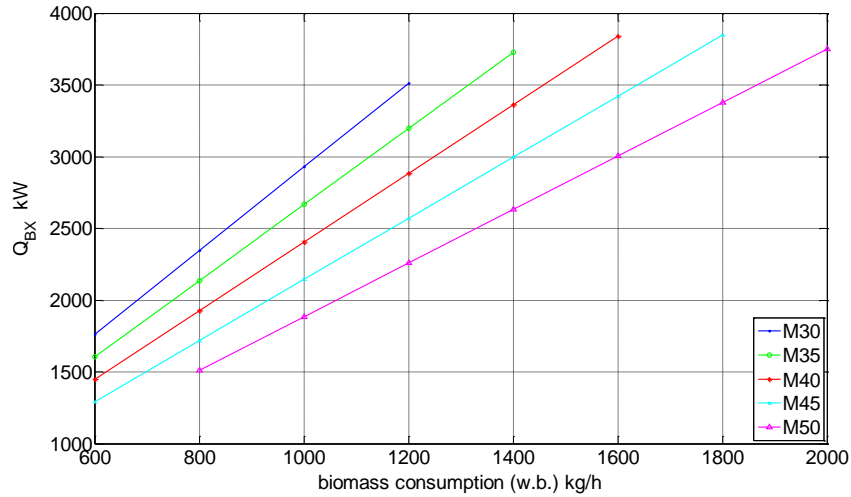
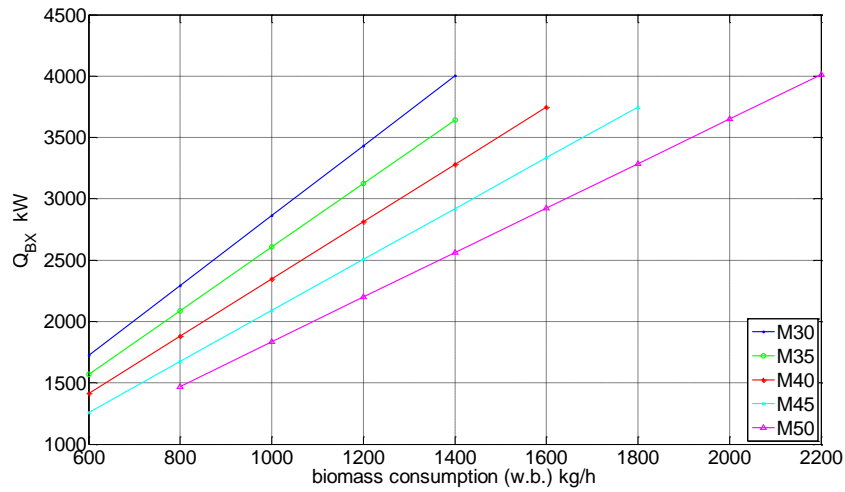


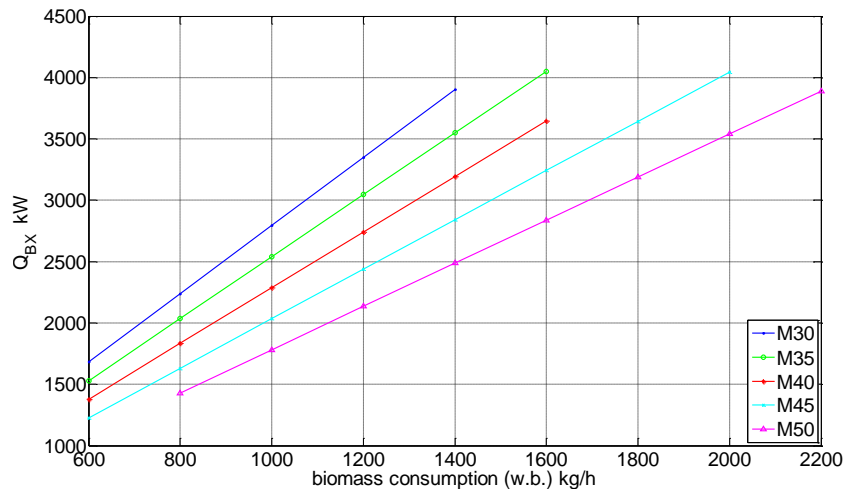
Figura 6. Potenza elettrica del gruppo di potenza, al variare del consumo di biomassa e del suo contenuto idrico. Tenore di ossigeno nei fumi pari a  $Y_{O_2} = 8\% \text{vol}$ , temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria pari a  $130 \text{ }^{\circ}\text{C}$



(A)  $T_{1,BX,MS} = 190\text{ }^{\circ}\text{C}$

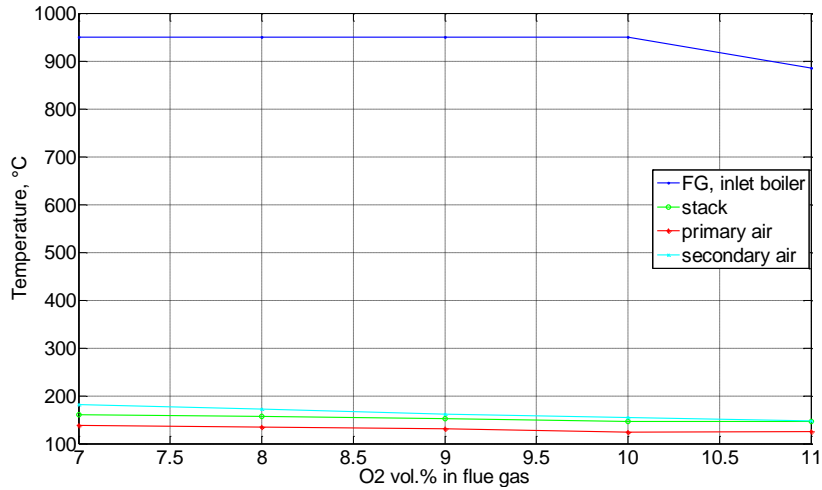


(B)  $T_{1,BX,MS} = 220\text{ }^{\circ}\text{C}$

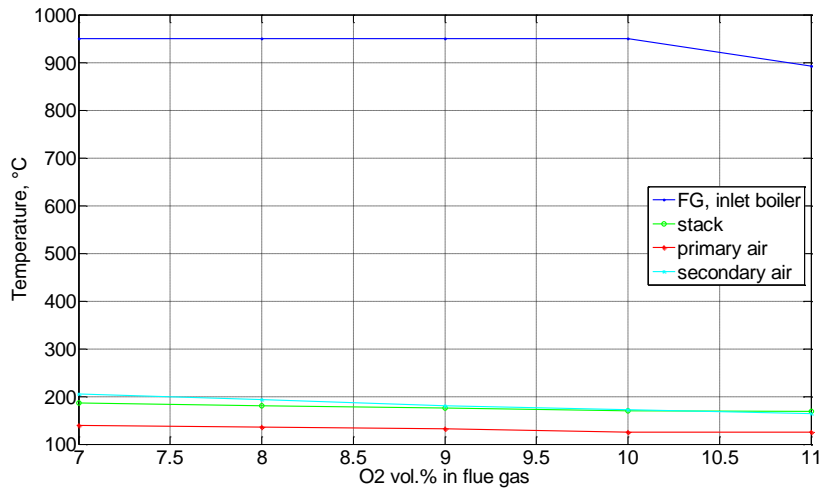


(C)  $T_{1,BX,MS} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$

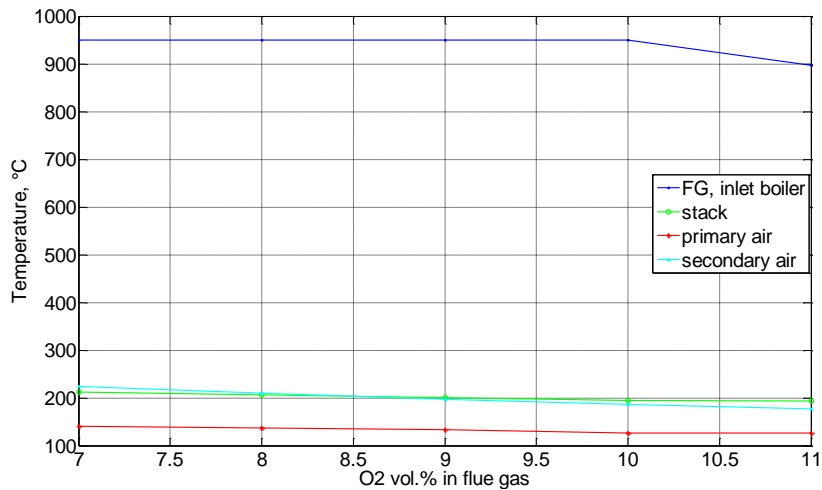
Figura 7. Potenza termica netta scambiata nella caldaia a sali fusi, al variare del consumo di biomassa e del suo contenuto idrico. Tenore di ossigeno nei fumi pari a  $Y_{O_2} = 8\%$  vol., temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria pari a  $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



(A)  $T_{1,BX,MS} = 190\text{ °C}$

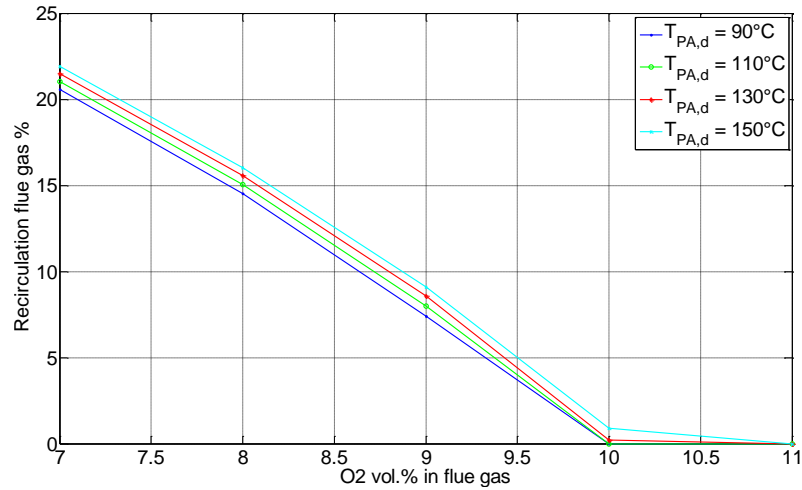


(B)  $T_{1,BX,MS} = 220\text{ °C}$

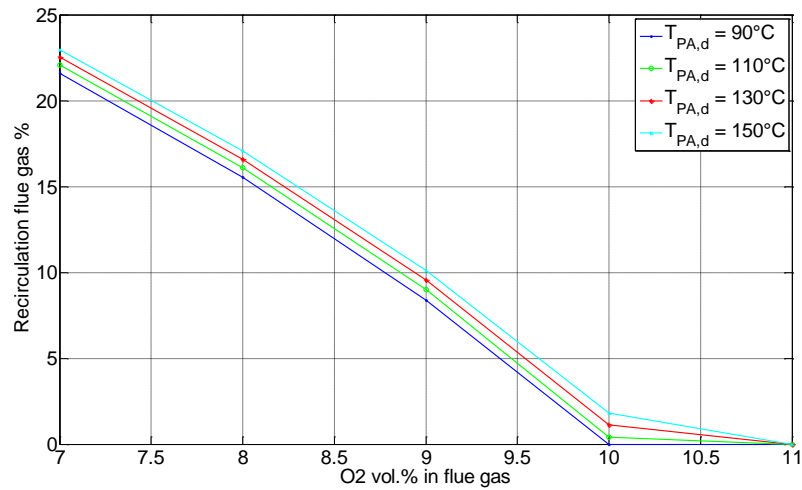


(C)  $T_{1,BX,MS} = 250\text{ °C}$

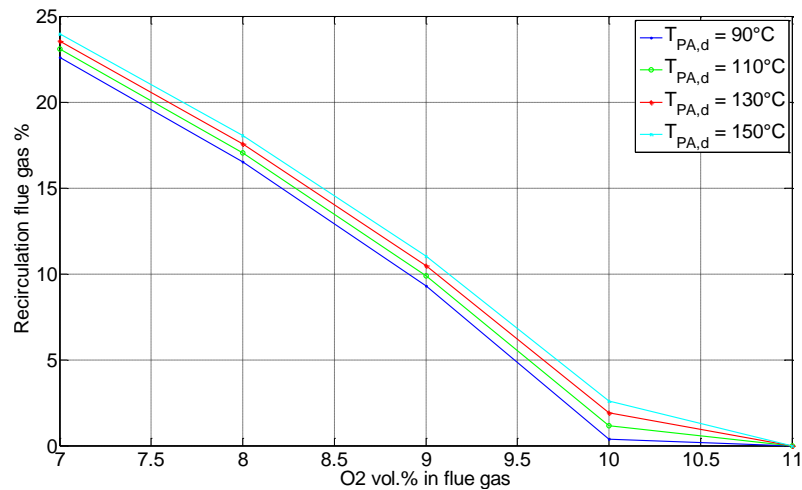
Figura 8. Temperature dei fumi in ingresso in caldaia (blu) e al camino (verde), e temperature di preriscaldamento dell'aria primaria (rosso) e secondaria (azzurro) al variare del tenore di ossigeno nei fumi. Curve ottenute per un consumo di biomassa M40 pari a 1400 kg/h, e una temperatura di preriscaldamento dell'aria in condizioni di progetto (per  $Y_{O_2} = 8\%$ ) pari a 130 °C.



(A)  $T_{1,BX,MS} = 190 \text{ } ^\circ\text{C}$

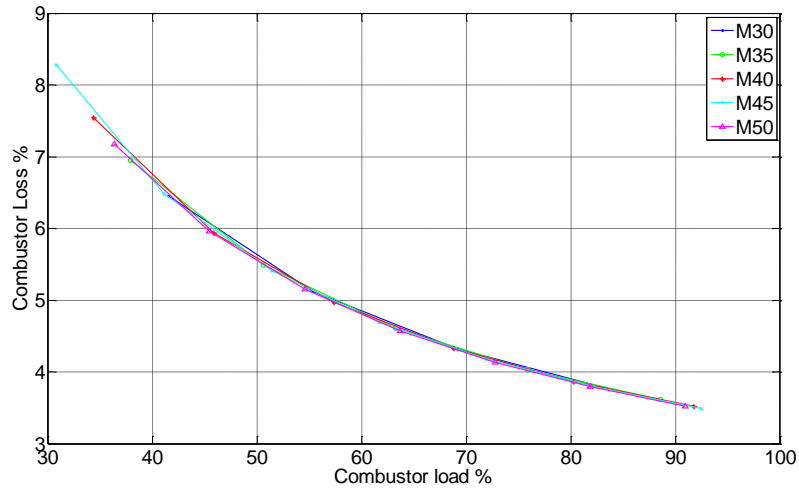


(B)  $T_{1,BX,MS} = 220 \text{ } ^\circ\text{C}$

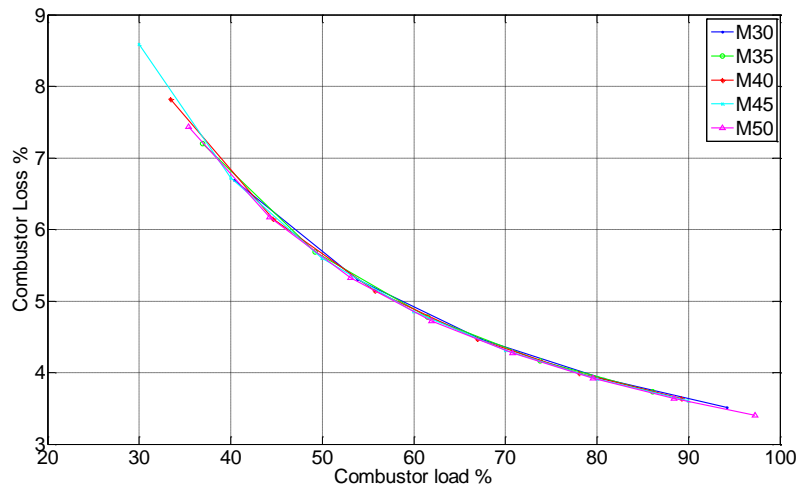


(C)  $T_{1,BX,MS} = 250 \text{ } ^\circ\text{C}$

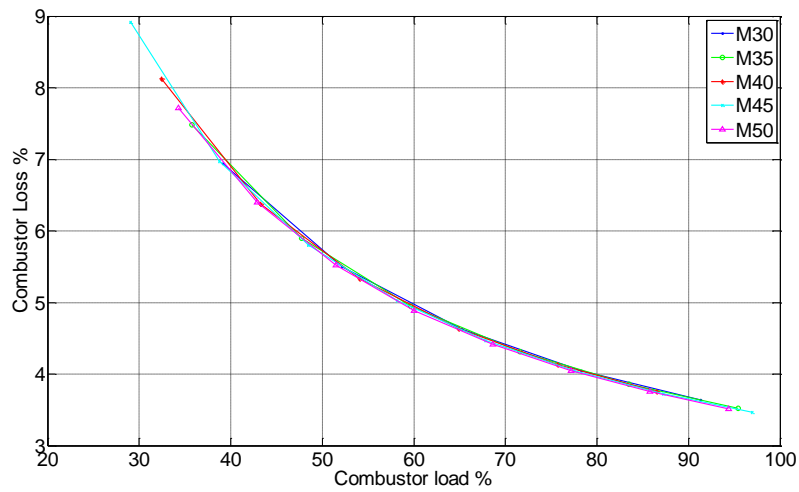
Figura 9. Frazione del ricircolo dei fumi rispetto al totale dei fumi nel combustore al variare del tenore di ossigeno nei fumi e per diverse temperature di progetto di preriscaldamento dell'aria primaria. Valori ottenuti per un consumo di biomassa M50 pari a 1400 kg/h



(A)  $T_{1,BX,MS} = 190 \text{ }^\circ\text{C}$



(B)  $T_{1,BX,MS} = 220 \text{ }^\circ\text{C}$



(C)  $T_{1,BX,MS} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$

Figura 10. Perdite di calore in camera di combustione, al variare del carico e per diversi contenuti idrici della biomassa. Curve ricavate per una temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria pari a 130 °C, e un tenore di ossigeno nei fumi pari a 8% vol

La Figura 6 e la Figura 7 riportano, rispettivamente, la potenza elettrica prodotta in turbina e la potenza termica in caldaia al variare del consumo di biomassa e del suo contenuto idrico, fissati il tenore di ossigeno nei fumi ( $Y_{O_2} = 8\%$ vol.) e la temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria (130 °C). Gli andamenti sono qualitativamente analoghi, in particolare si fa notare come all'aumentare del consumo di biomassa l'effetto del contenuto di umidità diventi più importante nel ridurre le prestazioni del sistema.

L'andamento delle temperature dei fumi in ingresso in caldaia e al camino è riportato in Figura 8 al variare della percentuale di ossigeno nei fumi. Nella stessa figura sono riportate anche le temperature di preriscaldamento dell'aria primaria e secondaria. Come si può notare, per una concentrazione  $Y_{O_2,FG}$  maggiore del 10% la camera di combustione non è più in grado di mantenere la temperatura dei fumi in ingresso alla caldaia al valore impostato (950 °C). L'effetto di diminuzione della temperatura con  $Y_{O_2,FG}$  è evidente anche per le altre temperature, ed è dovuto alle maggiori quantità di calore perse per effetto di fumi più diluiti dall'aria comburente.

Direttamente collegato a questo aspetto è la portata di fumi di ricircolo, che tende a diminuire significativamente all'aumentare del tenore di ossigeno nei fumi, come riportato in Figura 9. La stessa figura indica una minore percentuale di ricircolo fumi al diminuire della temperatura di preriscaldamento dell'aria.

Infine, la Figura 10 riporta le perdite di calore in camera di combustione al variare del carico. L'andamento è iperbolico ai bassi carichi, poiché le perdite al mantello per convezione e irraggiamento sono abbastanza costanti in valore assoluto (dato che le pareti del generatore non variano significativamente la loro temperatura) pertanto pesano di più ai bassi carichi. Questo aspetto è stato modellato in accordo con (Rayaprolu, 2009) e con (Clean Boiler).

### *3.3 Elementi di confronto tra il modello implementato e alcuni software commerciali*

Sono disponibili diversi software commerciali in grado di modellare sistemi energetici alimentati a biomassa, ad esempio Cycle Tempo® di Asimptote, GateCycle® di GE, Aspen Plus® di Aspen Tech, e il software free System Advisor Model (SAM) sviluppato dal NREL.

Se confrontato con questi software, l'attuale versione del codice implementato in Matlab presenta alcune limitazioni: non dispone di dettagliate librerie di fluidi e di componenti, non è general purpose bensì è specifico per l'applicazione dei generatori di calore alimentati a combustibile solido ed il loro accoppiamento con il gruppo di potenza, non permette (nella versione attuale, seppur sia predisposto) una veste grafica ma è a linea di comando.

Tuttavia, presenta anche alcuni punti di forza: permette di analizzare nel dettaglio l'influenza di due preriscaldamenti di aria distinti, impostando per essi differenti temperature di preriscaldamento, i quali sono vantaggiosi in abbinamento con la caldaia a sali fusi. Analogamente, il codice suddivide automaticamente i fumi di ricircolo nella sezione sottogriglia e nella sezione secondaria della camera di combustione. A tal riguardo, i software commerciali sopra indicati non permettono un adeguato livello di dettaglio, in quanto si limitano a considerare l'eccesso d'aria e la portata di ricircolo.

Inoltre, il codice implementato può facilmente essere integrato con altri software di simulazione (anche dinamica) dei sistemi energetici, es. TRNSYS®, per analizzare le prestazioni di sistemi complessi (anche ibridi) su un dato periodo. In tal modo, è possibile sfruttare, da un lato, la flessibilità e la modularità dei software commerciali, e dall'altro lato modellare nel dettaglio il generatore di calore con caldaia a sali fusi.

Un altro significativo vantaggio è di tipo economico, in quanto i software commerciali sopra indicati richiedono una costosa licenza. Fa eccezione il SAM il quale, oltre ad essere gratuito, ha una solida struttura e dispone un'interfaccia user-friendly e di una dettagliata guida in linea. Tuttavia il SAM è orientato alle tecnologie impiantistiche diffuse nel mercato, non è uno strumento di analisi di sistemi innovativi (es. caldaia a sali fusi), bensì uno strumento per lo studio di fattibilità energetica ed economica di impianti commerciali.

Nel corso della presente annualità si è deciso di utilizzare il software Cycle Tempo® per confrontare i risultati ottenuti con il codice implementato, perché rappresenta un ragionevole compromesso tra software più completi e i rispettivi costi di licenza. Inoltre, allo stato attuale dello sviluppo del codice, si è ritenuto che la libreria di componenti disponibili in Cycle Tempo fosse appropriata a operare confronti con lo strumento implementato.

### 3.4 Analisi di confronto con il software commerciale Cycle Tempo®

Il software commerciale Cycle Tempo® della Asimptote è stato utilizzato per analizzare le prestazioni energetiche di alcune configurazioni di impianto di potenza alimentato con generatore di calore a biomassa. Tra gli obiettivi delle simulazioni, si è inteso confrontare i risultati ottenuti con il modello Matlab con un software terzo.

Le simulazioni con Cycle Tempo consentono di effettuare analisi energetiche ed exergetiche e quindi di calcolare rendimenti elettrici, consumo di combustibile, portate e altri parametri significativi a partire da alcune prefissate condizioni di progetto e per diversi contenuti di umidità del combustibile.

Lo studio è rivolto a un sistema caldaia che utilizza come fluido termovettore olio diatermico, abbinato ad una unità cogenerativa di potenza pari a 1 MW<sub>e</sub>. Si è optato per l'olio diatermico in sostituzione dei sali fusi in quanto nelle librerie dei fluidi presenti in Cycle Tempo non sono presenti tali tipologie di fluidi termo vettori.

Nel successivo paragrafo viene descritto lo schema dell'impianto modellato su Cycle Tempo e vengono individuati i principali parametri di funzionamento del sistema utili per la valutazione delle prestazioni energetiche ed exergetiche.

#### 3.4.1 Impianto con caldaia a olio diatermico e cogeneratore a ciclo Rankine

L'impianto considerato è costituito da un sistema di combustione alimentato a cippato di legno che utilizza come fluido di lavoro un olio diatermico (Dowtherm J®) abbinato ad un motore a ciclo Rankine.

Il Dowtherm J è un fluido diatermico – una miscela di isomeri di un alchile aromatico – disponibile nella libreria *FluidProp* di Cycle Tempo, ideale per applicazioni a temperature medio - basse (tra -80 °C e i 320 °C) che garantisce un'eccellente stabilità termica. In Tabella 6. Proprietà fisiche dell'olio diatermico Dowtherm J Tabella 6 vengono riportate le più significative proprietà fisiche del Dowtherm J (Dow Chemical Company).

Tabella 6. Proprietà fisiche dell'olio diatermico Dowtherm J (Dow Chemical Company)














Color: Clear, Colorless Solution	
Freeze Point	<- 81 °C
Boiling Point	181 °C
Flash Point	57 °C
Fire Point	60 °C
Punto di autoignizione	420 °C
Densità	860 kg/m <sup>3</sup> @ 25 °C
Tensione superf. in aria	28 Dine/cm @ 77°F
<i>Costi critiche (stima)</i>	
T <sub>c</sub>	383 °C
P <sub>c</sub>	28.4 bar
V <sub>c</sub>	3,65 l/kg
Peso mol. medio	134
Potere calorifico	41400 kJ/kg

Per quanto concerne il fluido di lavoro si è deciso di operare con l'Octametiltrisilossano, comunemente noto come *MDM*. Tale fluido appartiene alla categoria dei polisilossani, i quali sono particolarmente adatti per questo genere di applicazioni per i seguenti motivi:

- sono fluidi secchi (pendenza positiva della curva limite superiore): il punto di fine espansione si trova ben lontano dalla curva di saturazione e pertanto viene scongiurato il rischio di goccioline nelle palettature della turbina che, come noto, provocano un rapido degrado della stessa;

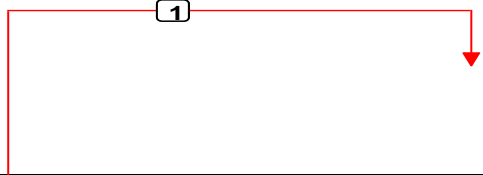
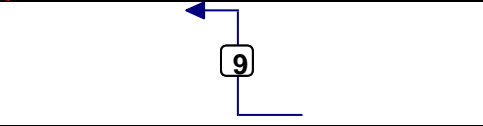
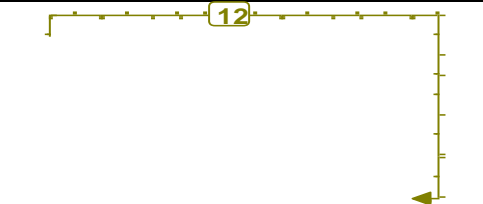

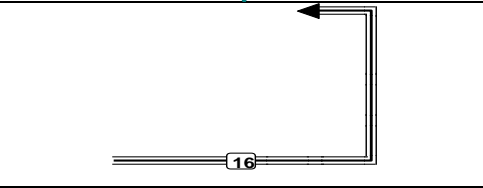



Tabella 8. Componenti modellati in Cycle Tempo

	Evaporatore
	Rigeneratore
	Caldaia olio diatermico – gas esausti
	Preriscaldatore dell'aria comburente
	Turbina
	Condensatore
	Pompa circuito ORC
	Pompa circuito acqua al condensatore
	Pompa olio diatermico
	Alternatore
	Utenza termica
	Sorgente aria comburente
	Silo di stoccaggio biomassa
	Camino
	Combustore

Con riferimento alla Figura 11, nel combustore (14) viene inviata sia la biomassa legnosa – proveniente dal silo di stoccaggio (15) a temperatura ambiente (25 °C) – sia l'aria comburente, quest'ultima sottoposta ad un preriscaldamento nello scambiatore di calore 12 per opera dei gas esausti. La temperatura dell'aria in ingresso al combustore è stata fissata pari a 150 °C. Nello scambiatore di calore 10 i gas esausti cedono calore all'olio diatermico che aumenta di temperatura da 190 °C a 320 °C; è stato fissato un  $\Delta T$  pari a 50 °C tra i fumi in uscita e l'olio in ingresso nello scambiatore. Il circuito dell'olio diatermico è in pressione a 11 bar. L'olio diatermico cede calore al fluido organico MDM all'interno dello scambiatore 1. L'MDM entra in turbina (2) in condizioni di vapore leggermente surriscaldato, ad una pressione di 12 bar e una temperatura di 302 °C. In turbina quest'ultimo subisce una espansione sino ad una pressione di 21 mbar e, prima di entrare nel condensatore (3), cede calore all'interno di un rigeneratore (4), in cui viene imposto un  $\Delta T$  pari a 20 °C tra il flusso caldo in uscita e il flusso freddo in ingresso. Nel condensatore il fluido organico cede calore all'acqua ed esce in condizioni di saturazione ( $x=0$ ): l'acqua pertanto si riscalda, subendo un incremento di temperatura da 60 °C a 80 °C. La pressione dell'MDM, una volta uscito dal condensatore, viene riportata a 12 bar per mezzo di una pompa (5). Il fluido organico passa quindi all'interno del rigeneratore, preriscaldandosi, prima di rientrare nello scambiatore di calore 1.

Tabella 9. Fluidi utilizzati nelle simulazioni con Cycle Tempo

Fluidi impiegati per le modellazioni su Cycle Tempo	Simbolo del fluido su Cycle Tempo
Fluido organico ORC (Octametiltrisilossano–MDM)	
Acqua al condensatore (utenza termica)	
Olio diatermico (Dowtherm J)	
Aria comburente	
Gas esausti	
Combustibile (biomassa)	

Per le simulazioni non è stato dunque fissato alcun valore di portata, ma sono stati definiti come input alcuni valori di temperatura e pressione:

- la temperatura massima dell’olio diatermico è stata posta pari a 320 °C poiché essa risulta essere la più alta temperatura operativa per la quale viene garantita la stabilità termica;
- la temperatura minima dell’olio diatermico è stata fissata pari a 190 °C in modo tale da garantire un  $\Delta T_{min} = 50$  °C tra la temperatura di uscita dei fumi e la temperatura di ingresso dell’olio nello scambiatore **10**;
- i valori operativi del ciclo ORC (temperatura e pressioni) sono stati definiti in accordo con (Uusitalo, Honkatukia, Turunen-Saaresti, Larjola, & Colonna, 2011);
- $\Delta T = 20$  °C è stato imposto nel rigeneratore **4** tra la temperatura del fluido caldo in uscita e quella del fluido freddo in ingresso.

Sono state inoltre fissate le seguenti condizioni:

- cadute di pressione nulle all’interno di tutti gli scambiatori di calore;
- caduta di pressione pari a 1 bar sia nel condensatore **3** (da 3 a 2 bar) sia nel pozzo di calore **7** (da 2 a 1 bar);
- rendimento isoentropico pari a 0,75 per le pompe **5**, **8**, **9** (quest’ultima avente la funzione di pompa di ricircolo);
- rendimento dell’alternatore pari a 0,98;
- temperatura dell’ambiente esterno pari a 25 °C e pressione atmosferica;
- potenza di targa pari a 1 MW<sub>el</sub>.

In Tabella 10 vengono riassunti i parametri di input utilizzati per le simulazioni.

Tabella 10. Parametri di input utilizzati per le simulazioni su Cycle Tempo

Tubazione	Pressione	Temperatura	Titolo	$\Delta T_{\text{imposto}}$
n°	[bar]	[°C]		[°C]
1	12,00	302,00		
2	0,021	-		
3	0,021	-		$T3 - T5 = 20$
4	0,021	-	0	
5	12,00	-		$T3 - T5 = 20$
6	12,00	-		
7	2,000	-		$T3 - T9 = 20$
8	1,000	60,00		
9	3,000	-		$T3 - T9 = 20$
10	11,00	190,00		
11	11,00	190,00		
12	11,00	320,00		
13	1,013	25,00		
14	1,013	100,00		$T14 - T13 = 75$
15	1,013	25,00		
16	1,013	*		
17	1,013	240,00		
18	1,013	-		

\* vedere paragrafo 3.4.2

### 3.4.2 Risultati delle simulazioni con Cycle Tempo

Per procedere con le simulazioni è stato necessario fissare la temperatura dei fumi in uscita dal combustore. Inizialmente è stata posta pari a 950 °C indipendentemente dal contenuto di umidità del combustibile: operando in questo modo, tuttavia, il rendimento del combustore così definito:

$$\eta_{comb} = \frac{m_{FG} \cdot h_{FG@950^{\circ}C} - h_{FG,amb}}{m_{fuel} \cdot LHV + m_{air} \cdot h_{air@150^{\circ}C} - h_{air,amb}} \quad \text{Eq. 33}$$

è risultato essere significativamente diverso nei tre casi, per via del modello di combustore in Cycle Tempo: infatti, fissando la temperatura dei fumi in uscita dal combustore pari a 950 °C, Cycle Tempo calcola rendimenti di combustione più elevati con biomasse caratterizzate da contenuti di umidità più elevati, in modo da rispettare i bilanci di energia una volta fissate le condizioni di temperatura in ingresso e in uscita. Un aspetto importante è legato al fatto che attualmente il ricircolo fumi non è direttamente modellabile nel modello di combustore. Sono allo studio soluzioni per modellare in modo indiretto il relativo contributo. Pertanto si è deciso di procedere fissando un contributo delle perdite per incombusti e scambio termico attraverso le pareti del combustore pari al 4% - fissando un rendimento di combustione pari a circa il 96% - e allo scopo sono state condotte diverse simulazioni facendo variare la temperatura dei fumi in uscita dalla caldaia fino a soddisfare tale condizione.

In Tabella 11 vengono riportate le temperature dei fumi al variare del contenuto di umidità del combustibile.

Tabella 11. Temperature fumi calcolate, al variare del contenuto di umidità

Frazione acqua in massa (t.q.)	Temperatura Fumi in uscita dal combustore [ °C]
30%	1170
40%	1090
50%	1000

Seguono le tabelle e i grafici forniti in output dalla simulazione su Cycle Tempo per un contenuto di umidità nel combustibile pari al 30% (M30).

In Tabella 12 sono riportate le efficienze lorde dell'intero sistema e le efficienze nette; queste ultime tengono in considerazione il consumo degli ausiliari (le pompe).

La colonna indicata con *No.* indica il numero del componente utilizzato per le simulazioni su Cycle Tempo, mentre la colonna *Type* fa riferimento al modo con cui Cycle Tempo indica i singoli apparati del modello.

Tabella 12. Efficienze energetiche ed exergetiche (combustibile: biomassa M30)

	No.	Apparatus	Type	Energy	Totals	Exergy	Totals
				[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
Potenza assorbita	15	Sink/Source	10	5763,16		6764,02	
					5763,16		6764,02
Potenza lorda fornita	1	Generator	G	1000,00		1000,00	
					1000,00		1000,00
Consumo energia ausiliari	8	Pump	8	13,96		13,96	
	5	Pump	8	22,21		22,21	
					36,17		36,17
Potenza netta fornita							
					963,83		963,83
Efficienze	Lorda			17,352%		14,784%	
	Netta			16,724%		14,249%	

La Tabella 13 riporta la quantità di energia scambiata con l'ambiente per tutti i componenti del modello. La colonna *Energy loss (enthalpy)* riporta i flussi entalpici, mentre le successive due colonne *Energy loss (HHV)* e *Energy loss (LHV)* contengono i flussi energetici basati sull'energia totale, somma delle energie termo-meccanica e chimica. L'energia termo-meccanica è l'energia rilasciata quando il fluido subisce una espansione e si raffredda sino alle condizioni ambiente (pressione e temperatura). La differenza tra le due colonne è data dal fatto che in *Energy loss (HHV)* l'energia totale in condizioni ambiente (acqua in fase liquida) è sommata al potere calorifico superiore, mentre in *Energy loss (LHV)* all'energia totale in condizioni ambiente (acqua in fase vapore), viene sottratto il potere calorifico inferiore. Sono fissate, come dato di input, perdite nulle negli scambiatori di calore **1, 4, 10, 12** e nel condensatore **3**.

Tabella 13. Bilanci energetici (combustibile: biomassa M30)

No.	Name	Energy loss (enthalpy)	Energy loss (HHV)	Energy loss (LHV)
		[kW]	[kW]	[kW]
2	Turbine	1020,41	1020,41	1020,41
3	Condensor	0,00	0,00	0,00
4	Heat Exchgr.	0,00	0,00	0,00
12	Heat Exchgr.	0,00	0,00	0,00
8	Pump	-11,76	-11,76	-11,76
9	Pump	0,00	0,00	0,00
5	Pump	-18,85	-18,85	-18,85
11	Stack	-9603,70	1552,12	667,44
7	Sink/Source	3638,72	3638,72	3638,72
13	Sink/Source	568,43	-100,77	0,00
15	Sink/Source	3939,40	-6547,03	-5763,16
10	Heat Exchgr.	0,00	0,00	0,00
1	Heat Exchgr.	0,00	0,00	0,00
14	Combustor	467,34	467,15	467,20
	Total:	0,00	0,00	0,00

La Tabella 14 riporta le concentrazioni volumiche dei fluidi del tipo GASMIX e FUEL. I riferimenti **1, 2, 3** nella colonna *Medium* di Tabella 15 fanno riferimento alla composizione dei fluidi: **1 – aria; 2 – combustibile; 3 – fumi di combustione.**

Una frazione molare risulta pari a 0 qualora il composto sia presente con un valore minore di 5E-05. Le ultime tre righe contengono la massa molare media, il potere calorifico inferiore e superiore.

Tabella 14. Composizione dei fluidi (combustibile: biomassa M30)

Composition	1 (Air)	2 (Fuel)	3 (Flue Gas)
Ar	0,0091		0,0080
CO <sub>2</sub>	0,0003		0,0964
H <sub>2</sub> O	0,0188	0,2189	0,1445
N <sub>2</sub>	0,7661	0,0016	0,6712
O <sub>2</sub>	0,2057	0,1202	0,0789
C(S)		0,3748	0,0000
H <sub>2</sub>		0,2804	0,0000
S		0,0001	
SiO <sub>2</sub> (S) ash		0,0040	0,0010
CO			0,0000
Avg. molecular mass [kg/kmol]	28,76	13,14	28,55
LHV [kJ/mol]	0,00	161,43	0,00
HHV [kJ/mol]	0,00	183,39	0,00

Tabella 15. Poteri calorifici per biomassa M 30

Composition	LHV [kJ/kg]	HHV [kJ/kg]	LHV (db) [kJ/kg]	HHV (db) [kJ/kg]
1 (Air)	0,00	0,00	0,00	0,00
2 (Fuel)	12285,50	13956,50	17551,47	19938,72
3 (Flue Gas)	0,02	0,03	0,03	0,03

La Tabella 16 riporta le condizioni termodinamiche relative a tutte le tubazioni attraversate dai fluidi presenti nell'impianto. Se nella colonna *Medium* è presente un componente GASMIX o FUEL, viene aggiunto un numero di cui si fa riferimento nella tabella relativa alla composizione dei fluidi.

Per ogni tubazione del sistema la tabella presenta due righe, una relativa alle condizioni di ingresso nella tubazione, l'altra alle condizioni di uscita. Per sistemi caratterizzati dalla presenza di fluidi bifase, viene aggiunta una colonna relativa al titolo (*Quality*): un valore del titolo pari a 0 indica un fluido nelle condizioni di liquido saturo o sottoraffreddato mentre 100 è indicativo delle condizioni di vapor saturo o surriscaldato.

Tabella 16. Caratteristiche dei fluidi nelle tubazioni dell'impianto (combustibile: biomassa M30)

Pipe	Medium	Mass flow	Mole flow	Volume flow	Pressur e	Temper.	Enthalpy	Entropy	Exergy	Quality
no.		[kg/s]	[kmol/s]	[m <sup>3</sup> /s]	[bar]	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[kJ/kg]	[%]
1	freeStan	9,316	0,069	0,017064	12,00	302,00	270,87	0,6309	202,95	0,00
				0,017064	12,00	302,00	270,87	0,6309	202,95	0,00
2	freeStan	9,316	0,069	110,45	0,02100	129,27	161,34	0,7003	72,72	100,00
				110,45	0,02100	129,27	161,34	0,7003	72,72	100,00
3	freeStan	9,316	0,069	99,963	0,02100	91,20	97,34	0,5333	58,50	100,00
				99,963	0,02100	91,20	97,34	0,5333	58,50	100,00
4	freeStan	9,316	0,069	0,011811	0,02100	70,74	-291,98	-0,5961	5,91	0,00
				0,011811	0,02100	70,74	-291,98	-0,5961	5,91	0,00
5	freeStan	9,316	0,069	0,011798	12,00	71,20	-289,96	-0,5946	7,50	0,00
				0,011798	12,00	71,20	-289,96	-0,5946	7,50	0,00
6	freeStan	9,316	0,069	0,012100	12,00	102,79	-225,95	-0,4169	18,51	0,00
				0,012100	12,00	102,79	-225,95	-0,4169	18,51	0,00
7	WATERST M	43,343	2,406	0,044599	2,000	80,02	335,17	1,0756	19,05	0,00
				0,044599	2,000	80,02	335,17	1,0756	19,05	0,00
8	WATERST M	43,343	2,406	0,044083	1,000	60,00	251,22	0,8312	7,97	0,00
				0,044083	1,000	60,00	251,22	0,8312	7,97	0,00
9	WATERST M	43,343	2,406	0,044080	3,000	60,02	251,49	0,8314	8,18	0,00
				0,044080	3,000	60,02	251,49	0,8314	8,18	0,00
10	freeStan	8,389	0,062	0,011989	11,00	190,00	-28,92	0,0536	75,28	0,00
				0,011989	11,00	190,00	-28,92	0,0536	75,28	0,00
11	freeStan	8,389	0,062	0,011989	11,00	190,00	-28,92	0,0536	75,28	0,00
				0,011989	11,00	190,00	-28,92	0,0536	75,28	0,00
12	freeStan	8,389	0,062	0,21289	11,00	320,00	522,85	1,0644	325,66	100,00
				0,21289	11,00	320,00	522,85	1,0644	325,66	100,00
13	GASMIX 1	3,504	0,122	2,9810	1,013	25,00	-162,21	6,9302	0,00	
				2,9810	1,013	25,00	-162,21	6,9302	0,00	
14	GASMIX 1	3,504	0,122	3,7310	1,013	100,00	-85,91	7,1584	8,25	
				3,7310	1,013	100,00	-85,91	7,1584	8,25	
15	FUEL 2	0,469	0,036	0,00028699	1,013	25,00	-8397,74	2,3354	14419,08	
				0,00028699	1,013	25,00	-8397,74	2,3354	14419,08	
16	GASMIX 3	3,973	0,139	16,463	1,013	1170,00	-1184,83	8,9499	898,16	
				16,463	1,013	1170,00	-1184,83	8,9499	898,16	
17	GASMIX 3	3,973	0,139	5,8533	1,013	240,00	-2349,71	7,6761	113,05	
				5,8533	1,013	240,00	-2349,71	7,6761	113,05	
18	GASMIX 3	3,973	0,139	5,1639	1,013	138,56	-2417,00	7,5366	87,35	
				5,1639	1,013	138,56	-2417,00	7,5366	87,35	

La abella 17 contiene i flussi energetici ed exergetici dei fluidi in tutte le tubazioni. La parte sinistra della tabella è dedicata ai calcoli energetici, mentre quella a destra contiene i conti exergetici. In entrambi i casi i flussi energetici vengono suddivisi in una parte termo-meccanica e una chimica e vengono indicati separatamente per le sezioni di ingresso e uscita della tubazione.

Tabella 17. Flussi energetici e exergetici (combustibile: biomassa M30)

Pipe	Total Energy flow	Therm.Mec. Energy flow	Chemical energy	Total Exergy flow	Therm.Mec. Exergy flow	Chemical exergy
no.	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
1	6036,42	6036,42	0,00	1890,71	1890,71	0,00
	6036,42	6036,42		1890,71	1890,71	
2	5016,01	5016,01	0,00	677,49	677,49	0,00
	5016,01	5016,01		677,49	677,49	
3	4419,74	4419,74	0,00	544,98	544,98	0,00
	4419,74	4419,74		544,98	544,98	
4	792,77	792,77	0,00	55,10	55,10	0,00
	792,77	792,77		55,10	55,10	
5	811,62	811,62	0,00	69,87	69,87	0,00
	811,62	811,62		69,87	69,87	
6	1407,90	1407,90	0,00	172,42	172,42	0,00
	1407,90	1407,90		172,42	172,42	
7	9979,45	9979,45	0,00	825,64	825,64	0,00
	9979,45	9979,45		825,64	825,64	
8	6340,73	6340,73	0,00	345,35	345,35	0,00
	6340,73	6340,73		345,35	345,35	
9	6352,48	6352,48	0,00	354,47	354,47	0,00
	6352,48	6352,48		354,47	354,47	
10	2920,54	2920,54	0,00	631,50	631,50	0,00
	2920,54	2920,54		631,50	631,50	
11	2920,54	2920,54	0,00	631,50	631,50	0,00
	2920,54	2920,54		631,50	631,50	
12	7549,07	7549,07	0,00	2731,86	2731,86	0,00
	7549,07	7549,07		2731,86	2731,86	
13	100,77	100,77	0,00	0,02	0,00	0,02
	100,77	100,77		0,02	0,00	
14	368,15	368,15	0,00	28,92	28,90	0,02
	368,15	368,15		28,92	28,90	
15	6547,03	0,00	6547,03	6764,02	0,00	6764,02
	6547,03	0,00		6764,03	0,00	
16	6448,02	6447,92	0,10	3568,73	3391,47	177,26
	6448,02	6447,92		3568,73	3391,47	
17	1819,50	1819,40	0,10	449,19	271,94	177,26
	1819,50	1819,40		449,19	271,94	
18	1552,12	1552,02	0,10	347,07	169,82	177,26
	1552,12	1552,02		347,07	169,82	

La Tabella 18 riporta le perdite exergetiche per tutti i componenti del sistema e le tubazioni e inoltre le efficienze exergetiche di tutti gli apparati. I dati contenuti sono:

- scambio exergetico con l'ambiente suddivisa in:
  - exergia scambiata con l'ambiente *Total*;
  - energia elettrica/calore fornito *Power/Heat*;
  - perdita exergetica *Losses* ( $Total - Power/Heat$ );

- perdite exergetiche relative *Rel. Ex. Loss*;
- efficienza exergetica universale *Univ. Exergy eff.* ;
- efficienza exergetica funzionale *Func. Exergy eff.*

Per quanto concerne la colonna *Power/Heat*, il termine *Heat* si applica ai componenti *Heat Sink* (identificati da Cycle Tempo con il numero **10**) mentre il termine *Power* fa riferimento a:

- potenza meccanica delle turbine;
- potenza meccanica di pompe e/o compressori non azionati da elettricità;
- potenza elettrica di pompe e/o compressori azionati da corrente elettrica;
- potenza elettrica di celle a combustibile (non presenti).

Per quanto riguarda le efficienze energetiche, l'efficienza funzionale è il rapporto tra il flusso exergetico utile in uscita e il flusso exergetico in ingresso mentre l'efficienza totale è data dal rapporto tra exergia in uscita e exergia in ingresso.

Tabella 18. Contenuto exergetico dei componenti del sistema (combustibile: biomassa M30)

No.	Name	Type	Exergy transmitted from system [kW]			Rel. Ex. Loss [%]	Func. Exergy eff. [%]	Tot Exergy eff. [%]
			Total	Power/Heat	Losses			
2	Turbine	3	1213,23	1020,41	192,82	2,85	84,11	89,80
3	Condensor	4	18,72	0,00	18,72	0,28	96,18	97,92
4	Heat Exchgr.	6	29,95	0,00	29,95	0,44	77,40	95,99
12	Heat Exchgr.	6	73,22	0,00	73,22	1,08	28,30	83,70
8	Pump	8	-9,13	-13,96	4,84	0,07	65,34	98,65
5	Pump	8	-14,77	-22,21	7,44	0,11	66,50	90,38
7	Sink/Source	10	480,29	0,00	480,29	7,10		41,83
10	Heat Exchgr.	12	1019,18	0,00	1019,18	15,07	67,33	75,74
1	Heat Exchgr.	12	382,06	0,00	382,06	5,65	81,81	86,84
14	Combustor	13	3224,21	0,00	3224,21	47,67	51,05	52,54
15	Pipe		0,00		0,00	0,00		
	Medium to/from env.							
11	Stack	10	347,07	0,00	347,07	5,13		
13	Sink/Source	10	-0,02	0,00	-0,02	0,00		
15	Sink/Source	10	-6764,02	-6764,02	0,00	0,00		
	Total:		0,00	-5779,79	5779,79	85,45		

La Tabella 19 contiene le efficienze dei componenti rotanti. Dal momento che l'efficienza dell'alternatore è stata fissata al 98% e non calcolata, questa tabella mostra soltanto l'efficienza totale riportata nella colonna Mechanical\*Electrical eff. Per i tre gruppi di pompaggio viene riportata l'efficienza totale. La Tabella 20 contiene i dati termodinamici relativi agli scambiatori di calore (incluso il condensatore).

Tabella 19. Rendimenti dei componenti rotanti (combustibile: biomassa M30)

No.	Name	Type	Mechanical*Electrical eff. [%]
1	Generator	G	98
8	Pump	8	84,18
9	Pump	8	60
5	Pump	8	84,89

Tabella 20. Dati relativi agli scambiatori di calore (combustibile: biomassa M30)

App.	Name	Type	Low end temperature diff.	High end temperature diff.	Transmitted heat flow
no.			[K]	[K]	[kW]
3	Condensor	4	10,71	-9,29	3626,97
4	Heat Exchgr.	6	20,00	26,47	596,27
12	Heat Exchgr.	6	154,59	140,00	267,38
10	Heat Exchgr.	12	50,00	850,00	4628,52
1	Heat Exchgr.	12	87,21	18,00	4628,52

Le Figure seguenti riportano i diagrammi Q-T per i quattro scambiatori di calore presenti nel modello su Cycle Tempo: in tutti i casi, la configurazione dello scambiatore scelta è quella di scambiatore a flussi paralleli controcorrente.

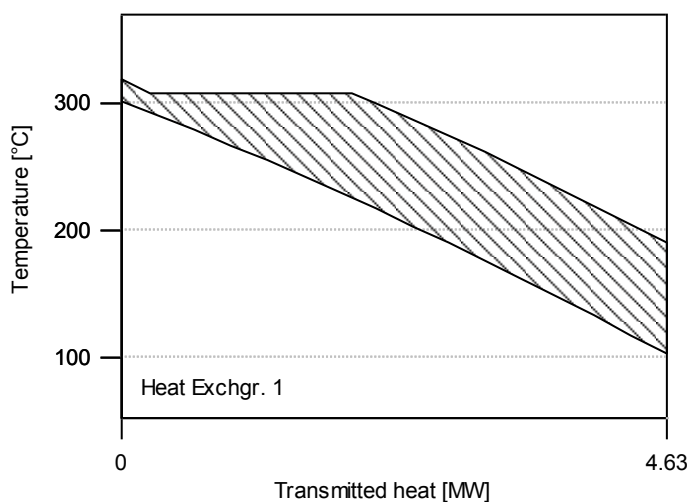


Figura 12. Diagramma Q-T dell'evaporatore (combustibile: biomassa M30)

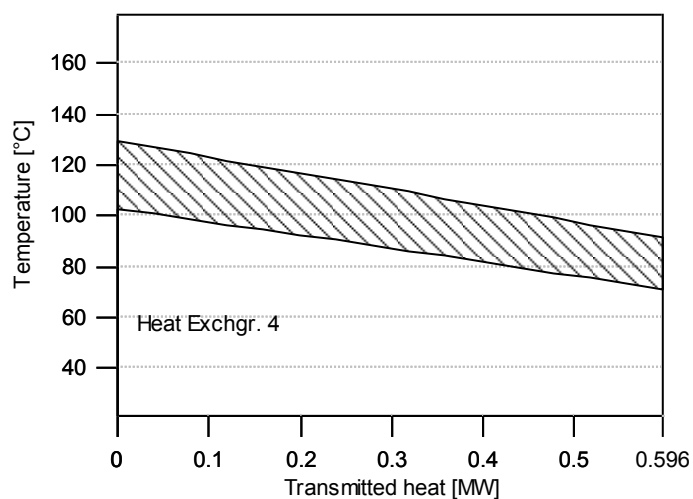


Figura 13. Diagramma Q-T del rigeneratore (combustibile: biomassa M30)

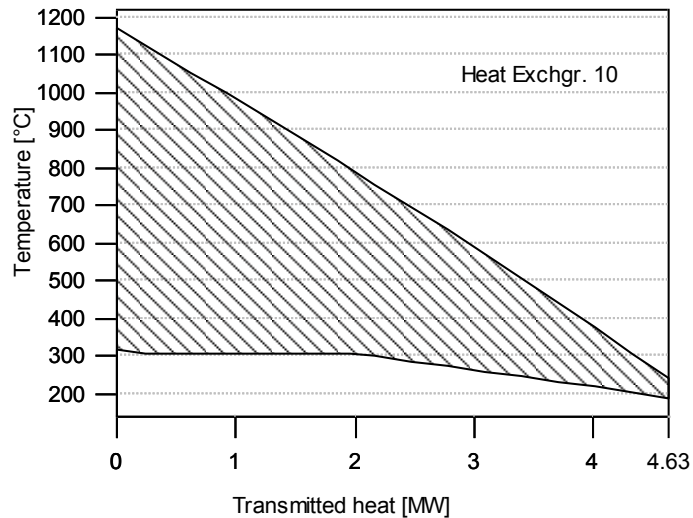


Figura 14. Diagramma Q-T della caldaia fumi – olio diatermico (combustibile: biomassa M30)

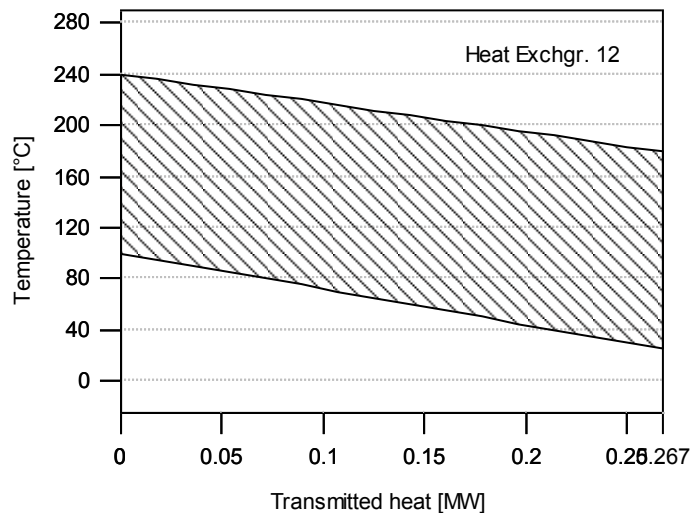


Figura 15. Diagramma Q-T del preriscaldatore dell'aria comburente (combustibile: biomassa M30)

In tutti i diagrammi Q-T la linea che parte dalla temperatura più elevata è quella relativa al fluido che cede calore mentre la linea inferiore è riferita al fluido che si riscalda: ad ogni flusso termico scambiato all'interno degli scambiatori di calore (asse delle ascisse) corrisponde una precisa differenza di temperatura tra fluido caldo e fluido freddo (asse delle ordinate).

In Tabella 21 vengono riassunti i dati più significativi relativi alle tre simulazioni effettuate.

Tabella 21. Riassunto dati relativi alla sezione di generazione di calore del modello ORC

$\lambda$	Fumi di combustione					Aria comburente				Biomassa
	$\dot{m}_{FG}$ [kg/s]	$c_{p,FG}$ [kJ/kgK]	$T_{in,FG}$ [°C]	$T_{out,FG}$ [°C]	$T_{stack}$ [°C]	$\dot{m}_A$ [kg/s]	$c_{p,A}$ [kJ/kgK]	$T_{in,A}$ [°C]	$T_{out,A}$ [°C]	$\dot{m}_F$ [kg/s]
1,779	3,973	1,3046	25	1170	138,56	3,504	1,0202	25	150	0,469
1,821	4,321	1,3046	25	1090	141,51	3,749	1,0202	25	150	0,572
1,870	4,793	1,3046	25	1000	145,29	4,068	1,0202	25	150	0,725

Nota l'efficienza globale del sistema e conoscendo le portate di combustibile nei tre casi è possibile ricavare l'efficienza elettrica come rapporto tra l'efficienza globale e l'efficienza di generazione del calore:

$$\eta_{el} = \frac{\eta_{sys}}{\eta_{gen}} = \frac{\eta_{sys}}{\frac{Q_{BX}}{m_F \cdot LHV}} \quad \text{Eq. 34}$$

In Tabella 22 vengono riportate le efficienze elettriche ottenute utilizzando questo approccio.

Tabella 22. Efficienze elettriche per i diversi contenuti di umidità del combustibile

$\lambda$	Efficienza ciclo ORC	
	Lorda	Netta
1,779	21,60	20,82
1,821	21,61	20,83
1,870	21,61	20,83

### 3.4.3 Confronto tra Cycle Tempo e lo strumento di analisi implementato

Sono state effettuate con Cycle Tempo e con il codice numerico implementato simulazioni per diversi contenuti di umidità del combustibile (M30, M40, M50) e per due differenti temperature di ingresso dell'aria comburente all'interno del combustore (100 °C, 150 °C).

Il modello implementato in Matlab presenta alcuni elementi che Cycle Tempo non consente di modellare con componenti specifici:

- il preriscaldatore aria secondaria, distinto da quello di aria primaria;
- il ricircolo fumi in caldaia;
- le tipologie di scambiatori di calore con una configurazione diversa da flussi paralleli e in controcorrente.

D'altro canto, Cycle Tempo permette di modellare nel dettaglio il ciclo Rankine, mentre il modello implementato si limita a richiedere i dati nominali della gruppo di potenza. Pertanto, l'efficienza elettrica è un output in Cycle Tempo, mentre nel codice implementato in Matlab è un input.

Nonostante queste differenze, è possibile procedere a un confronto tra i due software, che permetta di validare da un punto di vista numerico il codice implementato, e offrire suggerimenti per possibili sviluppi futuri.

I risultati del confronto sono riportati nelle tabelle seguenti: nella tabella relativa ai dati di output, accanto alle colonne relative ai valori ottenuti con le simulazioni sia su Matlab che su Cycle Tempo, viene riportata una colonna contenente la differenza percentuale tra i risultati dei due modelli, prendendo come riferimento il dato di Cycle Tempo.

I risultati riportati in Tabella 24 fanno riferimento alle simulazioni effettuate imponendo una temperatura di preriscaldamento dell'aria pari a 100 °C, dati gli input riportati in Tabella 23.

I risultati ottenuti con le simulazioni su Cycle Tempo sono prossimi a quelli ottenuti su Matlab. In particolare, i dati relativi al consumo orario di combustibile (e quindi, fissato il potere calorifico inferiore, alla potenza al focolare) e alla portata di aria comburente presentano una differenza percentuale minore del 2%.

Tabella 23. Principali dati di input per le simulazioni per T di preriscaldamento aria comburente pari a 100 °C e per diversi contenuti idrici della biomassa (M30, M40, M50)

	M 30	M 40	M 50
PCS [kJ/kg]	19941	19941	19941
PCI [kJ/kg]	12285	10181	8077
$Y_{O_2,FG}$	8%	8%	8%
$T_{in,BX,FG}$ [°C]	1140	1060	970
$T_{out,BX,FG}$ [°C]	240	240	240
$T_a$ [°C]	25	25	25
$T_{PA}$ [°C]	100	100	100
$T_{SA}$ [°C]	100	100	100
$T_{in,TF}$ [°C]	190	190	190
$T_{out,TF}$ [°C]	320	320	320

Tabella 24. Confronto dei risultati ottenuti con Cycle Tempo e il codice implementati in Matlab sulla base di una temperatura di preriscaldamento aria comburente pari a 100 °C

	M 30			M40			M50		
	MATLAB	CYCLE TEMPO	$\Delta\%$	MATLAB	CYCLE TEMPO	$\Delta\%$	MATLAB	CYCLE TEMPO	$\Delta\%$
$Q_{FOC}$ [kW]	5958	5971	-0,2%	6039	6058	-0,3%	6175	6114	1,0%
$Q_{U,BX}$ [kW]	4901	4629	5,9%	4901	4629	5,9%	4901	4629	5,9%
$Q_{U,PX}$ [kW]	140	277	-2,6%	146	297	-2,8%	158	324	-1,2%
$Q_{U,SX}$ [kW]	130			143			162		
$Q_{tot,loss}$ [kW]	1057	1342	-21,3%	1138	1429	-20,4%	1274	1486	-14,2%
$Q_{FX,loss}$ [kW]	252	239	5,5%	256	242	5,8%	263	245	7,5%
$Q_{stack}$ [kW]	699	748	-6,6%	780	826	-5,6%	905	934	-3,1%
$\eta_{GC}$	82,3%	78,0%	5,5%	81,1%	76,0%	6,7%	79,4%	76,0%	4,4%
$\dot{m}_f$ [kg/h t.q.]	1746	1750	-0,2%	2135	2142	-0,3%	2752	2725	1,0%
$\dot{m}_{FG}$ [kg/h]	16068	14821	8,4%	17504	16175	8,2%	19516	18022	8,3%
$\dot{m}_{PA+SA}$ [kg/h]	12824	13072	-1,9%	13745	14033	-2,0%	15219	15296	-0,5%
$\dot{m}_{PA}$ [kg/h]	6633	-	-	6927	-	-	7510	-	-
$\dot{m}_{SA}$ [kg/h]	6190	-	-	6818	-	-	7709	-	-
$\dot{m}_{RG}$ [kg/h]	1531	-	-	1657	-	-	1580	-	-
$\dot{m}_{RG} / \dot{m}_{FG}$	9,53%	-	-	9,46%	-	-	8,10%	-	-
$T_{stack}$ [°C]	184,5	179,6	2,8%	186,2	181,3	2,7%	187,4	183,6	2,1%

Il ricircolo fumi è stato inserito nel modello Matlab allo scopo di consentire un migliore controllo della temperatura dei fumi in ingresso in caldaia: come si può notare, esso è maggiore (poco meno del 10%) per una biomassa caratterizzata da un contenuto di umidità minore – per la quale si hanno temperature dei fumi più elevate – mentre si riduce sino a circa l'8% per una biomassa avente un contenuto di umidità pari al 50% sul tal quale.

I dati riportati in Tabella 25 e 26 si riferiscono alle prove effettuate con una temperatura di preriscaldamento dell'aria comburente di 150 °C.

Tabella 25. Principali dati di input per le simulazioni per temperatura di preriscaldamento aria comburente di 150 °C

	M 30	M 40	M 50
PCS [kJ/kg]	19941	19941	19941
PCI [kJ/kg]	12285,5	10181,3	8077,1
$Y_{O_2,FG}$	8%	8%	8%
$T_{in,BX,FG}$ [°C]	1170	1090	1000
$T_{out,BX,FG}$ [°C]	240	240	240
$T_a$ [°C]	25	25	25
$T_{PA}$ [°C]	150	150	150
$T_{SA}$ [°C]	150	150	150
$T_{in,TF}$ [°C]	190	190	190
$T_{out,TF}$ [°C]	320	320	320

Tabella 26. Confronto risultati ottenuti su Cycle Tempo e Matlab per una temperature di preriscaldamento dell'aria comburente pari a 150°C

	M 30			M 40			M 50		
	MATLAB	CYCLE TEMPO	Δ%	MATLAB	CYCLE TEMPO	Δ%	MATLAB	CYCLE TEMPO	Δ%
$Q_{FOC}$ [kW]	5776	5762	0,2%	5843	5824	-0,8%	5945	5856	1,5%
$Q_{U,BX}$ [kW]	4901	4629	5,9%	4901	4629	5,9%	4901	4629	5,8%
$Q_{U,PX}$ [kW]	226	447	-2,4%	236	478	-2,4%	255	519	-0,9%
$Q_{U,SX}$ [kW]	210			230			259		
$Q_{tot,loss}$ [kW]	874	1133	-22,8%	944	1195	-21,0%	1046	1227	-14,7%
$Q_{FX,loss}$ [kW]	251	230	8,7%	255	233	9,3%	261	234	11,2%
$Q_{stack}$ [kW]	515	589	-12,5%	580	657	-11,7%	675	752	-10,2%
$\eta_{GC}$	84,9%	80,3%	5,7%	83,8%	79,5%	5,5%	82,4%	79,0%	4,3%
$\dot{m}_F$ [kg/h t.q.]	1692	1688	0,2%	2066	2059	0,3%	2650	2610	1,5%
$\dot{m}_{FG}$ [kg/h]	15509	14303	8,4%	13352	15556	-14,2%	18679	17255	8,3%
$\dot{m}_{PA+SA}$ [kg/h]	12431	12614	-1,5%	13300	13496	-1,5%	14652	14645	0,0%
$\dot{m}_{PA}$ [kg/h]	6456	-	-	6738	-	-	7273	-	-
$\dot{m}_{SA}$ [kg/h]	5975	-	-	6562	-	-	7379	-	-
$\dot{m}_{RG}$ [kg/h]	1416	-	-	1515	-	-	1412	-	-
$\dot{m}_{RG} / \dot{m}_{FG}$	9,13%	-	-	8,98%	-	-	7,56%	-	-
$T_{stack}$ [°C]	146,7	138,6	5,9%	149,4	141,5	5,5%	151,4	145,3	4,2%

Rispetto al caso precedente non si apprezzano significative differenze: anche in questo caso i dati relativi al consumo di combustibile e alla portata di aria comburente in gioco sono molto simili tra di loro mentre vi è una differenza più significativa legata alla portata di fumi dovuta al ricircolo parziale degli stessi.

Per quanto riguarda la percentuale di ricircolo fumi, in questo caso i valori sono leggermente inferiori rispetto al caso precedente.

Considerando temperature di preriscaldamento dell'aria di 100 e 150 °C, le differenze percentuali delle potenze scambiate nei preriscaldatori dell'aria su Cycle Tempo e su Matlab® sono pressoché costanti e minori del 3%.

### 3.4.4 Considerazioni in merito alla modellazione di impianti alimentati a biomassa con Cycle Tempo

Cycle Tempo è un software per la modellazione termodinamica e l'ottimizzazione di sistemi per la produzione di elettricità, energia termica e refrigerazione; i differenti componenti e le molteplici opportunità di accoppiamento degli stessi rendono il programma abbastanza versatile – in particolare in sede di modellazione di impianti cosiddetti convenzionali – ma consentendo all'utente di modellare anche impianti a biomassa di piccola taglia.

L'obiettivo principale di una modellazione con Cycle Tempo è il calcolo dei flussi di massa e di energia dell'intero sistema: pertanto, fissate le condizioni di progetto – quali ad esempio il profilo di domanda di energia termica da parte dell'utenza – il programma restituisce in output i valori delle portate massiche e volumetriche, i rendimenti energetici ed energetici e altri parametri termodinamici necessari per una valutazione sia energetica che economica di fattibilità dell'impianto.

Il software consente di modellare qualsiasi tipo di biomassa grazie all'opportunità di inserimento della composizione del combustibile; tuttavia, qualora venga utilizzato un combustibile solido differente dal carbone (*standard coal*) è necessario fornire in input il potere calorifico inferiore del combustibile poiché quest'ultimo non viene calcolato. Utilizzando le relazioni indicate in (Van Loo & Koppejan, Biomass Fuel Properties and Basic Principles of Biomass Combustion, 2008) sono stati calcolati i poteri calorifici relativi alle tre diverse composizioni del combustibile.

Cycle Tempo consente di inserire i principali parametri termodinamici (pressioni, temperature, titolo del vapore, ecc.) assicurando una semplice gestione di tutti gli apparati utilizzati per le simulazioni. Tra questi parametri vi è anche il rapporto  $\lambda$  tra l'aria di combustione reale e quella stechiometrica (parametro di input per il combustore).

Alcune problematiche sono state riscontrate nell'impossibilità di unire al combustore più di due collegamenti fluidici – previsto soltanto un ingresso per il combustibile e uno per l'aria comburente – pertanto non risulta facilmente modellabile il sistema di recupero di calore dai gas esausti mediante preriscaldamento dell'aria primaria e secondaria e il ricircolo fumi. Per quanto concerne gli scambiatori di calore, è possibile indicare soltanto una configurazione parallela dei flussi rispettivamente in controcorrente e in equicorrente e non risulta possibile simulare una configurazione cross-flow che è tipica degli scambiatori di calore aria-gas esausti. Per questo motivo, in misura analoga a quanto riportato precedentemente per il calcolo del LHV, si ritiene opportuno accoppiare Cycle Tempo a software di calcolo matematici per una modellazione corretta degli scambiatori di calore. L'utilizzo di software di calcolo matematici si rende opportuno anche per il calcolo dei rendimenti elettrici, poiché Cycle Tempo fornisce in output i rendimenti dell'intero sistema ma non quelli relativi ai singoli componenti.

Il database dei fluidi *FluidProp* consente di simulare un gran numero di configurazioni impiantistiche convenzionali e garantisce una buona flessibilità anche per sistemi che si discostano da quelli standard; tuttavia, per le simulazioni in esame, la scelta dello HTF è obbligata (Dowtherm J) non essendoci altri tipi di olii diatermici, inoltre i sali fusi sono esclusi dall'attuale release di *FluidProp*.

## 4 Valutazione economica

Il modello implementato in ambiente Matlab descritto nei capitoli precedenti è completato da un foglio di calcolo in Excel tramite il quale è possibile effettuare delle valutazioni preliminari di carattere economico, tenendo in considerazione il regime di incentivazione attualmente in vigore.

Nel presente capitolo è riportata una descrizione del meccanismo di incentivazione per impianti alimentati a biomassa solida, mentre nel paragrafo 4.3 è riportata la descrizione del file Excel e dei vari fogli di calcolo che lo costituiscono e delle metodologie di calcolo per il riconoscimento del regime di Cogenerazione ad Alto Rendimento.

### 4.1 Incentivi alla produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili (biomassa solida)

Il DM 6 luglio 2012 (D.M. 6 luglio 2012 - Incentivi per energia da fonti rinnovabili elettriche non fotovoltaiche (idroelettrico, geotermico, eolico, biomasse, biogas), GU n. 159 del 10-07-2012, Supplemento Ordinario n.143), pubblicato nella Gazzetta Ufficiale, Serie Generale n.159 del 10-7-2012, ha stabilito le nuove modalità di incentivazione per la produzione di energia elettrica da impianti alimentati da fonti rinnovabili diversi da quelli fotovoltaici che sostituiscono la tariffa omnicomprensiva ed i certificati verdi. Il decreto interessa impianti di potenza non inferiore a 1 kW, siano essi nuovi, integralmente ricostruiti, riattivati, oggetto di intervento di potenziamento o di rifacimento entrati in esercizio a partire da gennaio 2013. Per tutelare gli investimenti in via di completamento sono definiti inoltre i casi in cui è possibile richiedere gli incentivi con le modalità previste dall'art. 30 del DM 18/12/2008 (D. M. 18 dicembre 2008 - Incentivazione della produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili, ai sensi dell'articolo 2, comma 150, della legge 24 dicembre 2007, n.244, G.U. n. 1 del 2-1-2009). Tuttavia dal 2016 il meccanismo dei certificati verdi verrà convertito al nuovo sistema di incentivazione, nelle modalità e nei termini previsti dal decreto (art. 19).

Nei paragrafi successivi sono illustrate in dettaglio le condizioni relative agli incentivi per gli impianti di nuova realizzazione che utilizzano biomasse legnose, mentre per le altre tipologie di impianti e per i casi di impianti entrati in esercizio prima dell'entrata in vigore del DM 6 luglio 2012 si rimanda al DM 18/12/2008, pubblicato nella Gazzetta Ufficiale, Serie Generale n.1 del 2-1-2009.

#### 4.1.1 Condizioni per l'accesso ai meccanismi di incentivazione e tipologia di incentivi

Gli impianti di potenza elettrica inferiore ai 200 kW (art. 4, comma 3c del DM 6 luglio 2012) hanno accesso di tipo diretto all'incentivo. Gli impianti di potenza compresa tra 200 kW e 5 MW devono essere iscritti a un registro in posizione tale da rientrare in limiti specifici di potenza (art. 4, comma 1 del DM 6 luglio 2012), mentre gli impianti di potenza superiore a 5 MW accedono ad aste al ribasso (art. 4, comma 2 del DM 6 luglio 2012). Nel caso in cui gli impianti siano realizzati con procedure ad evidenza pubblica da Amministrazioni pubbliche, essi possono accedere direttamente agli incentivi per potenza nominale fino a 400 kW.

Per i casi di rifacimento totale o parziale e di potenziamento di impianti esistenti sono previste specifiche modalità e soglie, per le quali si rimanda al decreto.

L'incentivazione è riconosciuta in riferimento all'energia netta prodotta e immessa in rete (artt. 2 e 7), ovvero al minor valore fra la produzione netta e l'energia effettivamente immessa in rete.

In particolare sono previste due tipologie di incentivi (art. 7 e Allegato 1):

A) una tariffa incentivante omnicomprensiva ( $T_o$ ) per gli impianti di potenza non superiore a 1 MW, calcolata come:

$$T_o = T_b + P_r$$

$T_b$ : tariffa incentivante base;

$P_r$ : ammontare totale degli eventuali premi (art. 7, comma 4))

B) un incentivo ( $I$ ) per gli impianti di potenza superiore ad 1 MW e per quelli di potenza non superiore a 1 MW che non optano per la tariffa omnicomprensiva, calcolato come:

$$I = T_b + P_r - P_z$$

Pz: prezzo zonale orario dell'energia riferito alla zona in cui è immessa in rete l'energia elettrica prodotta dall'impianto.

Nel caso di tariffa omnicomprensiva, il corrispettivo erogato comprende la remunerazione dell'energia che viene ritirata dal GSE, mentre nel caso di incentivo, l'energia resta nella disponibilità del produttore (art. 7, comma 4).

Per gli impianti a biomassa, biogas e bioliquidi sostenibili sono previste disposizioni specifiche, riportate nell'art. 8 (principalmente in merito ai meccanismi premiali applicati ai differenti tipi di biomassa e bioliquidi).

Il decreto stabilisce per impianti a biomassa una durata della vita utile convenzionale (che corrisponde al periodo in cui l'impianto ha diritto ai meccanismi incentivanti (art. 6)) pari a 20 anni.

Gli incentivi non sono cumulabili con altre forme di contributo nazionale (art. 29).

In particolare occorre sottolineare come i premi previsti per la cogenerazione e la cogenerazione abbinata al teleriscaldamento (vd. Tabella 29) non siano cumulabili con altri meccanismi di incentivazione all'efficienza energetica (come ad esempio i titoli di efficienza energetica) o all'incentivazione della produzione di energia termica.

Si segnala inoltre la possibilità di usufruire di crediti d'imposta nel caso di reti di teleriscaldamento alimentate a biomassa. Sono previsti due diversi crediti d'imposta, uno dalla legge finanziaria 2001 (L. 23/12/2000 n. 388, art. 29) e uno dalla legge finanziaria 2009 (L. 22/12/2008 n. 203, art. 2).

Il primo è un contributo destinato all'allacciamento, e prevede un credito d'imposta del valore di € 20,66 per ogni kW di potenza impegnata. Esso è trasferito all'utente finale attraverso uno sconto nella bolletta del cliente, operato dalla società che eroga il servizio calore. Successivamente lo Stato provvede al rimborso alla società che eroga il servizio calore.

Il secondo è un contributo dedicato alla fornitura di energia, e prevede un credito d'imposta di € 25,80 per ogni MWh termico fornito, trasferito sul prezzo di acquisto del calore da parte dell'utente finale.

#### 4.1.2 Tariffe incentivanti

Nell'Allegato 1 al DM 6 luglio 2012 è riportato il valore delle tariffe incentivanti base ( $T_b$ ) per gli impianti che entrano in esercizio nell'anno 2013 (tabella 1.1 del DM). Per l'entrata in esercizio in anni successivi al 2013 si applica una decurtazione ai valori della tariffa incentivante base pari al 2% annuo (ad eccezione del caso in cui nell'anno precedente la potenza totale iscritta nei meccanismi di aste e registri non sia inferiore all'80% della potenza massima prevista).

In Tabella 27 è riportato un estratto della tabella 1 dell'Allegato 1 al DM 6 luglio 2012 relativo alle biomasse legnose, in funzione della tipologia di biomassa e della taglia di impianto.

Tabella 27. Estratto tabella 1.1 Allegato 1 al DM 6 luglio 2012

Fonte rinnovabile	Tipologia	Potenza [KW]	Tariffa incentivante base (per il 2013) $T_b$ [€/MWh]
Biomasse	a) prodotti di origine biologica	1 < P ≤ 300	229
		300 < P ≤ 1000	180
		1000 < P ≤ 5000	133
		P > 5000	122
	b) sottoprodotti di origine biologica di cui alla Tab. 1-A	1 < P ≤ 300	257
		300 < P ≤ 1000	209
		1000 < P ≤ 5000	161
		P > 5000	145

Nella seguente Tabella 28 è riportato un estratto della Tab. 1-A, dell'Allegato 1 al DM 6 luglio 2012 (che contiene l'elenco dei sottoprodotti/rifiuti utilizzabili negli impianti a biomasse e biogas) limitatamente ai sottoprodotti derivanti da biomasse legnose.

Tabella 28. Estratto tabella 1-A dell'Allegato 1 al DM 6 luglio 2012 (biomasse lettera b)

<p>2. Sottoprodotti provenienti da attività agricola, di allevamento, dalla gestione del verde e da attività forestale</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• sottoprodotti derivati dall'espianto;</li> <li>• sottoprodotti derivati dalla lavorazione dei prodotti forestali;</li> <li>• sottoprodotti derivati dalla gestione del bosco;</li> <li>• potature, ramaglie e residui dalla manutenzione del verde pubblico e privato</li> </ul>
<p>4. Sottoprodotti provenienti da attività industriali</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• sottoprodotti della lavorazione del legno per la produzione di mobili e relativi componenti</li> </ul>

I premi (Pr) cui possono accedere gli impianti a biomasse legnose che rispettano determinati requisiti di esercizio (art. 8 del DM 6 luglio 2012) sono riportati in Tabella 29.

Tabella 29. Premi previsti per le biomasse legnose nel caso di nuovi impianti

Potenza [MW]	Tipologia	Premio Pr	Premio Pr [€/MWh]
Tutte	Tutte	Requisiti di emissioni in atmosfera (art. 8, c. 7; All. 5)	30
Tutte	Prodotti di origine biologica (lettera a))	Cogenerazione Alto Rendimento (art. 8, c. 8)	40
Tutte	Sottoprodotti di origine biologica di cui alla Tab 1-A (lettera b))	Cogenerazione Alto Rendimento (art. 8, c. 8)	10 (*)
Tutte	Sottoprodotti di origine biologica di cui alla Tab 1-A (lettera b))	Cogenerazione Alto Rendimento e teleriscaldamento (art. 8, c. 8)	40 (*)
1 ≤ P ≤ 5	Tutte	Riduzione gas serra (art. 8, c. 6)	10
1 ≤ P ≤ 5	Prodotti di origine biologica (lettera a)) da particolari filiere	Biomasse da particolari filiere (art. 8, c. 6; Tab. I-B dell'Allegato 1)	20

(\*) premi non cumulabili tra di loro

Per le biomasse di cui alla lettera b) il premio relativo agli impianti operanti in regime di Cogenerazione ad Alto Rendimento è ridotto nel caso in cui il calore cogenerato non sia immesso in una rete di teleriscaldamento (si passa infatti da 40 a 10 €/MWh).

Le biomasse da particolari filiere ammesse al premio di 20 €/MWh sono specie erbacee annuali, erbacee pluriannuali e arboree. In Tabella 30 è riportato un estratto della Tabella 1-B dell'Allegato 1 del DM 6 luglio 2012 limitatamente alle specie arboree.

Tabella 30. Estratto Tabella I-B del DM6 luglio 2012

SPECIE ARBOREE	
Acacia	<i>Acacia spp.</i>
Eucalipto	<i>Eucalyptus spp.</i>
Olmo siberiano	<i>Ulmus pumila L.</i>
Ontano	<i>Alnus spp.</i>
Paulonia	<i>Paulownia spp.</i>
Pioppo	<i>Populus spp.</i>
Platano	<i>Platanus spp.</i>
Robinia	<i>Robinia pseudoacacia L.</i>
Salice	<i>Salix spp.</i>

I requisiti di emissioni in atmosfera per l'accesso al premio di 30 €/MWh di cui all'art. 8 comma 7 del DM 6 luglio 2012 sono riportati nell'Allegato 5 del DM stesso (vd. Tabella 31). I valori indicati in Tabella 31 sono espressi come il valore limite di media mensile di emissione riferito ad una concentrazione di ossigeno libero nell'effluente gassoso pari all'11%. Tali valori possono essere ridotti con cadenza biennale con decreto ministeriale di concerto tra MATTM e MSE.

Per ulteriori dettagli in merito al calcolo del valore medio mensile e del sistema di monitoraggio si rimanda direttamente all'Allegato 5.

Tabella 31. Valori di emissione in atmosfera per impianti di combustione a biomasse (All. 5 del DM 6 luglio 2012)

Inquinante	Valori (mg/Nm <sup>3</sup> )			
	PTN ≤ 6 MWt	6 < PTN ≤ 20 MWt	20 < PTN ≤ 50 MWt	PTN > 50 MWt
NO <sub>x</sub> (come NO <sub>2</sub> )	200	150	150	100
NH <sub>3</sub> <sup>(1)</sup>	5	5	5	5
CO	200	150	100	50
SO <sub>2</sub>	150	150	100	25
COT	30	20	10	10
Polveri	10	10	5	5

PTN = Potenza termica nominale

(1) Nel caso di utilizzo di una tecnica di abbattimento ad urea o ammoniaca (SCR, SNCR), negli impianti ove è previsto il controllo in continuo degli ossidi di azoto, dovrà essere installato lo specifico analizzatore di NH<sub>3</sub>

## 4.2 Cogenerazione ad Alto Rendimento

La qualifica di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR) si applica a tutti gli impianti di cogenerazione che rispettino alcuni requisiti di efficienza, che verranno illustrati nel seguito. Nel caso specifico della produzione di energia da biomassa legnosa usufruendo degli incentivi di cui al DM 6 luglio 2012, la qualifica CAR permette di accedere ad un premio dedicato (vd. Tabella 29).

Nel seguito è riportata una sintesi delle caratteristiche principali della Cogenerazione ad Alto Rendimento unitamente ad inquadramento normativo e verrà illustrato il meccanismo di calcolo per la determinazione del Primary Energy Saving (PES). Si rimanda per approfondimenti alle normative di riferimento.

### 4.2.1 Inquadramento normativo

L'attuale regime di sostegno per la Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR) in Italia fa riferimento al DM 5 settembre 2011 (D.M. 5 settembre 2011 - Definizione del nuovo regime di sostegno per la cogenerazione ad alto rendimento, G.U. n. 218 del 19-9-2011), con il riconoscimento dei titoli di efficienza energetica e l'introduzione di specifici benefici. La procedura di calcolo di riferimento è riportata nel DM del 4 agosto 2011 (D.M. 4 agosto 2011 - Integrazioni al D.Lgs. 8 febbraio 2007, n.20, di attuazione della direttiva 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile sul mercato interno dell'energia, e modificativa della direttiva 92/42/CE, G.U. n.218 del 19-9-2011), Decreto di attuazione della Direttiva Europea 2004/8/CE.

Il concetto di cogenerazione è stato introdotto con il D.Lgs. 16 marzo 1999, n. 79, che ha dato mandato all'AEEG (Autorità per l'Energia Elettrica ed il Gas) di definire le condizioni per le quali la produzione di energia elettrica e calore potesse essere definita cogenerazione. Successivamente, con la delibera 42/02, l'AEEG ha definito due indici di prestazione, l'indice IRE (Indice di Risparmio Energetico) e l'indice LT (Limite Termico), definendo contemporaneamente le soglie da rispettare per godere dei benefici di legge.

Il quadro normativo di riferimento comprende a livello europeo la Direttiva n. 2004/8/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio (in cui viene introdotto il concetto di CAR) e a livello nazionale i decreti di recepimento: D.Lgs. 8 febbraio 2007, n. 20, di attuazione della Direttiva 2004/8/CE ha introdotto il concetto di CAR (Cogenerazione ad Alto Rendimento) ottenuta tramite l'applicazione dell'indice PES (Primary Energy

Savings); DM 4 agosto 2011 che completa l'attuazione della Direttiva 2004/8/CE e integra e sostituisce gli allegati del D.Lgs. 8 febbraio 2007, n. 20 (stabilisce i nuovi criteri per il riconoscimento della CAR).

#### 4.2.2 Determinazione della condizione di Cogenerazione ad Alto Rendimento

La Cogenerazione ad Alto Rendimento è definita come la produzione combinata di energia elettrica e calore che fornisce un risparmio di energia primaria ottenibile a parità di energia utile rispetto alla produzione separata di elettricità e calore nel caso di utilizzo del medesimo combustibile superiore a determinati valori di soglia.

Il criterio utilizzato dal DM 4 agosto 2011 per definire la Cogenerazione ad Alto Rendimento è basato sull'indice PES (Primary Energy Saving). I criteri per il riconoscimento della condizione di Alto Rendimento (CAR) delle unità di cogenerazione, validi a partire dal 1° gennaio 2011, sono riportati nell'Allegato III del DM 4 agosto 2011, che sostituisce l'allegato III del D.Lgs 8 febbraio 2007, n° 20 e consistono nel raggiungimento della soglia minima per l'indice PES (Primary Energy Saving).

In particolare occorre avere:

- PES  $\geq$  0,1 (10%) per le unità di cogenerazione con capacità di generazione almeno pari a 1 MW<sub>e</sub>;
- PES > 0 per le unità di piccola e micro-cogenerazione.

Sono definite unità "di piccola cogenerazione" i sistemi con potenza elettrica nominale inferiore a 1 MW<sub>e</sub>, e unità di "micro-cogenerazione" i sistemi con potenza inferiore a 50 kW<sub>e</sub>. Tale potenza nominale, detta anche capacità di generazione, è definita nelle linee guida del ministero come: "somma delle potenze attive nominali dei generatori che costituiscono l'unità. La potenza attiva nominale di un generatore è la massima potenza attiva determinata moltiplicando la potenza apparente nominale per il fattore di potenza nominale, entrambi riportati sui dati di targa del generatore medesimo".

Si riportano di seguito le precisazioni della direttiva 2004/8/CE in merito all'energia elettrica "quantificabile come cogenerativa", recepite a livello nazionale dal D.Lgs. 8 febbraio 2007, n.20 e dal DM 4 agosto 2011:

- la produzione di energia elettrica da unità di produzione combinata di energia elettrica e calore con turbina a vapore a contropressione, turbina a gas con recupero termico, motore a combustione interna, microturbine, motori Stirling e celle a combustibile è da ritenere interamente energia elettrica qualificabile come cogenerativa se dette unità presentano un rendimento di primo principio annuo almeno pari al 75%;
- la produzione di energia elettrica da unità di produzione combinata di energia elettrica e calore a ciclo combinato con recupero di calore e con turbina a condensazione con estrazione di vapore è da ritenere interamente energia elettrica qualificabile come cogenerativa se dette unità presentano un rendimento di primo principio annuo almeno pari all'80%.

Se invece le unità di produzione combinata di energia elettrica e calore presentano rendimenti di primo principio inferiori alle soglie indicate l'energia elettrica prodotta è divisa in due frazioni: una qualificabile come cogenerativa, l'altra qualificabile come non cogenerativa. Qualora il rendimento globale dell'impianto non raggiunga le soglie stabilite anche l'energia associata al combustibile in ingresso all'unità deve essere suddivisa in due aliquote (denominate F<sub>CHP</sub> ed F<sub>NON CHP</sub>). La quantità di energia elettrica qualificabile come cogenerativa (E<sub>CHP</sub>) è la quota parte dell'energia elettrica che sarebbe prodotta se, a parità di calore utile, l'unità funzionasse con un rendimento di primo principio pari al valore di soglia caratteristico per ciascuna tecnologia. La frazione cogenerativa si ottiene quindi moltiplicando il calore utile prodotto dall'unità di cogenerazione per il rapporto C, definito dal decreto legislativo 8 febbraio 2007, n. 20, che ne determina la quota da considerare come proveniente da cogenerazione.

#### 4.2.3 Procedura di calcolo del PES

La procedura di calcolo del PES prevede lo svolgimento di quattro fasi: la definizione dei confini dell'unità di cogenerazione, il calcolo del rendimento globale dell'unità di cogenerazione, il dimensionamento dell'unità virtuale ed il calcolo del risparmio di energia primaria.

Una volta definiti correttamente i confini dell'unità di cogenerazione si procede a valutare l'energia elettrica prodotta ( $E_{UNITA}$ ), il calore utile da cogenerazione ( $H_{CHP}$ ) e il consumo di energia primaria ( $F_{UNITA}$ ). La quantità di energia elettrica cogenerata da considerare è data dalla produzione lorda ai morsetti dell'alternatore, cioè senza sottrarre la quota destinata agli autoconsumi di impianto. Si rimanda alle Linee guida per una puntuale descrizione di tutte le casistiche inerenti il calcolo delle quantità globali di energia. Noti i valori di  $E_{UNITA}$ ,  $H_{CHP}$  e  $F_{UNITA}$  si calcola il rendimento globale dell'unità di cogenerazione, ottenuto dividendo l'energia utile (elettrica e termica) per l'energia primaria del combustibile consumato.

Il valore del rendimento globale ottenuto viene confrontato con i rendimenti di soglia riportati all'allegato II del DM 4 agosto 2011 (fissato pari a 75% oppure a 80% per cicli combinato con recupero di calore). Nel caso in cui il rendimento globale annuo risulti inferiore a quello di soglia si considera una parte dell'energia elettrica prodotta come non da cogenerazione e l'impianto di cogenerazione viene separato in due unità virtuali, una in assetto cogenerativo e una in assetto non cogenerativo. Nel DM 4 agosto 2011 è riportato che "la parte in cogenerazione sia quella parte dell'unità di cogenerazione che, fissato il calore utile assorbito ( $H_{CHP}$ ), possieda una potenza elettrica e quindi produca una quantità di energia utile (somma di  $E_{CHP}$  e  $H_{CHP}$ ) tale da soddisfare il rendimento globale di soglia (pari al 75%, ad eccezione della turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore con turbina a vapore a contropressione, per la quale il valore è pari all'80%)". Per un approfondimento delle modalità di dimensionamento della macchina virtuale si rimanda alle *Linee guida per l'applicazione del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR)*.

Una volta calcolate le grandezze citate ed i rendimenti termico ed elettrico di cogenerazione, il coefficiente di risparmio di energia primaria (PES) è calcolato attraverso la seguente formula:

$$PES = (1 - 1 / ((CHP H_{\eta}) / (Ref H_{\eta}) + (CHP E_{\eta}) / (Ref E_{\eta}))) \times 100\%$$

Dove:

CHP  $H_{\eta}$  : rendimento termico di cogenerazione;

CHP  $E_{\eta}$  : rendimento elettrico di cogenerazione;

Ref  $H_{\eta}$  : valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di calore;

Ref  $E_{\eta}$  : valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di elettricità;

Il rendimento termico di riferimento è definito in base alla tipologia di combustibile e al tipo di utilizzo del calore (acqua calda e vapore oppure utilizzo diretto dei gas di scarico). Per i combustibili a base di legno il valore è pari rispettivamente all'86% e al 78% (cfr. Allegato V del DM 4 agosto 2011). Il rendimento elettrico di riferimento è calcolato in base all'anno di installazione del macchinario, alla collocazione geografica dello stesso e alla tensione di immissione dell'energia elettrica nella rete (vd. allegati IV, VI e VII del DM 4 agosto 2011). Tuttavia gli impianti a biomassa non sono soggetti ai parametri relativi alla tensione di connessione alla rete elettrica.

### 4.3 Foglio di calcolo per la definizione di parametri economici

Nel presente capitolo vengono descritti i fogli di calcolo predisposti per la determinazione delle caratteristiche di esercizio degli impianti per la produzione di energia elettrica da biomassa e dei relativi principali parametri economici, al fine di condurre valutazioni di carattere economico.

La cartella Excel è suddivisa in più fogli, alcuni per l'introduzione dei dati di input impiantistici ed economici e altri per il calcolo dei principali parametri energetici, del PES, degli incentivi e del PBT, oltre ad alcuni fogli contenenti i parametri dalle normative di riferimento.

Nei vari fogli di calcolo sono riportati su sfondo grigio chiaro i campi che richiedono l'inserimento di un dato di input, su sfondo azzurro i dati da normativa (tariffe incentivanti, etc.).

#### 4.3.1 Foglio di calcolo “Dati\_IN\_OUT”

Nel foglio di calcolo “Dati\_IN\_OUT” vengono introdotti i parametri dell’impianto e riportati i principali risultati dei calcoli, in modo da permettere una visione complessiva delle prestazioni in termini energetici e di ritorno economico.

I dati di input numerici sono introdotti direttamente dall’operatore, mentre i dati relativi alle caratteristiche tecniche (ad esempio la tipologia di generatore di calore, il tipo di combustibile, etc.) sono scelti da menù a tendina appositamente predisposti.

In una prima sezione vengono introdotti i principali dati di input energetici necessari per il calcolo delle prestazioni dell’impianto, per quanto riguarda sia i dati nominali che i dati di esercizio annuali.

I dati richiesti relativamente alle caratteristiche nominali dell’impianto sono:

- anno di riferimento per il calcolo, ovvero l’anno di entrata in esercizio;
- tipo di generatore di calore (caldaia a vapore/ad acqua surriscaldata/ad olio diatermico/a sali fusi/altro);
- gruppo di potenza (turbina a vapore a condensazione/turbina a vapore/ORC/ORC ad alta temperatura/motore a vapore/altro);
- potenza elettrica nominale lorda (kW);
- potenza elettrica nominale netta (kW);
- potenza termica nominale utile (kW);
- potenza termica nominale caldaia (kW);
- potenza al focolare caldaia (kW).

I dati richiesti relativamente alle caratteristiche d’esercizio medie annuali sono:

- potere calorifico inferiore medio della biomassa utilizzata (kWh/kg);
- ore annue di esercizio dell’impianto (h);
- energia elettrica annua lorda prodotta (MWh)
- energia elettrica annua netta prodotta (MWh);
- energia termica annua utile prodotta (MWh);
- consumo annuo di combustibile (MWh);
- emissioni medie mensili (riferite a 11% O<sub>2</sub>) espresse in mg/Nm<sup>3</sup> di ossidi di azoto (NO<sub>x</sub> espressi come NO<sub>2</sub>), ammoniaca (NH<sub>3</sub>), monossido di carbonio (CO), anidride solforosa (SO<sub>2</sub>), carbonio organico totale (COT) e polveri

Vengono inoltre richieste alcune informazioni relative al soddisfacimento dei criteri necessari per l’ottenimento dei premi legati alle emissioni dell’impianto, alle emissioni di gas serra, al tipo di combustibile utilizzato e alla filiera della biomassa (per la descrizione dei quali si rimanda al 4.1.2). Queste informazioni saranno utilizzate per il calcolo finale dell’incentivo per l’energia elettrica prodotta nel foglio dedicato al calcolo degli incentivi (foglio “tariffe”) e saranno meglio illustrate in seguito.

Gli input economici ed energetici verranno invece richiesti nei fogli di calcolo “PES” e “Business Plan”.

	A	B	C	D	E
1	<b>DATI DI INPUT</b>				
2					
3	anno riferimento		2014		
4					
5	generatore di calore		caldaia a olio datermoo		
6	gruppo di potenza		CHP		
7	Tipo di combustibile		a base di legno		
8	Uso del calore		acqua calda/raffresc		
9	Regione		Piemonte		
10					
11	<b>DATI NOMINALI</b>				
12	Potenza elettrica nominale lorda	kW	1000		
13	Potenza elettrica nominale netta	kW	950		
14	Potenza termica nominale utile	kW	4000		
15	Potenza termica nominale caldaia	kW	5100		
16	Potenza al focolare caldaia	kW	5800		
17	pci biomassa	MJ/kg	12,1		
18	pci biomassa	kWh/kg	3,4		
19					
20	<b>DATI DI ESERCIZIO</b>				
21	ore esercizio annue equivalenti	h/a	8000		
22	Energia elettrica annua lorda	MWh/a	8000		
23	Energia elettrica annua netta	MWh/a	7600		
24	Energia termica annua utile	MWh/a	12000		
25	Consumo annuo di combustibile	MWh/a	44800		
26	Consumo annuo di combustibile	t/a	13220		
27	NOx (emissioni medie mensili 11% O2)	mg/Nm3	210		
28	NH3 (emissioni medie mensili 11% O2)	mg/Nm3	4		
29	CO (emissioni medie mensili 11% O2)	mg/Nm3	180		
30	SO2 (emissioni medie mensili 11% O2)	mg/Nm3	120		
31	CO2 (emissioni medie mensili 11% O2)	mg/Nm3	10		
32	PM (emissioni medie mensili 11% O2)	mg/Nm3	15		
33					
34	<b>CONDIZIONI PER INCENTIVI</b>				
35	Biomassa da filiera (Tab 1.B)		VERO	vd. foglio 1M	
36	Rispetto emissioni (Al 5 DM 6/7/2012)		FALSO	vd. foglio Tab 1.B	
37	Rispetto emissioni gas serra		FALSO		
38	Tipo di combustibile DM 6/7/2012		0	vd. foglio combustibile	
39					
40					
41	<b>RISULTATI DI CALCOLO</b>				
42					
43	<b>Rendimenti Sistema</b>	<i>nominale</i>	<i>esercizio</i>		
44	Rendimento elettrico lordo	17,9%	17,9%		
45	Rendimento elettrico netto	17,0%	17,0%		
46	Rendimento termico	71,4%	26,8%		
47	Rendimento globale	89,3%	44,6%		
48					
49	CAR		VERO		
50	PES		16,6%		
51	Energia elettrica da CHP	MWh/a	3750		
52					
53	Incentivo energia elettrica	€/MWh	243,57		

Figura 16. Foglio di calcolo "Dati\_IN\_OUT"

Il foglio di calcolo "Dati\_IN\_OUT" riporta nella seconda sezione una sintesi dei principali risultati dei calcoli, in particolare:

- rendimenti elettrici lordi e netti nominali e di esercizio;
- rendimenti termici nominali e di esercizio;
- rendimenti globali nominali e di esercizio;
- raggiungimento della qualifica CAR;
- indice PES raggiunto;
- energia elettrica ottenuta da cogenerazione;
- incentivo medio effettivo sull'energia elettrica.

Alcuni output più dettagliati relativi agli aspetti economici sono riportati nella descrizione del foglio di calcolo "Business plan" (0).

#### 4.3.1 Foglio di calcolo "PES"

Il foglio di calcolo "PES" è dedicato al calcolo dell'indice PES (Primary Energy Saving) dell'impianto di cogenerazione in esame. Il calcolo dell'indice PES è necessario per valutare se l'impianto opera in assetto di cogenerazione ad alto rendimento (ved. 4.2).

Si definisce impianto di cogenerazione ad alto rendimento un impianto che abbia un PES > 10% se la sua potenza elettrica nominale è superiore o uguale ad 1 MW, oppure un PES > 0 se la sua potenza elettrica nominale è inferiore a 1 MW.

In particolare nel DM 4 agosto 2011 è definito un rendimento globale di soglia (vd. 4.2.2) del 75% (tranne per le turbine a condensazione con estrazione di vapore, pari all'80%), definito come rapporto tra la somma di energia elettrica e termica utile prodotte e l'energia del combustibile consumato. Se l'impianto in esame ha un rendimento globale inferiore al rendimento di soglia, solo una parte dell'energia elettrica prodotta è riconosciuta come da cogenerazione. Per quantificare questa quota è necessario procedere al calcolo della macchina virtuale (per una descrizione più dettagliata del calcolo della macchina virtuale si rimanda al DM 4 agosto 2011).

Sulla base dei dati di input inseriti nel foglio "Dati\_IN\_OUT", nel foglio "PES" sono svolti i calcoli relativi al calcolo della macchina virtuale e delle quantità necessarie per la determinazione del PES.

Il foglio di calcolo "PES" restituisce in particolare i seguenti output principali:

- ottenimento o meno della qualifica CAR per l'impianto in questione;
- indice PES calcolato;
- energia elettrica annua quantificabile come energia da CHP.

	A	B	C
1	<b>RISULTATI DI CALCOLO</b>		
2	CAR		VERO
3	PES		16,6%
4	Energia elettrica da CHP	MWh	3.750
5	Incentivo equivalente	€/MWh	18,75
6			
7	<b>DATI NOMINALI</b>		
8	Potenza elettrica nominale lorda	kW	1000
9	Potenza elettrica nominale netta	kW	950
10	Potenza termica nominale utile	kW	4000
11	Potenza al focolare caldaia	kW	5600
12			
13	<b>DATI DI ESERCIZIO</b>		
14	Energia elettrica annua lorda	MWh/a	8000
15	Energia elettrica annua netta	MWh/a	7600
16	Energia termica prodotta	MWh/a	12000
17	Energia di alimentazione	MWh/a	44800
18			
19	<b>RENDIMENTI</b>		
20	Rendimento elettrico lordo nominale		17,9%
21	Rendimento termico nominale		71,4%
22	Rendimento globale nominale		89,3%
23	Rendimento elettrico reale		17,9%
24	Rendimento termico reale		26,8%
25	Rendimento globale reale		44,6%
26	Maggiore eta soglia		FALSO
27			
28	<b>CALCOLO DEL PES</b>		
29	PES soglia		10%
30	eta soglia		75,0%
31	E CHP	MWh	3.750
32	H CHP	MWh	12.000
33	F CHP	MWh	21.000
34	CHPH eta		57,1%
35	CHPE eta		17,9%
36	Ref H eta		86,0%
37	Ref E eta		33,4%
38	Ref E eta base		33,0%
39	Correzione climatica		0,37%
40	<b>CALCOLO MACCHINA VIRTUALE</b>		
41	Macchina virtuale		VERO
42	eta non CHP		17,9%
43	C eff		0,31
44	E CHP	MWh	3.750
45	E non CHP	MWh	4.250
46	F nonCHP	MWh	23.800
47	H non CHP	MWh	0
48	F CHP	MWh	21.000
49			

Figura 17. Foglio di calcolo "PES"

#### 4.3.2 Foglio di calcolo "Business Plan"

Il foglio di calcolo "Business Plan" è dedicato alle simulazioni economiche dell'impianto: sono valutati i costi di investimento, i costi e ricavi di esercizio al fine di calcolare il margine operativo ed alcuni indicatori economici (tempo di ritorno semplice PBT, valore attuale netto VAN e tasso interno di rendimento TIR).

I dati di investimento e di esercizio sono espressi come costi specifici (€/kW, €/kWh, etc.) per poter confrontare diverse configurazioni di impianto.

Sono richiesti in input le principali voci di costo di investimento:

- opere edili;
- sistema di alimentazione;
- linea fumi;
- generatore di calore;
- gruppo di potenza.

Relativamente ai dati di esercizio sono richiesti in input:

- costo medio del combustibile (€/t)
- costo di manutenzione (€/h)
- ricavo ottenuto dalla vendita del calore (€/MWh).

Il ricavo ottenuto dall'energia elettrica è calcolato automaticamente a partire dalle simulazioni effettuate sugli incentivi.

29	DATI DI INPUT ECONOMICI		
30			
31	tasso di sconto		0,05
32	periodo temporale	anni	10
33	superficie opere edili	m2	400
34			
35	<b>INVESTIMENTO</b>	costi unitari	
36	opere edili	€/m2	1500
37	sistema di alimentazione	€/kWth	30
38	linea fumi	€/kWth	55
39	caldaia a olio diatermico	€/kWth	380
40	ORC	€/kWe	1335
41			
42	<b>ESERCIZIO</b>	costi unitari	
43	combustibile	€/t	100
44	manutenzione	€/h	5
45			
46	<b>ESERCIZIO</b>	ricavi unitari	
47	energia elettrica	€/MWh	243,57
48	calore	€/MWh	90
49			
50	<b>CALDAIA</b>		
51	caldaia a vapore	€/kWth	320
52	caldaia ad acqua surriscaldata	€/kWth	300
53	caldaia a olio diatermico	€/kWth	380
54	caldaia a sali fusi	€/kWth	0
55	altro	€/kWth	0
56	<b>GRUPPO DI POTENZA</b>		
57	TV a condensazione	€/kWe	1200
58	ORC	€/kWe	1335
59	ORC alta T	€/kWe	
60	TV	€/kWe	
61	motore a vapore	€/kWe	
62	altro	€/kWe	

Figura 18. Tabella dei dati di input del foglio di calcolo "Business Plan"

	A	B	C
1	<b>PRINCIPALI RISULTATI ECONOMICI</b>		
2			
3	<b>COSTI DI INVESTIMENTO</b>		
4	Opere edili		€ 600.000
5	Sistema di alimentazione		€ 153.000
6	Linea fumi		€ 280.500
7	Caldaia		€ 1.938.000
8	Gruppo di potenza		€ 1.335.000
9	TOTALE		€ 4.306.500
10			
11	<b>COSTI DI ESERCIZIO</b>		
12	Costo combustibile		€ 1.321.967
13	Costo manutenzione		€ 40.000
14	TOTALE		€ 1.361.967
15			
16	<b>RICAVI DI ESERCIZIO</b>		
17	Ricavo da energia elettrica		€ 1.851.132
18	Ricavo da calore venduto		€ 1.080.000
19	TOTALE		€ 2.931.132
20			
21	<b>MARGINE OPERATIVO</b>		
22	TOTALE		€ 1.569.165
23			
24	<b>INDICATORI ECONOMICI</b>		
25	Tempo di ritorno semplice (PBT)	anni	2,74
26	Valore attuale netto (VAN)		€ 7.810.175
27	Tasso interno di rendimento (TIR)		35%

Figura 19. Tabella Input Output del foglio di calcolo "Business Plan"

#### 4.3.3 Foglio di calcolo "Tariffe"

Questo foglio di calcolo determina il valore dell'incentivo a partire dalle caratteristiche nominali e di esercizio dell'impianto, nonché dall'indice PES calcolato in precedenza.

Come indicato nel DM 6/7/2012, il valore base dell'incentivo dipende dalla classe di potenza elettrica dell'impianto, nonché dal tipo di combustibile utilizzato. L'incentivo base va da un minimo di 122 €/MWh per impianti > 5 MW con combustibile di classe a, ad un massimo di 257 €/MWh per impianti con combustibile di classe b (anno 2013). I valori dell'anno 2013 sono ridotti del 2% annuo per gli impianti che entrano in esercizio nel 2014 o nel 2015.

Oltre alla tariffa base, sono previsti i seguenti premi:

- premio relativo agli impianti alimentati da biomasse di filiera comprese in Tabella 1.B del DM 6 luglio 2012: 20 €/MWh (per combustibili di cui alle lettere a e b della tabella 1 dell'Allegato 1 al DM 6 luglio 2012, e impianti di potenza compresa tra 1 MW e 5 MW);
- premio relativo a impianti che danno luogo a una diminuzione di gas serra rispetto ai valori obiettivo indicati nel decreto: 10 €/MWh (per combustibili di cui alle lettere a e b della tabella 1 dell'Allegato 1 al DM 6 luglio 2012, e impianti di potenza compresa tra 1 MW e 5 MW);
- premio relativo al raggiungimento di requisiti di emissione di inquinanti indicati nell'All. 5 del DM 6 luglio 2012: 30 €/MWh (per impianti alimentati da combustibili di cui alle lettere a e b della tabella 1 dell'Allegato 1 al DM 6 luglio 2012);
- premio relativo agli impianti operanti ad alto rendimento: 40 €/MWh per impianti alimentati da combustibili di cui alla lettera a della tabella 1 dell'Allegato 1 al DM 6 luglio 2012, 40 €/MWh per impianti alimentati da combustibili di cui alla lettera b connessi a sistemi di teleriscaldamento, 10 €/MWh per altri impianti.

Nel foglio di calcolo il bonus relativo alla cogenerazione ad alto rendimento, che si applica solo alla quota di energia elettrica da CHP, è stato rapportato a tutta l'energia elettrica prodotta per ottenere un valore coerente con gli altri premi e con la tariffa base.

	A	B	C	D
1	<b>TARIFFA INCENTIVANTE E.E. DM 6/7/2012</b>			
2	<b>dati</b>		<b>valore</b>	
3	Tipo di combustibile		<b>b</b>	
4	Potenza elettrica		<b>1000</b>	<b>kW</b>
5	anno di riferimento		<b>2014</b>	
6	riduzione tariffa base		<b>2,0%</b>	
7	Tariffa incentivante base		<b>204,8</b>	<b>€/MWh</b>
8	Premio filiera	<b>VERO</b>	<b>20</b>	<b>€/MWh</b>
9	Premio emissioni	<b>FALSO</b>	<b>0</b>	<b>€/MWh</b>
10	Premio gas serra	<b>FALSO</b>	<b>0</b>	<b>€/MWh</b>
11	Premio CHP (equiv)		<b>18,75</b>	<b>€/MWh</b>
12	<b>Tariffa totale</b>		<b>243,6</b>	<b>€/MWh</b>
13				

Figura 20. Foglio di calcolo "Tariffe"

#### 4.3.4 Altri fogli di calcolo

Sono presenti tre ulteriori fogli di calcolo, in cui vengono riportate tabelle utili a determinare le caratteristiche del combustibile e delle emissioni per l'ottenimento dei bonus di incentivo sull'energia elettrica descritti in precedenza. Il foglio "Tab 1.B" riporta le filiere per cui è possibile ottenere il bonus omonimo. Il foglio "EM" riporta le soglie di emissioni di inquinanti richieste per ottenere il bonus emissioni (All. 5 al DM 6/7/2012). Il foglio "combustibile" riporta la classificazione (dalla lettera a) alla lettera d)) prevista dal DM 6/7/2012 per le biomasse e la tabella 1-A dell'Allegato 1 al decreto (biomasse lettera b).

E' presente infine un ultimo foglio di calcolo "dati" in cui sono riportati tutti i parametri stabili dalle normative e utilizzati nelle procedure di calcolo della cartella Excel in funzione delle caratteristiche di impianto (ad es. il rendimento termico di riferimento, il coefficiente di correzione climatica, etc.).

#### 4.3.1 Esempio di applicazione

Si considera un impianto cogenerativo costituito da una caldaia ad olio diatermico alimentata a biomassa legnosa e da un gruppo ORC (Organic Rankine Cycle) di potenza elettrica nominale pari a 1 MW. I dati di esercizio dell'impianto sono riportati in Tabella 32 ed i rendimenti calcolati in Tabella 33.

Tabella 32. Dati di esercizio impianto (esempio di applicazione)

<b>Dati esercizio impianto</b>		
Potenza elettrica nominale lorda	kW	1000
Potenza elettrica nominale netta	kW	950
Potenza termica nominale utile	kW	4000
Potenza termica nominale caldaia	kW	5100
Potenza al focolare caldaia	kW	5600
superficie opere edili	m <sup>2</sup>	400
ore esercizio annue equivalenti	h/a	8000
Energia termica annua utile	MWh/a	12000
pci biomassa	MJ/kg	12,2
NOx (emissioni medie mensili 11% O <sub>2</sub> )	mg/Nm <sup>3</sup>	210
NH <sub>3</sub> (emissioni medie mensili 11% O <sub>2</sub> )	mg/Nm <sup>3</sup>	4
CO (emissioni medie mensili 11% O <sub>2</sub> )	mg/Nm <sup>3</sup>	180
SO <sub>2</sub> (emissioni medie mensili 11% O <sub>2</sub> )	mg/Nm <sup>3</sup>	120
COT (emissioni medie mensili 11% O <sub>2</sub> )	mg/Nm <sup>3</sup>	10
PM (emissioni medie mensili 11% O <sub>2</sub> )	mg/Nm <sup>3</sup>	15

Tabella 33. Rendimenti dell'impianto (esempio di applicazione)

Rendimento elettrico lordo nominale	17,9%
Rendimento termico nominale	71,4%
Rendimento globale nominale	89,3%
Rendimento elettrico reale	17,9%
Rendimento termico reale	26,8%
Rendimento globale reale	44,6%

Il rendimento globale dell'impianto risulta essere inferiore al rendimento di soglia definito dal DM 4 agosto 2011 (75%), pertanto viene effettuato il calcolo della macchina virtuale sulla base della quale viene calcolato il valore del PES. I risultati relativi alla macchina virtuale ed al calcolo del PES sono riportati in Tabella 34.

Tabella 34. Calcolo della macchina virtuale e del PES (esempio di applicazione)

eta non CHP		17,9%
C eff		0,31
E CHP	MWh	3.750
E non CHP	MWh	4.250
F nonCHP	MWh	23.800
H non CHP	MWh	0
F CHP	MWh	21.000
PES soglia		10%
eta soglia		75,0%
E CHP	MWh	3.750
H CHP	MWh	12.000
F CHP	MWh	21.000
CHPH eta		57,1%
CHPE eta		17,9%
Ref H eta		86,0%
Ref E eta		33,4%
Ref E eta base		33,0%
Correzione climatica		0,37%

Sulla base dei calcoli effettuati si ottiene per l'impianto in esame una tariffa incentivante globale per l'energia elettrica pari a 243,57 €/MWh (rapportato a tutta l'energia elettrica prodotta), con il dettaglio delle singole voci riportato in Tabella 35 sulla base del tipo di combustibile di cui alla lettera b), anno di riferimento 2014 e riduzione della tariffa base del 2% e degli altri dati di input.

Tabella 35. Componenti della tariffa incentivante per l'energia elettrica secondo il DM 6/7/2012 (esempio di applicazione)

Tariffa incentivante base		204,8	€/MWh
Premio filiera	VERO	20	€/MWh
Premio emissioni	FALSO	0	€/MWh
Premio gas serra	FALSO	0	€/MWh
Premio CHP (equiv)		18,75	€/MWh
Tariffa totale		<b>243,6</b>	<b>€/MWh</b>

I dati di costo unitario (di investimento e di esercizio) sono riportati in Tabella 36 ed i ricavi unitari dati dalla vendita dell'energia elettrica e del calore sono riportati in.

Tabella 36. Costi unitari di investimento e di esercizio  
(esempio di applicazione)

opere edili	€/m <sup>2</sup>	1500
sistema di alimentazione	€/kWth	30
linea fumi	€/kWth	55
caldaia a olio diatermico	€/kWth	380
ORC	€/kWe	1335
combustibile	€/t	100
manutenzione	€/h	5

Tabella 37. Ricavi unitari  
(esempio di applicazione)

energia elettrica	€/MWh	243,57
calore	€/MWh	90

Calcolati i costi e ricavi complessivi ed ipotizzando un tasso di sconto dello 0,05 su 10 anni ed si ottengono i valori di PBT, VAN e TIR riportati in.

Tabella 38. Bilancio economico  
(esempio di applicazione)

<b>COSTI DI INVESTIMENTO E DI ESERCIZIO</b>		
Opere edili	€	600.000
Sistema di alimentazione	€	153.000
Linea fumi	€	280.500
Caldaia	€	1.938.000
Gruppo di potenza	€	1.335.000
<b>TOTALE</b>	<b>€</b>	<b>4.306.500</b>
Costo combustibile	€	1.321.967
Costo manutenzione	€	40.000
<b>TOTALE</b>	<b>€</b>	<b>1.361.967</b>
<b>RICAVI DI ESERCIZIO</b>		
Ricavo da energia elettrica	€	1.851.132
Ricavo da calore venduto	€	1.080.000
<b>TOTALE</b>	<b>€</b>	<b>2.931.132</b>
<b>MARGINE OPERATIVO</b>		
<b>TOTALE</b>		<b>1.569.165</b>
<b>INDICATORI ECONOMICI</b>		
Tempo di ritorno semplice (PBT)	anni	<b>2,74</b>
Valore attuale netto (VAN)	€	<b>7.810.175</b>
Tasso interno di rendimento (TIR)		<b>35%</b>

E' possibile effettuare simulazioni di calcolo variando alcuni dei parametri tecnici o economici dell'impianto. A titolo di esempio si riportano i valori del bilancio economico calcolati nel caso in cui l'impianto in esame rispetti i valori di emissione di cui all'Allegato 5 del DM 6/7/2012, a parità di tutti gli altri parametri eccetto il costo del sistema di abbattimento che si assume passare da 55 €/kWt a 65 €/kWt. In questo caso la tariffa incentivante passa da 243,57 €/MWh a 273,57 €/MWh mentre si ha una leggera riduzione del PBT, che passa da 2,74 anni a 2,42 anni. Il nuovo bilancio economico è riportato in Tabella 39.

Tabella 39. Bilancio economico (esempio di applicazione n.2)

<b>COSTI DI INVESTIMENTO E DI ESERCIZIO</b>		
Opere edili		600.000
Sistema di alimentazione		153.000
Linea fumi		331.500
Caldaia		1.938.000
Gruppo di potenza		1.335.000
TOTALE		4.357.500
Costo combustibile		1.321.967
Costo manutenzione		40.000
TOTALE		1.361.967
<b>RICAVI DI ESERCIZIO</b>		
Ricavo da energia elettrica		2.079.132
Ricavo da calore venduto		1.080.000
TOTALE		3.159.132
<b>MARGINE OPERATIVO</b>		
TOTALE		1.797.165
<b>INDICATORI ECONOMICI</b>		
Tempo di ritorno semplice (PBT)	anni	<b>2,42</b>
Valore attuale netto (VAN)		<b>9.519.730</b>
Tasso interno di rendimento (TIR)		<b>40%</b>

## 5 Conclusioni

La seconda versione del codice numerico per il calcolo delle prestazioni di un generatore di calore a biomassa solida abbinato a un ciclo di potenza di piccola taglia, descritta nel presente report, presenta numerosi elementi di novità rispetto alla precedente versione. Innanzitutto si è implementato ex-novo un insieme di funzioni in ambiente Matlab® per il calcolo delle prestazioni del sistema in condizioni di fuori progetto, data la portata di biomassa in ingresso, partendo dalle specifiche dei componenti calcolate preliminarmente dal codice di calcolo in condizioni di progetto (es. aree di scambio termico degli scambiatori di calore, potenze nominali, ecc.). Per mezzo di tali funzioni sono state esaminate molteplici condizioni di funzionamento del sistema, in termini di portata di biomassa di alimentazione, contenuto idrico di biomassa, frazione di ossigeno nei fumi, temperatura dei sali fusi in ingresso in caldaia, temperatura di preriscaldamento dell'aria primaria. In aggiunta, altri parametri potrebbero essere fatti variare con l'attuale versione del codice, tra cui la temperatura dei fumi in ingresso in caldaia (che influenza anche le portate di ricircolo fumi), la temperatura dei sali fusi di uscita dalla caldaia, e la composizione della biomassa.

In parallelo alla nuova sezione del programma dedicata alle condizioni di funzionamento del sistema in condizioni di fuori progetto, si è proceduto a un significativo aggiornamento del codice per quanto riguarda il calcolo delle condizioni progetto. Ciò ha reso possibile il calcolo delle aree di massima di scambio termico dei preriscaldatori d'aria e della caldaia a sali fusi (in quest'ultimo caso, il calcolo dettagliato è presente solo nelle condizioni di progetto), che si rendono necessarie per il calcolo di fuori progetto.

Inoltre, sia per il calcolo di progetto che per il calcolo di fuori progetto, è stata implementata una migliore strategia di modellazione del ricircolo fumi, sia sotto sia sopra griglia, in base al tipo di combustibile, all'eccesso d'aria, alle temperature di preriscaldamento dell'aria comburente, e alla temperatura dei fumi in ingresso caldaia.

In aggiunta a queste funzionalità, lo strumento di calcolo è stato arricchito di ulteriori funzioni per il calcolo della potenza elettrica del gruppo pompe dei sali fusi, e per il calcolo della temperatura di condensa acida (legata agli SOx) nei fumi, per la verifica dell'assenza di fenomeni di corrosione ad opera dei fumi.

Infine, lo strumento di calcolo è stato dotato di un'estensione in ambiente Excel® finalizzata a operare valutazioni economiche preliminari di impianti di potenza di piccola taglia alimentati a biomassa legnosa. Questo tool analizza la situazione attuale di incentivazione della biomassa, e sulla base di stime di costi di investimento e di gestione, oltre che del prezzo a cui sono valorizzate l'energia elettrica e termica prodotte, fornisce stime sui classici indicatori finanziari del progetto (VAN, PBT e TIR). In tal modo è possibile confrontare la fattibilità del sistema con alternative tecnologiche commerciali.

Lo sviluppo di queste nuove funzionalità è stato reso possibile dall'approfondimento dei relativi aspetti tecnologici, energetici ed economici tramite l'analisi in letteratura dello stato dell'arte, indagini di mercato e colloqui con operatori del settore.

Le simulazioni condotte con la nuova versione dello strumento di calcolo hanno considerato diverse configurazioni di impianto, sia in condizioni di progetto che di fuori progetto. Alcuni risultati sono stati inoltre confrontati con quelli ottenuti da un software commerciale, Cycle Tempo®, che è stato scelto a valle di un'analisi costi-benefici. I primi risultati, presentati nel report, dimostrano una buona sintonia tra i due codici numerici.

Sulla base del perfezionamento apportato allo strumento di calcolo, sono auspicabili ulteriori sviluppi in una duplice direzione: una più dettagliata analisi delle possibilità di cogenerazione di tali sistemi energetici, e la definizione di parametri di funzionamento per ottimizzare il rendimento di conversione elettrica del gruppo di potenza, riducendo nel contempo i consumi di biomassa.

Riguardo il primo aspetto, l'implementazione di nuove funzioni per la modellazione di un recuperatore di calore asservito a un'utenza termica, in parallelo o in serie ai preriscaldatori d'aria, permetterebbe di effettuare l'analisi dei benefici che l'abbinamento al teleriscaldamento potrebbe avere sul rendimento globale del sistema.

Riguardo il secondo aspetto, lo studio dell'influenza della temperatura dei fumi in caldaia, strettamente connesso al ricircolo fumi da una parte, e la scelta di diverse miscele di sali fusi con un più ampio campo di stabilità termica dall'altro, potrebbero risultare in punti di lavoro con più elevati rendimenti di conversione elettrica del ciclo motore.

Infine, un ulteriore sviluppo potrebbe orientarsi nell'implementazione di un'interfaccia user-friendly che permetta all'utente di interagire con il codice passando da riga di comando (situazione attuale) a finestra grafica, onde rendere maggiormente accessibile l'utilizzo di questo strumento di calcolo.

Analogamente è previsto uno sviluppo ed un'ulteriore approfondimento delle analisi di tipo economico condotte utilizzando il tool implementato in ambiente Excel®. Saranno completate le analisi economiche prevedendo nuove casistiche (ad esempio biomasse non legnose e rifacimento di impianti esistenti) e automatizzando ulteriormente alcune procedure di calcolo, in modo da poter effettuare anche confronti diretti al variare di alcuni parametri tecnico-economici. Sarà possibile inoltre inserire delle librerie aggiornabili con i parametri dei principali componenti di impianto (includendo costi e caratteristiche). Un ulteriore sviluppo è previsto inoltre in merito allo sviluppo di interfaccia grafiche ed alla possibilità di integrazione con lo strumento di calcolo in Matlab® in modo da poter disporre di uno strumento più completo e versatile per le analisi.

## 6 Riferimenti bibliografici

- Uusitalo, A., Honkatukia, J., Turunen-Saaresti, T., Larjola, J., & Colonna, P. (2011). Suitability of Siloxanes for a Mini ORC Turbogenerator based on High-speed Technology. *1st Int. Seminar on ORC Power Systems*. Delft (Netherlands).
- UNI ISO/TR 17766:2006. (2006). *Pompe rotodinamiche per fluidi viscosi - Correzioni delle prestazioni*.
- Van Loo, S., & Koppejan, J. (2008). In *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing* (pp. 11-12). Earthscan, London.
- Van Loo, S., & Koppejan, J. (2008). Biomass Fuel Properties and Basic Principles of Biomass Combustion. In *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing* (pp. 7-46). Earthscan.
- Bes, T. (2006). Heat Transfer in Tube Bundles - As the critical link - by taking over Energy from Biomass Furnace to drive a Stirling Engine. *Use of Bioenergy in the Baltic Sea Region*, (p. 206-218). Stralsund.
- Bradshaw, R. W., & Siegel, N. P. (2008). Molten Nitrate Salt Development for Thermal Energy Storage in Parabolic Trough Solar Power Systems. *Proc. ASME 2008 Conference on Energy Sustainability*. Jacksonville (Florida, USA).
- Caldera, M., Gerardi, V., & Roberto, R. (2013). *Implementazione di uno strumento di calcolo per l'analisi di sistemi energetici alimentati a biomassa legnosa*. Report RdS/2013/263: Ricerca di Sistema Elettrico.
- Clean Boiler. (n.d.). *Measuring Boiler Efficiency*. Retrieved 2014 from [http://www.cleanboiler.org/Resources/Primer/Primer\\_App1.pdf](http://www.cleanboiler.org/Resources/Primer/Primer_App1.pdf)
- Ebadian, M. A., & Dong, Z. F. (1998). Forced Convection, Internal Flow in Ducts. In Rohsenow, & C. Hartnett (Eds.), *Handbook of Heat Transfer* (III ed., pp. 5.57-5.63). McGraw-Hill.
- D. M. 18 dicembre 2008 - Incentivazione della produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili, ai sensi dell'articolo 2, comma 150, della legge 24 dicembre 2007, n.244 (G.U. n. 1 del 2-1-2009).
- D.M. 4 agosto 2011 - Integrazioni al D.Lgs. 8 febbraio 2007, n.20, di attuazione della direttiva 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile sul mercato interno dell'energia, e modificativa della direttiva 92/42/CE (G.U. n.218 del 19-9-2011).
- D.M. 5 settembre 2011 - Definizione del nuovo regime di sostegno per la cogenerazione ad alto rendimento ( G.U. n. 218 del 19-9-2011).
- D.M. 6 luglio 2012 - Incentivi per energia da fonti rinnovabili elettriche non fotovoltaiche (idroelettrico, geotermico, eolico, biomasse, biogas) (GU n. 159 del 10-07-2012, Supplemento Ordinario n.143).
- Dow Chemical Company. (n.d.). DOWTHERM J Heat Transfer Fluid Product Technical Data.
- Guglielmini, G., & Pisoni, C. (1996). Appendice B.1 - Proprietà dei gas a pressione atmosferica. In *Elementi di Trasmissione del Calore* (p. 372). Masson Ed.
- Guglielmini, G., & Pisoni, C. (1996). Convezione forzata nei condotti. In *Elementi di trasmissione del calore* (pp. 188-189). Masson.
- Ganapathy, V. (1994). *Steam Plant Calculations Manual* (II ed.). Marcel Dekker, Inc.
- Gnielinski, V. (2010). Heat Transfer in Helically Coiled Tubes. In *VDI Heat Atlas* (II ed., pp. 709-711). Springer.
- Heatec, B. (2014). Comunicazione personale.
- Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). Fouling of Heat Exchangers. In *Heat Exchangers - Selection, Rating, and Thermal Design* (pp. 251-252). CRC Press.
- Naphon, P., & Wongwises, S. (2006). A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 10, 463-490.

- Noussan, M., & Roberto, R. (2013). *Analisi degli impianti cogenerativi di piccola e media taglia a biomassa legnosa*. From [http://www.regione.vda.it/energia/renerfor/default\\_i.asp](http://www.regione.vda.it/energia/renerfor/default_i.asp)
- NREL. (2009 July). *Solar Advisor Model Reference Manual - NREL*. Retrieved 2014 July 01-September from [https://www.nrel.gov/analysis/sam/pdfs/sam\\_csp\\_reference\\_manual\\_3.0.pdf](https://www.nrel.gov/analysis/sam/pdfs/sam_csp_reference_manual_3.0.pdf)
- McBride, B. J., Gordon, S., & Reno, M. A. (1993). *Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species*. NASA. NASA.
- McKetta, J. J. (1997). *Encyclopedia of Chemical Processing and Design* (Vol. 61). Marcel Dekker, Inc.
- McKetta, J. J. (1997). *Encyclopedia of Chemical Processing and Design* (I ed., Vol. 61). Marcel Dekker, Inc.
- PW Power Systems. (2013). Organic Rankine Cycle Technology.
- Sulzer Pumps Ltd. (2010). Behavior of Centrifugal Pumps in Operation. In *Centrifugal Pump Handbook* (III ed., p. 50-55). Elsevier.
- Siegel, N. P., Bradshaw, R. W., Cordaro, J. B., & Kruiženga, A. M. (2011). Thermophysical Property Measurement of Nitrate Salt Heat Transfer Fluids. *Proc. ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability*. Washington DC.
- Rayaprolu, K. (2009). Boiler Basics. In *Boilers for Power and Process* (p. 18). CRC Press.
- Roetzel, W., & Spang, B. (2010). Thermal Design of Heat Exchangers. In *VDI Heat Atlas* (pp. 41-43). Springer.
- Roetzel, W., & Spang, B. (2010). Thermal Design of Heat Exchangers. In *VDI Heat Atlas* (II ed., p. 41-43). Springer.
- Teir, S., & Jokivuori, A. (2002). Thermal Design of Heat Exchangers. In *Steam Boiler Technology eBook*. Helsinki University of Technology - Department of Mechanical Engineering.
- Thulukkanam, K. (2013). Heat Exchanger Thermohydraulic Fundamentals. In *Heat Exchanger Design Handbook* (II ed., pp. 58-61). CRC Press.

## 7 Abbreviazioni ed acronimi

<b>variabile</b>	<b>u.d.m.</b>	<b>significato</b>
$c_p$	$\text{kJ}/(\text{kg K})$	Capacità termica massica
CAR		Cogenerazione ad alto rendimento
CHP $E\eta$		Rendimento elettrico di cogenerazione
CHP $H\eta$		Rendimento termico di cogenerazione
$E_{\text{CHP}}$		Energia elettrica da cogenerazione
$E_{\text{UNITA'}}$		Energia elettrica prodotta
$F_{\text{UNITA'}}$		Consumo di energia primaria
$h$	$\text{kJ}/\text{kg}$	Entalpia
$H_{\text{CHP}}$		Calore utile da cogenerazione
$I$		Incentivo
$\dot{m}$	$\text{kg}/\text{h}$	Portata in massa
$M$	%	Contenuto idrico della biomassa
$Q$	$\text{kW}$	Potenza termica
$PES$		Primary energy saving
$Pr$		Premio
$Q_u$	$\text{kW}$	Potenza termica utile
$Q_l$	$\text{kW}$	Potenza termica dispersa
$P_z$		Prezzo zonale orario dell'energia
$R$	$\text{J}/(\text{mol K})$	Costante dei gas 8,31451 $\text{J}/(\text{mol K})$
Ref $E\eta$		Rendimento di riferimento per la produzione separata di elettricità
Ref $H\eta$		Rendimento di riferimento per la produzione separata di calore
$T$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura
$T_b$		Tariffa incentivante base
$T_o$		Tariffa incentivante omnicomprensiva
<b>Lettere greche</b>		
$\varepsilon$	%	Efficienza dello scambiatore di calore
$\eta$	%	Rendimento di conversione
$V$	$\text{Nm}^3/\text{h}$	Portata volumica
<b>Pedici</b>		
B		Biomassa
BX		Caldaia
C		Combustione
e		Elettrico
FX		Combustore
foc		Focolare
FG		Fumi

GC	Generatore di calore a biomassa (inclusi i preriscaldatori dell'aria e il ricircolo fumi)
in	Ingresso nel componente
out	Uscita dal componente
MS	Sali fusi
PA	Aria primaria
prod	Produzione
PX	Recuperatore di calore per il preriscaldamento aria primaria
RG	Fumi di ricircolo
SA	Aria secondaria
stack	Camino
SX	Recuperatore di calore per il preriscaldamento aria secondaria
TF	Fluido termovettore (es. alternativa ai sali fusi)