

# **POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in  
Ingegneria Energetica



## **Confronto di differenti soluzioni per la valorizzazione energetica della combustione di biomasse**

Relatore: Prof. Paolo CHIESA

Co-relatore: Ing. Giulio BORTOLUZZI

Tesi di Laurea di:

Luca CATERINA

Matr. 735238

Anno Accademico 2013 - 2014



## **Ringraziamenti**

Ringrazio la mia famiglia perché mi ha sostenuto, ha fatto sacrifici per permettermi di ottenere questo traguardo e soprattutto per la grande pazienza che ha avuto nei momenti in cui stavo per desistere.

Ringrazio il professor Paolo Chiesa che mi ha dato la possibilità di svolgere questo lavoro. Ringrazio Giulio Bortoluzzi per la sua disponibilità e pazienza che mi hanno permesso di svolgere il mio compito con estrema tranquillità.

Ringrazio Cristina per la sua presenza costante: è stata la sorgente della mia forza e della mia serenità. Ringrazio i miei amici perché nei momenti più impegnativi, uscire, ridere e scherzare con loro mi ha sempre fatto tornare il sorriso. Ringrazio i miei compagni di squadra, perché grazie ai momenti passati con loro nello spogliatoio e sui campi di gioco, non ho rinunciato alla mia passione, il calcio. Infine ringrazio svariati autori di romanzi e serie tv, che mi hanno concesso momenti di svago tra una pagina e l'altra di questa tesi.



# Indice Generale

|          |   |    |
|----------|---|----|
|          | <b>Sommario</b> .....   | ix |
|          | <b>Abstract</b> .....   | x  |
|          | <b>Introduzione</b> .....                                     | xi |
| <b>1</b> | <b>Biomasse: tipologie e proprietà</b> .....                  | 1  |
|          | 1.1 Definizione .....   | 1  |
|          | 1.2 Disponibilità e filiera.....                              | 1  |
|          | 1.3 Proprietà delle biomasse.....                             | 7  |
|          | 1.4 Potere calorifico, densità, umidità.....                  | 15 |
|          | 1.5 Tipologie di biomasse .....                               | 19 |
|          | 1.5.1 Pellets.....  | 22 |
|          | 1.6 Emissioni.....  | 22 |
| <b>2</b> | <b>Processi di conversione delle biomasse</b> .....           | 25 |
|          | 2.1 Tipologie dei sistemi di conversione.....                 | 25 |
|          | 2.2 Reattori e parametri di processo.....                     | 27 |
|          | 2.3 Processi di conversione termochimica .....                | 32 |
|          | 2.3.1 Essiccazione .....                                      | 32 |
|          | 2.3.2 Pirolisi.....   | 33 |
|          | 2.3.3 Gassificazione .....                                    | 34 |
|          | 2.3.4 Processi Fischer-Tropsch.....                           | 35 |
|          | 2.3.5 Combustione .....                                       | 36 |
|          | 2.4 Processi di conversione biochimica e meccanica.....       | 40 |
|          | 2.4.1 Digestione anaerobica per la produzione di biogas ..... | 41 |
|          | 2.4.2 Fermentazione di oli per la produzione di etanolo.....  | 41 |
|          | 2.5.1 Estrazione, raffinazione, esterificazione .....         | 42 |
|          | 2.5 Processi di conversione secondaria .....                  | 43 |
|          | 2.6 Caldaie .....   | 45 |
|          | 2.7 Generazione di elettricità.....                           | 50 |
|          | 2.7.1 Turbine a vapore .....                                  | 51 |
|          | 2.7.2 Cicli ORC.....  | 53 |
|          | 2.7.3 Turbine a gas.....                                      | 59 |
|          | 2.7.4 Microturbine .....                                      | 61 |
| <b>3</b> | <b>Casi di studio: valutazioni preliminari</b> .....          | 67 |
|          | 3.1 Descrizione degli impianti.....                           | 67 |
|          | 3.2 Il combustibile.....                                      | 67 |
|          | 3.3 Software utilizzati.....                                  | 70 |
|          | 3.3.1 Refprop .....   | 70 |

|          |  |            |
|----------|--|------------|
| 3.3.2    | GS .....   | 71         |
| <b>4</b> | <b>Impianto caldaia con ciclo ORC .....</b>                        | <b>73</b>  |
| 4.1      | Descrizione della configurazione d'impianto.....                   | 73         |
| 4.2      | La caldaia .....   | 74         |
| 4.3      | Il fluido termovettore: olio diatermico .....                      | 77         |
| 4.4      | Ciclo ORC .....  | 78         |
| 4.4.1    | Scelta del fluido di lavoro .....                                  | 79         |
| 4.4.2    | Valutazione del ciclo termodinamico.....                           | 80         |
| 4.4.3    | Potenze e rendimento .....   | 86         |
| 4.4.4    | Analisi di sensitività.....  | 87         |
| 4.4.4.1  | Temperatura di condensazione .....                                 | 87         |
| 4.4.4.3  | Presenza del surriscaldamento .....                                | 89         |
| 4.4.4.3  | Presenza della rigenerazione .....                                 | 91         |
| 4.5      | Rendimento del sistema e conclusioni .....                         | 93         |
| <b>5</b> | <b>Impianto caldaia con microturbina ad aria e ciclo ORC .....</b> | <b>95</b>  |
| 5.1      | Descrizione della configurazione d'impianto.....                   | 95         |
| 5.2      | La microturbina ad aria .....                                      | 95         |
| 5.3      | Il sistema caldaia-microturbina nel software GS .....              | 98         |
| 5.4      | Ciclo ORC e analisi di sensitività.....                            | 103        |
| 5.5      | Rendimento del sistema e confronto con il ciclo precedente ..      | 108        |
| <b>6</b> | <b>Conclusioni e sviluppi futuri .....</b>                         | <b>111</b> |
|          | <b>Bibliografia .....</b>  | <b>I</b>   |

## Elenco delle Figure

|      |  |    |
|------|--|----|
| 1.1  | Il ciclo della biomassa.....   | 2  |
| 1.2  | Sezione utile della Terra ai fini dell'intercettazione della radiazione solare .....   | 3  |
| 1.3  | La filiera della biomassa .....  | 6  |
| 1.4  | Andamento del potere calorifico delle biomasse al variare del contenuto di ceneri su base secca (Fonte: [2]) .....   | 9  |
| 1.5  | Emissioni versus contenuto di ceneri su base secca (Fonte: [2]).....   | 9  |
| 1.6  | Redditività impianti termochimici a biomasse in base al contenuto di ceneri nel combustibile (Fonte: stazione sperimentale per i combustibili, 2005) ..... | 10 |
| 1.7  | Composizione della biomassa sulla base dell'analisi preliminare (Fonte: [2]) .....   | 10 |
| 1.8  | Componenti fondamentali presenti nella biomassa (Fonte: [2]).....  | 12 |
| 1.9  | Struttura delle catene di cellulosa e formazione dei ponti di idrogeno .....   | 13 |
| 1.10 | Ramificazioni di emicellulosa su una catena di cellulosa.....  | 14 |
| 1.11 | Legame chimico principale presente nelle molecole di lignina.....  | 14 |
| 1.12 | NCV in funzione della percentuale di umidità nel combustibile tal quale (Fonte: [3]) .....   | 16 |
| 1.13 | Spazio necessario [m <sup>3</sup> ] nel caso di 10 MWh per diverse biomasse (Fonte: [2]) .....   | 17 |
| 1.14 | Efficienza caldaia versus contenuto di umidità (Fonte: [2]).....   | 19 |
| 1.15 | Biomasse residuali e colture energetiche (Fonte: ISES, 2002).....  | 20 |
| 1.16 | Biomasse di origine vegetale e animale (Fonte: ISES, 2002).....  | 20 |
| 1.17 | Pellets .....  | 22 |
| 2.1  | Processi di conversione e utilizzi energetici delle biomasse.....  | 26 |
| 2.2  | Esempio di reattore a letto fisso controcorrente.....  | 29 |
| 2.3  | Esempio di reattore a letto fisso equicorrente.....  | 29 |
| 2.4  | Parametri che influenzano l'efficienza e le emissioni della combustione (Fonte: [3]).....  | 38 |
| 2.5  | Alcune reazioni del processo di combustione.....   | 39 |
| 2.6  | Reazione di transesterificazione con metanolo.....   | 43 |
| 2.7  | Caldaia a griglia fissa.....   | 46 |
| 2.8  | Esempio di griglia mobile inclinata (Fonte: [3]).....  | 47 |
| 2.9  | Caldaia a griglia mobile (Fonte: [3]) .....  | 48 |
| 2.10 | Rappresentazione del ciclo ORC sul diagramma T-s e dei rispettivi componenti.....  | 53 |
| 2.11 | Esempi di fluido isoentropico, wet e dry sul diagramma T-s .....   | 55 |
| 2.12 | Principali applicazioni dei cicli ORC sul mercato (Fonte: [1]) .....   | 59 |

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 2.13 | Schema di funzionamento ed elenco dei componenti di una microturbina.....  | 62  |
| 2.14 | Prestazioni dei cicli rigenerativi reali, in confronto con i cicli semplici (Fonte: [6]) .....                                     | 63  |
| 4.1  | Esempio di schema di impianto con caldaia a biomassa accoppiata a un ciclo ORC.....  | 73  |
| 4.2  | Schema concettuale con cui è stata modellizzata la caldaia a biomassa con ciclo ORC nel software GS .....                          | 75  |
| 4.3  | Schema concettuale dell'impianto ORC rigenerativo utilizzato nel caso in esame .....   | 79  |
| 4.4  | Curva di saturazione del toluene nel diagramma T-s.....  | 80  |
| 4.5  | Rappresentazione del ciclo termodinamico sul diagramma T-s .....   | 82  |
| 4.6  | Diagramma T- $\dot{Q}$ tra olio diatermico e toluene nell'evaporatore-surriscaldatore del ciclo ORC .....                          | 84  |
| 4.7  | Diagramma T- $\dot{Q}$ all'interno del rigeneratore .....  | 85  |
| 4.8  | Diagramma T-s del ciclo ORC all'aumentare della temperatura di condensazione .....   | 88  |
| 4.9  | Diagramma T-s del ciclo ORC con e senza surriscaldamento.....  | 90  |
| 4.10 | Diagramma T- $\dot{Q}$ tra olio diatermico e toluene nell'evaporatore-surriscaldatore del ciclo ORC nel caso non rigenerativo..... | 92  |
| 5.1  | Schema concettuale della microturbina ad aria a combustione esterna .....  | 96  |
| 5.2  | Schema concettuale della sezione di impianto caldaia-microturbina .....  | 99  |
| 5.3  | Diagramma T- $\dot{Q}$ tra fumi di combustione e l'aria della microturbina.....  | 101 |
| 5.4  | Diagramma T- $\dot{Q}$ del rigeneratore della microturbina.....  | 102 |
| 5.5  | Rappresentazione del ciclo termodinamico sul diagramma T-s .....   | 103 |
| 5.6  | Diagramma T- $\dot{Q}$ tra olio diatermico e toluene .....   | 105 |
| 5.7  | Diagramma T- $\dot{Q}$ all'interno del rigeneratore .....  | 105 |



## Elenco delle Tabelle

|      |   |    |
|------|---|----|
| 1.1  | Analisi definitiva di alcune biomasse e confronto con il carbone (Fonte: [1]).....  | 11 |
| 1.2  | Confronto tra diversi tipi di biomasse solide sulla base dell'analisi definitiva (% in peso base secca con ceneri) (Fonte: Demirbas, 2004).....             | 11 |
| 1.3  | Analisi strutturale di alcune biomasse (% in peso) (Fonte: Demirbas, 1997).....   | 12 |
| 1.4  | PCI e densità di alcuni combustibili (Fonte: [1]).....  | 18 |
| 1.5  | Emissioni nel gas naturale e nella biomassa.....  | 24 |
| 2.1  | Parametri dei processi termochimici (Fonte: [1]).....   | 31 |
| 2.2  | Tipologie e caratteristiche dei vari tipi di pirolisi (Fonte: [1]).....   | 34 |
| 2.3  | PCI e prezzi delle principali biomasse (Fonte: [1]).....  | 44 |
| 2.4  | Stato attuale del mercato microturbine (Fonte: [1]).....  | 65 |
| 3.1  | Composizione percentuale del pellet in massa, in base tal quale e dry ash free, ricavata tramite analisi definitiva.....                                    | 68 |
| 3.2  | Composizione percentuale del pellet in massa, ottenuta dalla dry ash free isolando il char e composizione percentuale in massa della frazione volatile..... | 68 |
| 3.3  | Composizione, massa molecolare, potere calorifico superiore ed inferiore, frazioni molari e massiche della frazione volatile.....                           | 69 |
| 3.4  | Composizione del combustibile sulla base dell'analisi definitiva.....   | 69 |
| 3.5  | Composizione globale del combustibile e PCI di interesse.....   | 70 |
| 4.1  | Risultati della modellizzazione della caldaia a biomassa.....   | 77 |
| 4.2  | Caratteristiche dell'olio diatermico AGIP ALARIA 3HT.....   | 78 |
| 4.3  | Proprietà del toluene.....  | 79 |
| 4.4  | Proprietà dei punti del ciclo calcolate tramite il software Refprop.....  | 83 |
| 4.5  | Risultati finali della sezione di analisi termodinamica.....  | 86 |
| 4.6  | Potenze e rendimento del ciclo ORC.....   | 87 |
| 4.7  | Portate, temperatura di uscita dell'olio e potenze termiche all'aumentare della temperatura di condensazione del ciclo ORC.....                             | 88 |
| 4.8  | Potenze e rendimento del ciclo ORC all'aumentare della temperatura di condensazione.....  | 89 |
| 4.9  | Confronto di parametri e prestazioni tra cicli ORC con e senza surriscaldamento.....  | 90 |
| 4.10 | Confronto di parametri e prestazioni tra cicli ORC con e senza rigenerazione.....   | 91 |
| 4.11 | Confronto di parametri e prestazioni tra cicli ORC non rigenerativi all'aumentare della temperatura di condensazione.....                                   | 92 |

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 4.12 | Confronto di parametri e prestazioni tra cicli ORC non rigenerativi con e senza surriscaldamento.....                                      | 93  |
| 4.13 | Rendimento elettrico globale del sistema caldaia-ciclo ORC nelle varie configurazioni di impianto analizzate.....                          | 94  |
| 5.1  | Parametri caratteristici calcolati in fase di progetto e reali della microturbina Capstone C200 (Fonte: [16]).....                         | 97  |
| 5.2  | Proprietà termodinamiche dei punti del ciclo della microturbina ottenute in fase di calibrazione .....                                     | 98  |
| 5.3  | Proprietà termodinamiche dei punti del ciclo della microturbina che riceve calore dai fumi di combustione della caldaia.....               | 101 |
| 5.4  | Prestazioni del sistema caldaia-microturbina.....  | 102 |
| 5.5  | Proprietà termodinamiche dei punti del ciclo calcolate tramite il software RefProp .....   | 104 |
| 5.6  | Risultati e prestazioni del ciclo ORC analizzato.....  | 106 |
| 5.7  | Risultati e prestazioni del ciclo ORC all'aumentare della temperatura di condensazione.....  | 107 |
| 5.8  | Risultati e prestazioni del ciclo ORC nel caso rigenerativo senza surriscaldamento e non rigenerativo con surriscaldamento .....           | 107 |
| 5.9  | Risultati e prestazioni dei cicli non rigenerativi in assenza di surriscaldamento e all'aumentare della temperatura di condensazione ..... | 108 |
| 5.10 | Rendimento elettrico globale del sistema nei due casi di studio affrontati.....  | 108 |
| 5.11 | Rendimento elettrico globale del sistema a seconda della configurazione del ciclo ORC, nei due casi di studio.....                         | 109 |

## Sommario

Il lavoro svolto prende in considerazione la possibilità di realizzare due configurazioni di impianto per valorizzare in termini di produzione di energia elettrica la combustione delle biomasse. Per il livello termico considerato, le scelte impiantistiche migliori sono l'adozione di cicli a fluido organico (ORC) e di microturbine. Lo studio può essere suddiviso in 3 fasi; una prima volta a presentare le principali proprietà e tipologie delle biomasse. Una seconda in cui vengono analizzati i principali processi di conversione delle biomasse in combustibili utilizzabili, in energia termica e in energia elettrica. Un'ultima fase in cui vengono modellizzate due differenti configurazioni di impianto con l'obiettivo di massimizzare la produzione di energia elettrica a fronte della stessa potenza termica entrante con il combustibile. All'interno dei due casi sono state svolte analisi di sensitività per valutare l'influenza di alcuni parametri d'interesse. Infine, i risultati delle due configurazioni impiantistiche sono stati analizzati e confrontati sulla base degli obiettivi che erano stati prefissati, valutando rispettivi vantaggi e svantaggi e la fattibilità delle soluzioni proposte.

**Parole chiave:** biomasse, pellet, microturbina, ORC, produzione elettrica, rendimento elettrico, analisi di sensitività

# Abstract

The aim of this work is to study the possibility to realize two different plant configurations to value the biomass combustion in terms of electricity generation. For the considered heat level, the best choice about the plant configuration is to use an Organic Rankine Cycle (ORC) or the technology of micro-turbines. The case study has been conducted according the following steps; firstly, main properties and types of biomasses are presented. The second part is focused on the methods with which the biomass is converted into combustibles, thermal energy and electricity. In the last part two different plant configurations are modelled in order to maximise the power production with the same thermal power entering in the system with the combustible. A sensitivity analysis have been conducted in the two cases to value the influence of some parameters. Finally, the results of the two plant configurations have been analysed and compared on the base of the prefixed proposals, evaluating both advantages and drawbacks and the feasibility of the proposed solutions.

**Keywords:** biomass, pellet, microturbine, ORC, power production, electrical efficiency, sensitivity analysis

## Introduzione

Le biomasse raggruppano tutti quei materiali di origine vegetale che non hanno subito alcun processo di fossilizzazione (diversamente dai vettori energetici fossili come il gasolio, il carbone o il gas metano). Il vantaggio è che, utilizzando la biomassa per produrre energia, si libera la stessa quantità di CO<sub>2</sub> che era già fissata nella biomassa senza immetterne di “nuova” nell'ambiente. Perciò, in linea di massima la biomassa è considerata una fonte rinnovabile. Le applicazioni che utilizzano biomasse o derivati come combustibile sono molteplici: da piccole stufe e caldaie per il riscaldamento domestico a grandi centrali per la produzione termica, dalla produzione elettrica di pochi kW a grandi impianti “grid connected” di alcuni MW e, soprattutto, in moltissimi sistemi in assetto cogenerativo. Si stima che sulla Terra vengano prodotte circa 120 Gt di biomassa all'anno, equivalenti a un contenuto energetico dell'ordine di 70000 Mtep, tali da rendere la biomassa la quarta risorsa di energia primaria, rappresentando il 10% di quest'ultima a livello mondiale.

In questo lavoro si considererà la combustione della biomassa e la possibilità di valorizzarla al massimo per la produzione di energia elettrica, non approfondendo le possibilità di recupero termico. Lo studio è basato su due tecnologie, quella dei cicli ORC e quella delle microturbine, che stanno avendo una crescente diffusione nel panorama energetico mondiale come sistemi energetici in grado di produrre energia in modo efficiente anche con sorgenti termiche a temperatura variabile e/o a bassa temperatura. Sono state quindi analizzate queste tecnologie applicate a sistemi per convertire in energia elettrica il calore prodotto dalla combustione in caldaia di biomassa.

Lo studio svolge nel primo capitolo una panoramica sulle proprietà e le tipologie di biomasse esistenti; un secondo capitolo descrive i processi di conversione dell'energia chimica delle biomasse in energia termica ed elettrica, focalizzandosi in particolare su cicli organici e microturbine, oggetto dell'elaborato. Verranno successivamente presentate due configurazioni di impianto: un sistema costituito da caldaia a biomassa e ciclo ORC a valle nel primo caso e un secondo formato da caldaia, microturbina ad aria a combustione esterna e ciclo ORC. Il lavoro terminerà con confronto tra i due casi per capire quali di essi è più vantaggioso in termini energetici dal punto di vista della sola produzione di energia elettrica.



# 1 Biomasse: tipologie e proprietà

## 1.1 Definizione

Con il termine *Biomassa*, che letteralmente significa “materia biologica”, si intende una categoria di sostanze organiche non fossili di origine vegetale e animale, composte prevalentemente da carbonio, idrogeno e ossigeno, che possono essere utilizzate direttamente come sorgenti di energia e sostentamento (cibo) ovvero indirettamente come fonti di energia esterna (biomasse e biocombustibili, di più facile impiego negli impianti di conversione).

In Italia, la definizione presente nella normativa di riferimento è data dal decreto d.lgs. 387/2003, art.2 della direttiva europea 2001/77/CE (ripreso dalla direttiva europea 2009/28/CE):

*Per biomassa si intende la parte biodegradabile dei prodotti, rifiuti e residui provenienti dall'agricoltura (comprendente sostanze vegetali e animali) e dalla silvicoltura e dalle industrie connesse, nonché la parte biodegradabile dei rifiuti industriali e urbani.*

Vengono catalogate come biomasse:

- Composti vegetali tra cui: produzioni e residui agricoli e forestali, piante legnose, erbacee, frutti e semi e colture energetiche dedicate.
- Residui di industria agro-alimentare.
- Reflui zootecnici.
- Liquami.
- Frazione organica del residuo solido urbano (FORSU).

## 1.2 Disponibilità e filiera

La biomassa è considerata una fonte energetica rinnovabile in quanto materiale organico non di origine fossile ma proveniente da cicli biologici e dotata delle caratteristiche di disponibilità e rinnovabilità gratuita della fonte primaria nei limiti di riproducibilità del ciclo di origine.

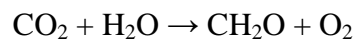
La sorgente primaria è la fonte solare: l'energia della biomassa deriva infatti da processi di fotosintesi clorofilliana in quanto le piante sono in grado di accrescersi acquisendo acqua e CO<sub>2</sub> dall'ambiente atmosferico e convertendoli, utilizzando la radiazione solare, in lunghe catene di

carboidrati  $C_x(H_2O)_y$  e rilasciando ossigeno nell'ambiente stesso; successivamente la biomassa può essere convertita in un apposito combustibile che può essere impiegato in un ciclo termodinamico liberando  $CO_2$  e  $H_2O$  in ambiente, riequilibrando il sistema. Se le piante sono sostituite e se non ci sono emissioni inquinanti nelle varie parti della filiera della biomassa, il processo può considerarsi ciclico (Fig.1.1).



Figura 1.1 Il ciclo della biomassa

La fotosintesi clorofilliana è governata dalla reazione:



Tale reazione ha  $\Delta H = -470$  MJ/kmol ed è pertanto esotermica. Per far sì che essa avvenga è necessaria l'energia solare fornita da otto fotoni; l'energia di un fotone è data da:

$$E = h \cdot c / \lambda \quad [J] \quad (1.1)$$

Con:

$h$  = costante di Planck =  $6,626 \cdot 10^{-34}$  J·s.

$c$  = velocità della luce =  $3 \cdot 10^8$  m/s.

$\lambda$  = lunghezza d'onda misurata in nanometri; nel campo del visibile che va da 400 a 700  $\mu m$ , si utilizza solitamente una lunghezza d'onda media pari a 575  $\mu m$ .



Quindi si avrà:

$$8 \cdot E \cdot N_A = 1,67 \text{ GJ/Kmol} \quad (1.2)$$

Ove:

$$N_A = \text{numero di Avogadro} = 6,022 \cdot 10^{23}$$

Il rendimento del processo di fotosintesi è molto basso: viene sfruttata infatti solamente una parte dello spettro solare, da 400 a 700  $\mu\text{m}$ , con una perdita del 43% e un ulteriore 20% si perde per fenomeni di riflessione o cattivo assorbimento. A fronte di un rendimento teorico massimo del 28,1%, i valori reali oscillano tra lo 0,1% delle coltivazioni in terreno a bassa resa e il 10% delle coltivazioni in acqua ad alta resa.

I pianeti del sistema solare, e quindi anche la Terra, possono intercettare solo una frazione dell'energia irradiata dal Sole nello spazio, in proporzione all'angolo solido sotto cui ciascuno di essi è visto dal Sole; tale angolo dipende dalle dimensioni del pianeta e dalla sua distanza dal Sole. Nel caso della Terra la sezione utile ai fini dell'intercettazione della radiazione solare corrisponde approssimativamente a un cerchio di raggio medio pari a 6367 km. Questo cerchio, considerata la distanza media della Terra dal Sole (149,6 milioni di km), se fosse disposto perpendicolarmente alla direzione di provenienza dai raggi solari e in assenza di atmosfera, riceverebbe una *potenza radiante* pari a  $174 \cdot 10^6$  GW. Se ora dividiamo questa potenza per l'area del cerchio terrestre esposto al Sole, abbiamo una *potenza radiante (W) per unità di area (m<sup>2</sup>)*, detta *costante solare*, pari a  $I = 1366,9$  W/m.

Questa grandezza è chiamata anche irradianza (o radianza).

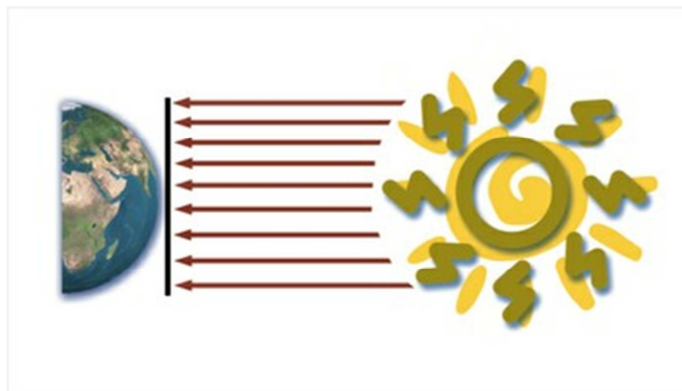


Figura 1.2 Sezione utile della Terra ai fini dell'intercettazione della radiazione solare

I valori di radianza realmente riscontrabili sul pianeta sono però differenti, in quanto condizionati da diversi fattori: la distanza Terra-Sole (che varia durante l'anno), la presenza dell'atmosfera che costituisce un filtro che attenua l'irradianza, l'influenza delle nubi (fenomeno molto difficile da quantificare perché molto variabile nel tempo e per quantità) e la forma sferoidale della Terra (la condizione di perpendicolarità dei raggi rispetto alla superficie idealmente descritta in precedenza si raggiunge solo nella posizione dello zenit; ma la forma sferica del nostro pianeta rende il percorso giornaliero del sole nella volta celeste diverso da un luogo geografico all'altro: per questo motivo alle nostre latitudini il sole non raggiunge mai lo zenit, mentre nella fascia tropicale solo a mezzogiorno). Per tutte queste ragioni, in Italia Centrale si riscontra, al suolo, un valor medio d'irradianza globale orizzontale pari a  $180 \text{ W/m}^2$ . Man mano che ci si sposta verso le regioni settentrionali questo valore diminuisce (circa  $160 \text{ W/m}^2$ , pianura Padana), mentre al Sud, com'è facilmente intuibile, si registrano valori considerevolmente più alti (oltre  $200 \text{ W/m}^2$ , Sicilia Sud-orientale).

Per le nostre latitudini, considerando tutto lo spettro elettromagnetico, è possibile assumere un valore della costante solare pari a  $170 \text{ W/m}^2 = 1489 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{anno} = 5,36 \text{ GJ/m}^2 \cdot \text{anno}$ .

Se, al contrario, si considera solo lo spettro visibile (da  $400$  a  $700 \mu\text{m}$ ) il valore della costante solare è pari a  $2,31 \text{ GJ/m}^2 \cdot \text{anno}$  e moltiplicando per il rendimento teorico massimo (pari a  $28,1\%$ ) si ottiene un valore di  $0,649 \text{ GJ/m}^2 \cdot \text{anno}$ .

Tenendo conto che un ettaro è pari a  $10000 \text{ m}^2$  e che il potere calorifico inferiore della biomassa è convenzionalmente fissato a  $17,5 \text{ MJ/kg}_{\text{secco}}$ , si può esprimere tal energia in termini di tonnellate di biomassa secca prodotta per ogni ettaro in un anno:

$$\frac{0,649 \cdot 10000}{17,5} = 370 \text{ t}_{\text{secca}}/\text{ettaro} \cdot \text{anno} \quad (1.3)$$

Tale risultato è però solamente teorico e mai raggiungibile poiché, oltre alle ragioni già citate in precedenza (riflessioni e cattivo assorbimento e la perdita legata al fatto che si considera solo lo spettro visibile, peraltro già conteggiata nei calcoli), bisogna tener conto di altri fattori esterni, quali possono essere la disponibilità fisica di acqua (che dipende dal luogo dove da cui è posizionata la biomassa) o altri componenti come fosforo, azoto, potassi e altri minerali che possono venire a mancare. Per questi motivi un valore più realistico è pari a circa  $8 \div 10 \text{ t}_{\text{secca}}/\text{ettaro} \cdot \text{anno}$  per foreste a rotazione breve e di  $15 \div 40 \text{ t}_{\text{secca}}/\text{ettaro} \cdot \text{anno}$  per piante a rotazione annuale e il rendimento del processo si attesta all'incirca sull' $1,14\%$ .

Nonostante tale valore sia molto basso, la grande diffusione delle biomasse permette di soddisfare ampiamente il fabbisogno energetico. Infatti, come riportato in [1], sulla Terra vengono prodotte globalmente circa 120 Gt di biomassa all'anno, distribuite per il 50% nell'acqua, il 35% nelle foreste, il 10% nelle savane e nelle praterie e il 5% nei terreni coltivati, che equivalgono a un contenuto energetico dell'ordine di 70000 Mtep (dati del *World Energy Assessment* dell'ONU, 2004). Tale valore è solamente potenziale, mentre un dato più realistico si attesta sui 12000 Mtep, ma è comunque molto superiore al consumo mondiale di energia primaria annuale pari a 8000 Mtep. A livello mondiale il 10% del totale dell'energia primaria proviene dalla biomassa facendo di essa la quarta risorsa di energia primaria dopo, rispettivamente, petrolio, carbone e gas naturale. Per quanto riguarda l'Europa, il 3,5% della propria energia (circa 40 Mtep/anno) viene ricavato dalle biomasse, mentre in Italia copre solo il 2% del fabbisogno con tale fonte di energia, attestandosi al di sotto della media europea.

I principali vantaggi per cui conviene lo sfruttamento delle biomasse, sono:

- Sostenibilità energetica.
- Sostenibilità economica.
- Diversificazione degli approvvigionamenti.
- Facilità di stoccaggio.
- Ricadute positive sulla rivitalizzazione dei terreni incolti.
- Ricadute positive sulla produzione agricola (fonte di reddito).
- Rivalutazione di materiali residui altrimenti scartati.

Tuttavia sono presenti anche alcuni svantaggi, tra cui:

- Domanda di acqua addizionale.
- Impoverimento del suolo dovuto a un utilizzo intensivo.
- Perdita della biodiversità.
- Uso di pesticidi e fertilizzanti dannosi.
- Competizione con la produzione di cibo.

A questi inconvenienti va aggiunto che l'utilizzo energetico della biomassa comporta la realizzazione di una complessa filiera di produzione e distribuzione con i conseguenti consumi e costi; tale catena può essere riassunta nei seguenti passaggi:

1. Produzione (coltivazione/allevamento).
2. Raccolto e trasporto nel sito di utilizzo.
3. Conversione (comprendente trattamenti e relativi stoccaggi).
4. Distribuzione (caso di prodotti intermedi come biocombustibili).
5. Uso finale.

E' necessario quindi considerare l'energia necessaria alla filiera; per quanto riguarda la produzione occorrono concimi, fertilizzanti, irrigazioni, utensili e macchinari che a loro volta richiedono combustibili di tipo fossile. La fase di trasporto necessita anch'essa di combustibile fossile così come la fase di conversione e (ove fosse presente) di distribuzione. Bisognerà quindi confrontare l'energia utile ottenuta con l'energia fossile che è stata spesa durante le varie fasi; il rendimento reale del processo tiene conto di tutta la filiera e non solo della fase di conversione. Più che di efficienza globale si parla di ritorno sull'investimento, noto come EROEI (o EROI), cioè il rapporto tra l'energia ricavata da un impianto nella sua vita media e tutta l'energia spesa per arrivare al suo ottenimento. Pertanto, una fonte energetica con un EROEI inferiore a uno è energeticamente in perdita. Oltre a ciò bisogna ricordare che l'intera filiera è soggetta ad elevati costi di esercizio.

In conclusione si può affermare che la biomassa è una delle principali fonti di energia che le tecnologie moderne potrebbero sviluppare ampiamente: la vera sfida non è nella disponibilità ma nella gestione sostenibile dell'intera filiera [1].

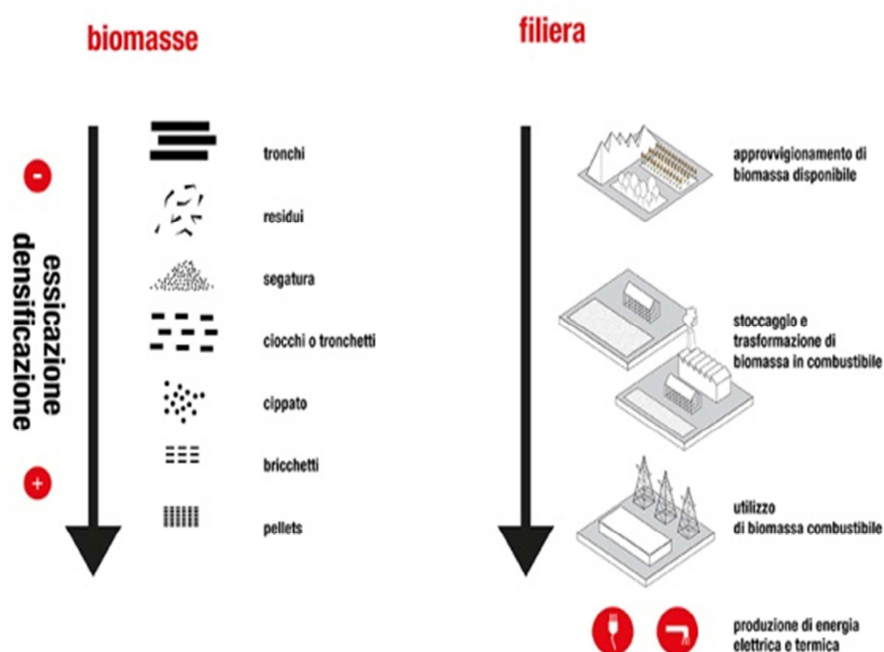


Figura 1.3 La filiera della biomassa

### 1.3 Proprietà delle biomasse

In generale per la biomassa possono essere poste in evidenza le seguenti proprietà e caratteristiche [1]:

- Proprietà principali (comuni a tutti i combustibili):
  - Potere calorifico.
  - Densità.
- Proprietà chimiche principali (comuni a tutti i combustibili):
  - Contenuto di acqua/umidità.
  - Contenuto di carbonio, idrogeno, ossigeno e azoto.
  - Contenuto di zolfo, cloro, ecc.
  - Contenuto di ceneri/residuo carbonioso.
  - Per le biomasse solide si aggiungono il contenuto di materia volatile e carbonio fisso e la composizione biochimica.
  - Per le biomasse liquide si aggiungono il contenuto dei solidi sospesi e la composizione per componente.
- Caratteristiche biomasse solide:
  - Granulometria e forma a temperatura ambiente e dopo riscaldamento.
  - Temperatura di autoaccensione.
  - Temperatura di fusione ceneri.
- Caratteristiche biomasse liquide:
  - Viscosità.
  - Indice e numero di cetano e ottano.
- Caratteristiche biomasse gassose:
  - Numero di ottano.
  - Indice di Wobbe.

Poiché il valore di alcuni di questi parametri (soprattutto l'umidità) e il contenuto delle varie strutture chimiche possono variare sia in termini di tempo (anche di giorno in giorno) sia da pianta a pianta, si distinguono quattro unità di peso per la biomassa:

- *As received (AR)*: tal quale o come ricevuto, cioè calcolato tenendo conto di umidità e ceneri.
- *Dry*: secco, calcolato tenendo conto delle ceneri ma escludendo l'umidità.
- *Wet ash free (waf)*: umido e senza ceneri, calcolato tenendo conto dell'umidità ma in assenza di ceneri.
- *Dry ash free (daf)*: secco e senza ceneri, calcolato escludendo sia l'umidità che le ceneri.

Le proprietà principali e le proprietà chimiche anzidette possono essere ricavate da due differenti tipi di analisi, quella preliminare e quella definitiva; le altre caratteristiche specifiche della biomassa sono invece calcolabili attraverso apposite analisi specifiche di cui si parlerà in seguito.

L'analisi preliminare [1] permette di ricavare il contenuto (in % di peso su diverse basi) di umidità, ceneri, sostanze volatili e di carbonio fisso (determinato per differenza).

L'umidità è la quantità di acqua contenuta nel combustibile tal quale e si misura riscaldando la biomassa in atmosfera inerte; le sostanze volatili si misurano su base "daf" e rappresentano la porzione di combustibile trasformabile in gas attraverso il riscaldamento che viene effettuato in un forno chiuso riempito di materiale inerte per un tempo e una temperatura prefissati.

Le ceneri vengono calcolate su base secca e rappresentano i residui non organici che rimangono dopo la combustione completa del combustibile tra cui silicati, allumina, ossido di ferro, ossidi di calcio, ossidi di magnesio, ossidi di titanio, alcali e composti dello zolfo. Le ceneri sono solitamente al di sotto dell'1% in peso (anche se l'intervallo di valori può arrivare fino al 10%), ad eccezione di alcuni particolari tipi di biomassa (es. paglia): questo fa sì che la pulizia dei gas ottenuti dalla combustione della biomassa sia meno spinta rispetto al carbone, con conseguente semplificazione degli impianti e minori costi. Tuttavia, esse sono più reattive rispetto a quelle del carbone e di altri combustibili e hanno pertanto una forte influenza negativa sulle prestazioni degli impianti e sul potere calorifico; provocano infatti una minore frazione combustibile (e quindi una diminuzione del potere calorifico, Fig.1.4) un aumento dei fenomeni di erosione, corrosione, incrostazione, formazione di incombusti, maggiori emissioni (Fig.1.5) e una maggiore quantità di combustibile solido da smaltire. Inoltre la temperatura di fusione delle ceneri della biomassa (da 1000 a 1300°C) è mediamente più bassa rispetto a quella del carbone (1400°C) e per questo motivo vengono a crearsi dei composti che possono bloccare le caldaie e i reattori con conseguenti lunghi tempi di fermo impianto, maggiori costi e diminuzione di rendimento. La figura 1.6 mostra come la redditività degli impianti diminuisce fortemente all'aumentare del contenuto di ceneri.

Per quanto riguarda il carbonio fisso, viene calcolato su base "daf" e ottenuto per differenza una volta noto il contenuto delle sostanze volatili; in realtà non si tratta mai di carbonio puro ma con tracce di idrogeno, ossigeno, zolfo, azoto e altri componenti in piccole quantità.

Normalmente, un tratto comune a tutti i tipi di biomassa è il fatto che, facendo un'analisi della frazione secca dopo aver rimosso tutta l'umidità, più dell'80% in peso è composto da materiale volatile, mentre il carbonio

fisso è una percentuale piccola variabile tra 10-20% in peso. Ciò rende la biomassa molto più reattiva del carbone, tuttavia l'alto contenuto di idrogeno e ossigeno le conferisce un potere calorifico solitamente più basso e causa una maggiore produzione di idrocarburi pesanti in fase di gassificazione e/o pirolisi.

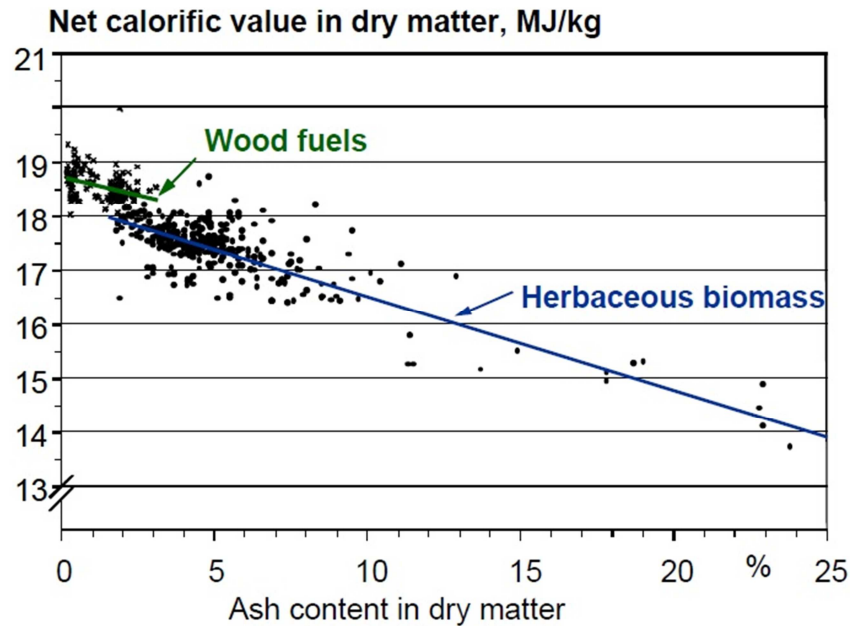


Figura 1.4 Andamento del potere calorifico delle biomasse al variare del contenuto di ceneri su base secca (Fonte: [2])

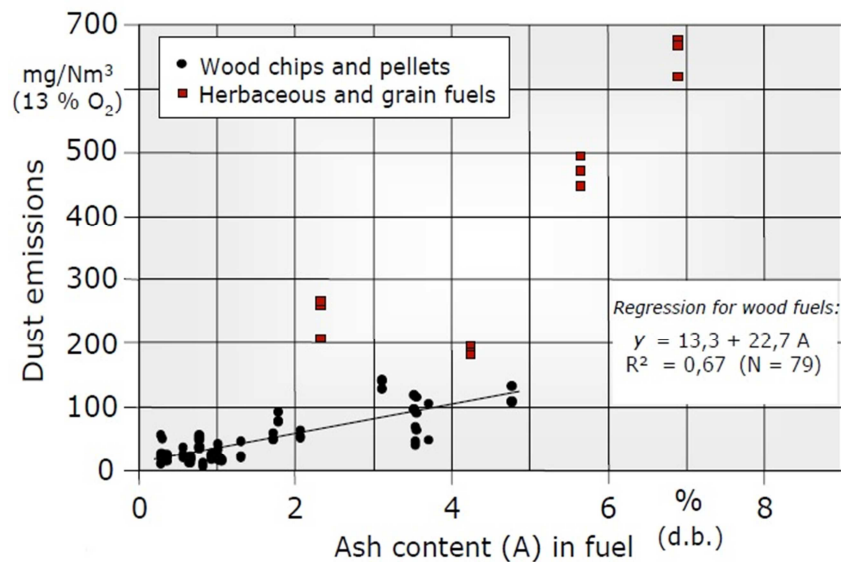
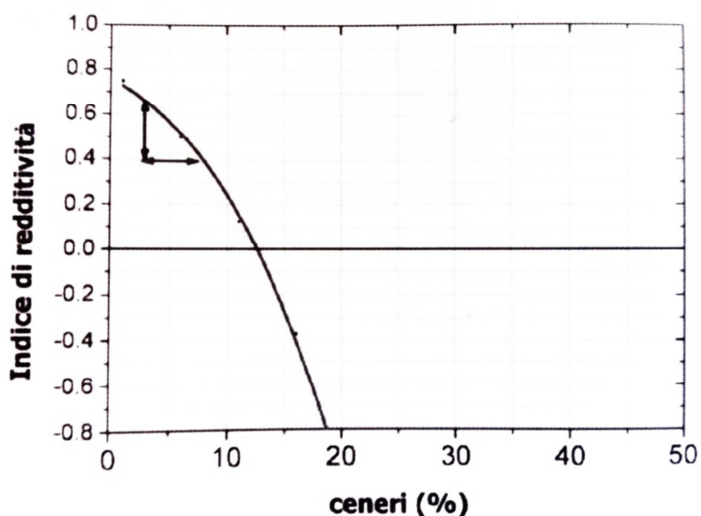
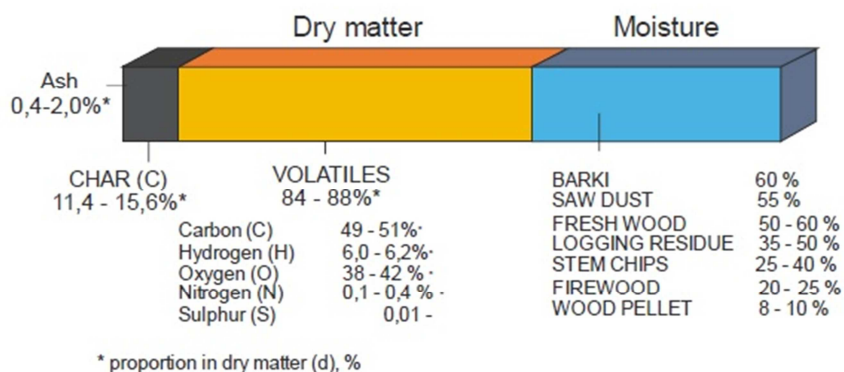


Figura 1.5 Emissioni versus contenuto di ceneri su base secca (Fonte: [2])



**Figura 1.6** Redditività impianti termochimici a biomasse in base al contenuto di cenere nel combustibile (Fonte: stazione sperimentale per i combustibili, 2005)

I contenuti in percentuali in peso che generalmente appartengono alle biomasse e ricavati attraverso l'analisi preliminare, sono riassunti nella Figura 1.7.



**Figura 1.7** Composizione biomassa sulla base dell'analisi preliminare (Fonte: [2])

L'analisi definitiva consente di ricavare la composizione chimica elementare della biomassa escluse le ceneri e l'umidità, cioè il contenuto in % di peso di carbonio, idrogeno, ossigeno, zolfo e azoto. Per ottenerne le misurazioni, si effettua una combustione completa del combustibile in un ambiente di composizione e quantità d'aria prefissate e si procede poi alla misura degli elementi tramite cromatografia e spettrometria.



La biomassa solida ha generalmente un contenuto (su base “daf”) del 40-50% di carbonio, 5-7% di idrogeno, 38-43% di ossigeno, 1-5% di elementi inorganici, essenzialmente zolfo e azoto.

Attraverso questo tipo di analisi è possibile inoltre ricavare tre parametri molto importanti [1]: i rapporti H/C, O/C e C/N. I rapporti O/C e H/C indicano la presenza dei legami carbonio-ossigeno e carbonio-idrogeno sui legami carbonio-carbonio: nelle biomasse si registra generalmente un alto rapporto H/C che in parte bilancia l’alto rapporto O/C penalizzante per il potere calorifico; il valore del rapporto C/N è indice invece della presenza di lignina (se il valore di tale rapporto è basso allora la lignina è presente in quantità). La Tabella 1.1 riporta l’analisi definitiva per alcune biomasse (su base “daf”) e il confronto con il carbone (i numeri fra parentesi indicano l’intervallo possibile di valori), mentre la Tabella 1.2 mostra l’analisi definitiva per diversi tipi di biomasse solide (ove l’ossigeno si ricava per differenza). Come si può notare gli elementi principali sono carbonio, idrogeno e ossigeno pertanto la biomassa viene schematizzata con la formula chimica  $C_xH_yO_z$ .

**Tabella 1.1** - Analisi definitiva di alcune biomasse e confronto con il carbone (Fonte: [1])

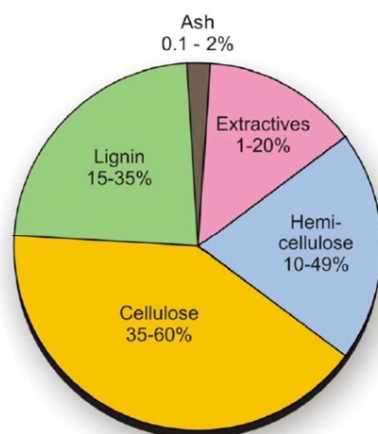
| <b>Biomassa</b>    | <b>C</b>   | <b>H</b> | <b>O</b>   | <b>N,S</b>   |
|--------------------|------------|----------|------------|--------------|
| Letame             | 45 (18-59) | 6 (3-8)  | 36 (17-45) | 5 (1-15)     |
| Residui organici   | 49 (30-67) | 6 (3-10) | 42 (19-60) | 3 (0-22)     |
| Legna non trattata | 51 (42-60) | 6 (5-9)  | 43 (33-51) | 0,4 (0,02-5) |
| Carbone            | 79 (60-91) | 5 (3-6)  | 14 (0-34)  | 3 (1-11)     |

**Tabella 1.2** – Confronto tra diversi tipi di biomasse solide sulla base dell’analisi definitiva (% in peso base secca con ceneri) (Fonte: Demirbas, 2004)

| <b>Biomassa</b>    | <b>C</b> | <b>H</b> | <b>N</b> | <b>S</b> | <b>Cl</b> | <b>O (diff)</b> |
|--------------------|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------------|
| Guscio di noce     | 53,6     | 6,6      | 1,5      | 0,04     | 0,2       | 41,7            |
| Segatura           | 46,9     | 5,2      | 0,1      | 0,04     | -         | 37,8            |
| Grano              | 49,4     | 5,6      | 0,6      | 0,1      | 0,3       | 42,5            |
| Paglia di frumento | 42,8     | 5,5      | 0,7      | -        | 1,5       | 35,5            |
| Legno di abete     | 51,9     | 6,1      | 0,3      | -        | -         | 40,9            |
| Residui di oliva   | 49,9     | 6,2      | 1,6      | 0,05     | 0,2       | 42,0            |
| Girasole           | 47,4     | 5,8      | 1,4      | 0,05     | 0,1       | 41,3            |
| Corteccia          | 53,9     | 5,8      | 0,4      | 0,03     | 0,15      | 38,3            |

La biomassa è formata prevalentemente dai seguenti componenti (riportati anche in Fig.1.8)

- Cellulosa.
- Emicellulosa.
- Lignina.
- Estratti (oli, amidi, zuccheri).
- Ceneri.



**Figura 1.8 Componenti fondamentali presenti nella biomassa (Fonte: [2])**

La cellulosa e l’emicellulosa sono dei carboidrati, ossia molecole di zucchero unite a formare lunghe catene polimeriche; la cellulosa costituisce le fibre che danno alla pianta la sua resistenza. La lignina ha la funzione di collante per mantenere unite queste fibre. L’emicellulosa ha il compito di tenere associate cellulosa e lignina. Gli estratti sono composti a basso peso molecolare e sono presenti in quantità variabili; infine, il materiale inorganico comprende sali di Si, K, Na, S, Cl, P, Ca, Mg e Fe, che danno luogo al deposito delle ceneri. La Tabella 1.3 riporta la struttura di alcuni tipi di biomasse.

**Tabella 1.3 – Analisi strutturale di alcune biomasse (% in peso) (Fonte: Demirbas, 1997)**

| Biomassa         | Emicellulosa | Cellulosa | Lignina | Estratti |
|------------------|--------------|-----------|---------|----------|
| Guscio di Noce   | 22,7         | 25,6      | 52,3    | 2,8      |
| Paglia           | 39,4         | 28,8      | 18,6    | -        |
| Residui di oliva | 23,6         | 24        | 48,4    | 9,4      |
| Legno di abete   | 20,7         | 49,8      | 27,0    | 2,5      |
| Girasole         | 34,6         | 48,4      | 17,0    | 2,7      |

La cellulosa [3] è un polisaccaride naturale che ha come formula chimica generale  $(C_6H_{10}O_5)_n$ ; il suo peso molecolare medio è di 300-500 u.m.a. e un grado di polimerizzazione che varia da 3000 a 10000; è insolubile, rappresenta il 35-60% della frazione in peso della pianta e costituisce il sostegno della biomassa. Le molecole di cellulosa hanno una struttura molto stabile caratterizzata da assenza di doppi legami e dalla presenza di un sistema di ponti di idrogeno inter polimerici, formati da un atomo di H di un gruppo alcolico parzialmente legato ad un secondo atomo di ossigeno appartenente ad un polimero di una fibra parallela, come mostrato in Figura 1.9. Queste proprietà rendono il polimero cellulosa più resistente agli attacchi chimici e termici e fa sì che si sviluppi in maniera più lineare, rendendolo così oltre che resistente, anche filabile. Per questo motivo la cellulosa risulta essere la materia prima fondamentale per le fibre naturali.

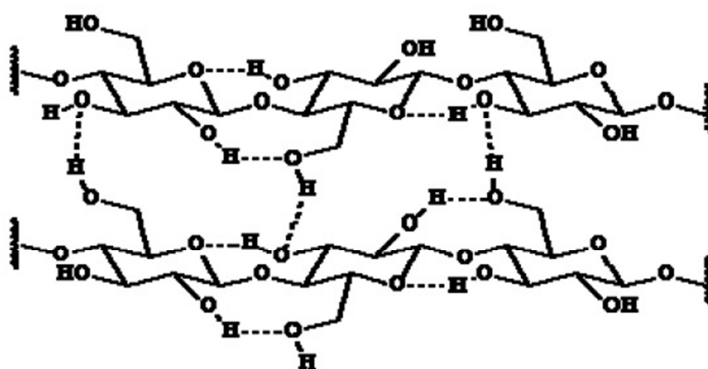


Figura 1.9 Struttura delle catene di cellulosa e formazione dei ponti di idrogeno

L'emicellulosa è formata da polisaccaridi ma anche da monosaccaridi; a differenza della cellulosa, è solubile in soluzioni alcaline e ha un peso molecolare pari a un terzo di quest'ultima, rappresentando mediamente il 10-49% della frazione in peso. È formata [3] da strutture ramificate (Figura 1.10) che variano notevolmente a seconda che la biomassa sia di tipo legnoso o erbaceo; l'emicellulosa non è formata da un'identica unità monometrica ripetuta, bensì da diversi zuccheri tra i quali alcuni a cinque atomi di carbonio (xylani), altri a sei (glucani, mannani, arabinani, acidi galatturonici). Le catene sono di solito formate da 50-200 unità monometriche fra le quali, in generale, la più abbondante è lo xylano.

La lignina è una molecola complessa (Figura 1.11) costituita da diverse unità di fenil-propano, di lenta degradabilità biologica ed elevata attitudine alla combustione, che rappresenta mediamente il 15-35% della frazione in peso [3]. La lignificazione ha inizio nell'ultima fase del ciclo vegetativo, manifestandosi con l'essiccamento e l'ingiallimento. La principale funzione della lignina è quella di operare da collante tra cellulosa ed

emicellulosa fornendo resistenza alla compressione e agli urti. La presenza della lignina, se da una parte si può ritenere circa costante all'interno di una stessa specie, è considerevolmente variabile tra le diverse specie di biomassa, in base alla zona di provenienza e all'età della pianta. Non è possibile quindi dare una composizione precisa, ma spesso i dati analitici riguardanti le diverse lignine sono espressi rispetto alla formula C<sub>9</sub>. Un basso valore del rapporto C/N, come anzidetto, presuppone elevata presenza di lignina, mentre un valore elevato è indice di presenza di emicellulosa con tessuti vegetali vitali, verdi, ricchi d'acqua e sostanze minerali, substrato ideale per l'attacco biochimico: per questo biomasse ricche di cellulosa sono convertibili tramite processi biochimici, quelle ricche in lignite, viceversa, attraverso processi termochimici.

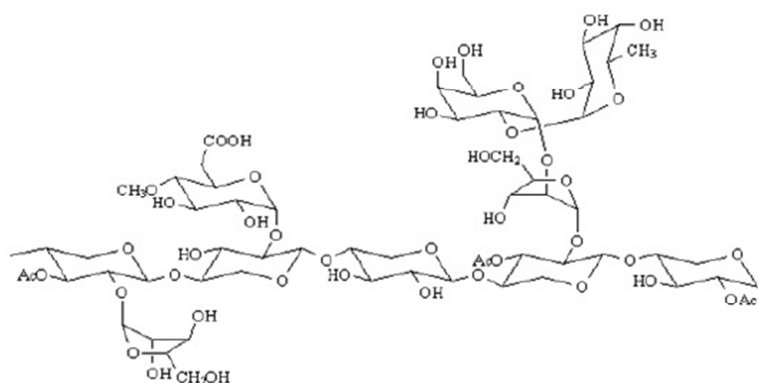


Figura 1.10 Ramificazioni di emicellulosa su una catena di cellulosa

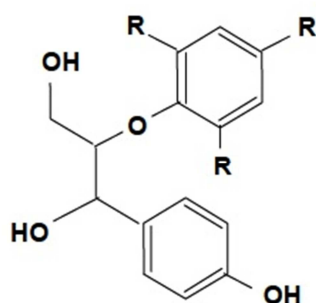


Figura 1.11 Legame chimico principale presente nelle molecole di lignina

Per quanto riguarda la granulometria e altre caratteristiche dimensionali delle biomasse solide, viene riportata solitamente la dimensione maggiore: i valori medi [1] sono >50 mm per legno intero, 50 mm per cippato, 25 mm per il pellet, 3 mm per la segatura.

## 1.4 Potere calorifico, densità, umidità

Il potere calorifico rappresenta il calore che un'unità di combustibile a condizioni Standard (temperatura di 298,15 K e pressione di 1 bar) o Normali (temperatura di 0°C e pressione di 1 bar) può produrre bruciando completamente in aria. [1]

Il potere calorifico superiore (PCS, detto anche Gross Calorific Value GCV) è la quantità di calore disponibile per effetto della combustione completa a pressione costante di una massa unitaria di combustibile, quando i prodotti sono riportati alla temperatura iniziale precedente la combustione, in particolare condensando tutto il vapore prodotto. Per la sua determinazione sono stati sviluppati metodi di calcolo sulla base delle informazioni ottenibili dall'analisi definitiva, oppure mediante appositi strumenti calorimetrici (come ad esempio la bomba calorimetrica di Mahler); sono presenti diverse correlazioni, una delle quali è riportata di seguito, riferita a "base secca" [4]:

$$PCS = 0,3491 \cdot X_C + 1,1783 \cdot X_H + 0,1005 \cdot X_S - 0,0151 \cdot X_N - 0,1034 \cdot X_O - 0,0211 \cdot X_{ash} \quad (1.3)$$

Dove le  $X_i$  rappresentano le percentuali in peso dei vari elementi su base secca. Come si può vedere il contenuto di C, H e S influisce positivamente sul PCS, a differenza di quello di N, O e delle ceneri.

Il potere calorifico inferiore (PCI) è la quantità di calore disponibile per effetto della combustione completa di una massa unitaria di combustibile, quando i prodotti non sono riportati alla temperatura iniziale. Si perde quindi il calore associato alla condensazione dell'acqua, che resta quindi in fase di vapore. E' calcolabile quindi sottraendo al PCS il calore latente dell'acqua presente nei prodotti di reazione, su base secca [1].

$$PCI = PCS - Q \cdot \left(\frac{18}{2} \cdot X_H\right) \quad (1.4)$$

Dove  $Q=2,444$  MJ/kg è il calore latente di condensazione dell'acqua a 25°C.

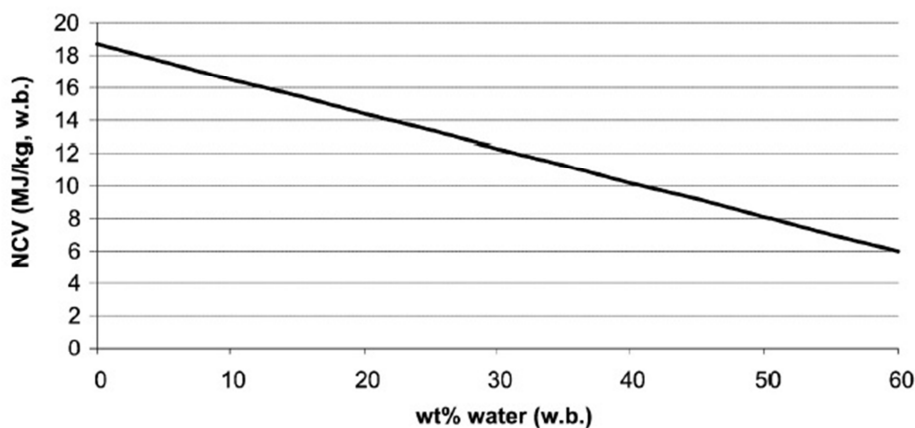
Nella biomassa però, come sottolineato nell'analisi preliminare, è sempre riscontrabile una certa percentuale di umidità; questo significa [1] che il potere calorifico della biomassa non è mai pari al PCS o al PCI ma è inferiore, in quanto solitamente i poteri calorifici sopra descritti sono calcolati riferendosi all'unità di massa di combustibile secco. Per questo motivo, nel caso della biomassa, s'introduce un altro parametro, detto

potere calorifico utile (PCU) o Net Calorific Value (NCV); è calcolabile a partire dal PCS tenendo conto dell'umidità e del contenuto di idrogeno nel combustibile "tal quale" (AR) come mostrato dalla seguente espressione [4]:

$$NCV = PCS \cdot \left(1 - \frac{X_w}{100}\right) - Q \cdot \frac{X_w}{100} - Q \cdot \frac{X_H}{100} \cdot 8,936 \cdot \left(1 - \frac{X_w}{100}\right) \text{ [MJ/kg]} \quad (1.5)$$

Dove 8,936 è il rapporto tra la massa molecolare di H<sub>2</sub>O e H<sub>2</sub>, X<sub>w</sub> è la percentuale in peso di umidità nel combustibile tal quale, X<sub>H</sub> è la percentuale in peso di idrogeno su base secca e Q è definito come in precedenza.

La differenza tra PCI e NCV può essere notevole e ciò è dovuto al fatto che il contenuto di umidità è estremamente in funzione del tipo di biomassa, e per quanto riguarda la stessa biomassa anche per altri fattori quali ad esempio il periodo di raccolta: ciò è ben evidenziato in Figura 1.12 dove è riportato l'NCV in funzione della percentuale in peso di umidità nel combustibile tal quale per un combustibile di composizione in peso 50% C, 6% H e 44% O su base secca.

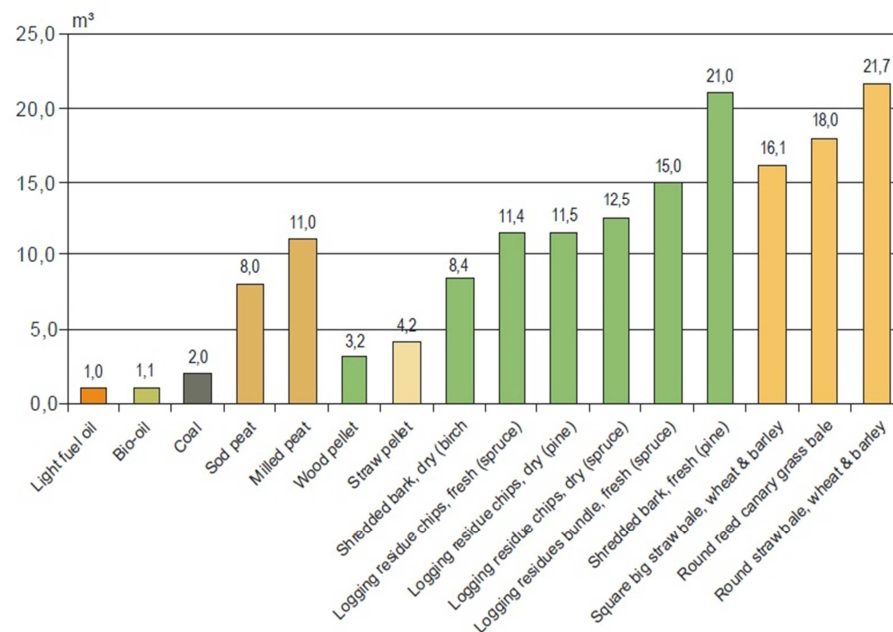


**Figura 1.12 NCV in funzione della percentuale di umidità nel combustibile AR (Fonte: [3])**

Oltre al potere calorifico, anche la densità è un parametro molto importante in quanto, non solo dà un'idea del contenuto energetico di un combustibile rapportato al volume occupato, ma incide anche su altri fattori quali il costo del trasporto del materiale o la dimensione dei reattori. Per i materiali solidi si definiscono tre tipi di densità:

- Densità di scheletro: rapporto tra peso del materiale e volume occupato dal solo materiale solido (escludendo i vuoti interni)
- Densità apparente: rapporto tra peso di una particella e volume realmente occupato dalla particella stessa (somma del volume occupato dal materiale solido più il volume vuoto dovuto alla struttura porosa della particella)
- Densità di Bulk: è il parametro più importante. Tiene conto non solo del volume reale occupato da ogni singola particella (compresa di materiale solido e vuoto della singola struttura porosa) ma anche dei volumi vuoti che si vengono a creare fra particella e particella dovuti alla non miscibilità dei solidi a differenza di liquidi e gas

La Figura 1.13 riporta il volume occupato, in metri cubi, da diversi tipi di biomasse per una produzione di 10 MWh.



**Figura 1.13 Spazio necessario [m<sup>3</sup>] nel caso di 10 MWh per diverse biomasse (Fonte: [2])**

La densità apparente e quella di bulk dipendono [1] da fattori quali l'umidità, il grado di densificazione (compattazione del combustibile per ridurre gli spazi vuoti all'interno del materiale e il volume di bulk) e la porosità del materiale. Per quanto riguarda la porosità stessa, se ne possono definire due tipi: la porosità della particella ( $\epsilon_p$ ) come il rapporto tra il volume dei pori della particella e la somma del volume dei pori più il volume del solido; e la porosità del letto di particelle ( $\epsilon_b$ ) come il rapporto

tra il volume dei vuoti nel letto e la somma del volume dei vuoti e il volume occupato dalle particelle.

Per le biomasse liquide le porosità della particella e del letto sono nulle, quindi la densità di scheletro, apparente e di bulk coincidono. Per questi tipi di biomasse si definiscono, oltre a massa volumica e peso specifico, la densità o peso specifici relativi (rapporto tra massa o peso e massa o peso di eguale volume di acqua distillata a 4°C), la densità allo stato naturale, ad umidità normale, ad umidità commerciale, allo stato anidro e densità basale (rapporto tra la massa allo stato anidro ed il volume allo stato naturale).

Le biomasse gassose invece, variano il proprio volume (non essendo incompressibili come nel caso di solidi e liquidi) e dunque la densità è funzione dei valori di temperatura e pressione; per calcoli approssimati, si può considerare valida la legge dei gas perfetti ( $PV=nRT$ ).

**Tabella 1.4** – PCI e densità di alcuni combustibili (Fonte: [1])

| <b>Combustibile</b> | <b>PCI [MJ/kg]</b> | <b>Densità (kg/Nlitro)</b> |
|---------------------|--------------------|----------------------------|
| Legna secca         | 18,6               | 0,4                        |
| Carbone             | 31,4               | 1,3                        |
| Petrolio greggio    | 41,9               | 0,8                        |
| Metano gassoso      | 48,2               | 7E-4                       |
| Idrogeno gassoso    | 120,7              | 1E-4                       |

Come detto in precedenza, ogni biomassa è composta da una parte di umidità che tende a portarsi in equilibrio con l'ambiente e pertanto il suo contenuto può cambiare radicalmente da pianta a pianta, dal 10% nel caso dell'antracite, al 45% della lignite, fino a oltre il 70% per alcune biomasse. L'umidità ha diversi effetti negativi in quanto un suo aumento influenza negativamente il potere calorifico (diminuendo la quantità di combustibile per kg e sottraendo il calore necessario perché essa evapori), penalizza le prestazioni in impianto (Figura 1.14), fa aumentare i costi di trasporto e di essiccazione della biomassa. La concentrazione massima di acqua che consente l'utilizzo della biomassa come combustibile è di circa 65-65% [1]: oltre questo valore il calore richiesto per far evaporare l'acqua supera l'energia del combustibile; l'efficienza massima si ha invece con un valore prossimo al 5% perché in questo caso l'acqua svolgerebbe una funzione di moderatore della combustione, creando condizioni favorevoli. La conversione termochimica della biomassa richiede bassi contenuti di umidità, viceversa per quella biochimica. Il valore di umidità su base umida è determinato essiccando un provino di combustibile per 1 ora a 104-110°C a pressione atmosferica, utilizzando la seguente formula [1].



$$MCW = \frac{\text{Peso provino umido} - \text{Peso provino secco}}{\text{Peso provino umido}} \quad (1.6)$$

Il valore di umidità su base secca è invece calcolato come [1]:

$$MCD = \frac{\text{Peso provino umido} - \text{Peso provino secco}}{\text{Peso provino secco}} \quad (1.7)$$

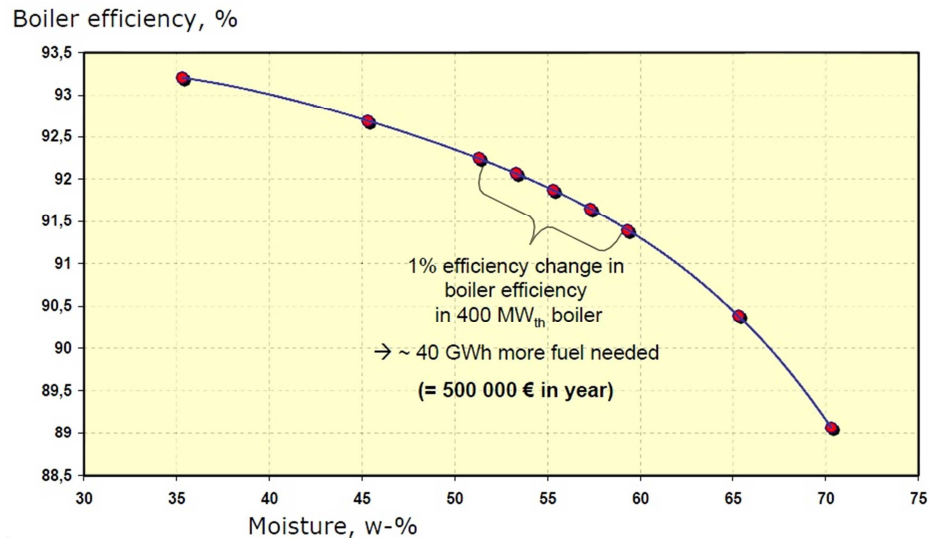


Figura 1.14 Efficienza caldaia versus contenuto di umidità (Fonte: [2])

## 1.5 Tipologie di biomasse

La biomassa può essere suddivisa prima di tutto in solida, liquida e gassosa; la prima tipologia costituisce la materia prima per la produzione delle altre due, cioè di biocombustibili liquidi e gassosi.

La classificazione della biomassa solida può essere eseguita in modi diversi.

Una prima tipologia, in funzione della filiera, divide le biomasse in residuali e colture energetiche.

I residui non sono soggetti alla prima parte della filiera (coltivazione), né possono essere utilizzati come cibo o materiali; possono provenire da ceduo e potatore di boschi e giardini, dall'industria alimentare, del legno, tessile, da scarti di coltivazione per l'alimentazione umana o animale, da allevamenti, dalla frazione biodegradabile dei rifiuti solidi urbani.

Le colture energetiche, soggette all'intera filiera, sono biomasse coltivate appositamente per fini energetici: per non competere con il cibo vengono selezionate delle specie che vengono coltivate su terreni marginali, quali miscanto, sorgo, cardo, canapa, pioppo, salice, eucalipto e altre. Spesso va

valutata la convenienza a introdurre le colture energetiche in quanto richiedono grandi superfici (maggiori di 10.000 ettari) e elevate produzioni medie (superiori a 17-25 tonnellate per ettaro).

Una seconda classificazione delle biomasse può essere eseguita in funzione dell'origine e permette di dividerle in biomassa di origine vegetale (a sua volta divisa in produzioni agricole e forestali e colture energetiche) e biomassa animale.

Questi due tipi di classificazioni sono riassunti nelle Figure 1.15 e 1.16.

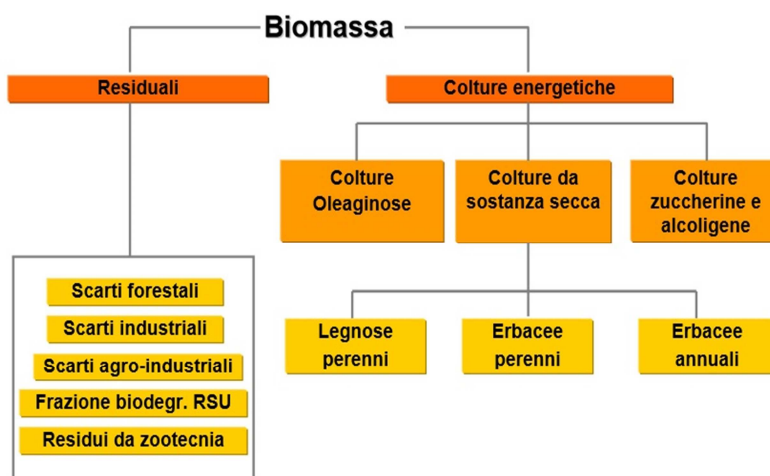


Figura 1.15 Biomasse residuali e colture energetiche (Fonte: ISES, 2002)

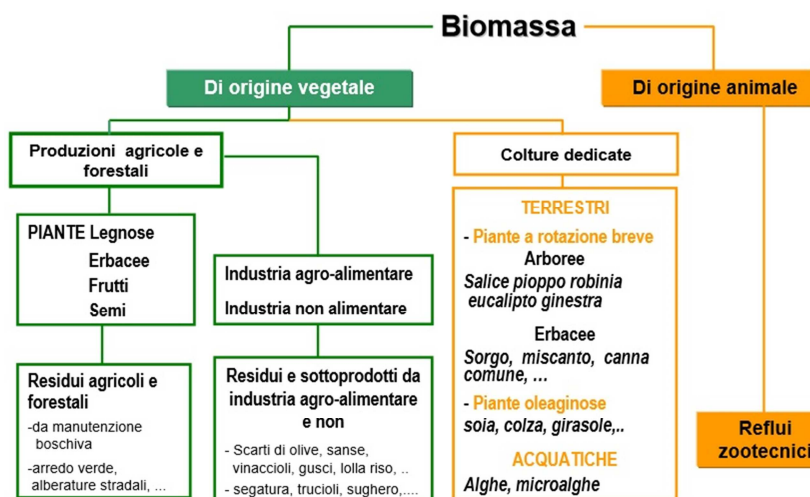


Figura 1.16 Biomasse di origine vegetale e animale (Fonte: ISES, 2002)

Infine, è presente un terzo tipo di classificazione [1] che suddivide le biomasse in lignocellulosiche, saccarifere, amidacee, oleaginose, umide.

Questa è la classificazione più utilizzata in quanto raggruppa le biomasse da un punto di vista qualitativo che permette di capirne i diversi usi energetici. Nel seguito vengono descritte brevemente le varie tipologie.

Le biomasse lignocellulosiche comprendono [1] tutte le specie vegetali, erbacee e arboree costituite prevalentemente da lignina e cellulosa. Possono essere utilizzate direttamente o previa trasformazione in combustibili solidi, liquidi e gassosi. Questi derivano da recuperi dal cascame di ceduazione, legname da ardere, potature di siepi, sottoprodotti dell'industria del legno e di aziende agricole; i più diffusi sono la legna da ardere, carbone di legna, cippato e pellet. In questa categoria ricadono anche le colture di specie erbacee dedicate appositamente a scopi energetici quali il miscanto, sorgo, cardo, canapa, pioppo, salice, eucalipto. Le biomasse amidacee derivano da colture cerealicole e agroalimentari e sono caratterizzate principalmente da un basso contenuto di umidità che ne favorisce la conservazione e il trasporto. Tra le più importanti ci sono il frumento (grano) e il mais che vengono coltivati in climi caldi, ma anche orzo, triticale, sorgo, patata, riso che prediligono basse temperature.

Le biomasse saccarifere sono la canna e la barbabietola da zucchero. La prima cresce nei climi tropicali e sub tropicali ed è la pianta più diffusa al mondo; i suoi prodotti sono la bagassa (residuo della spremitura), il barbojo (foglie) e la melassa (utilizzata per la produzione di etanolo). La barbabietola è coltivata in climi più temperati: dalle radici è ricavata la melassa, mentre la polpa e le foglie sono utilizzate come foraggio per animali.

Le biomasse oleaginose comprendono soia, colza e girasole; sono utilizzate per alimentazione animale, per ottenere idrogeno a partire dall'olio estratto, ma soprattutto per la produzione di biodiesel.

I rifiuti solidi urbani (RSU) comprendono una vasta gamma di rifiuti tra cui quelli domestici, quelli provenienti dalla pulitura delle strade, spiagge e corsi d'acqua, rifiuti vegetali provenienti da aree verdi e altri; circa il 50% di essi è biodegradabile; hanno un alto contenuto di ceneri, un valor medio di umidità pari al 40% e un PCI generalmente basso.

I reflui zootecnici, costituiti dalle deiezioni di animali (soprattutto bovini e suini), possono essere sottoposti a trattamento biologico per ottenere biogas.

E' inoltre opportuno ricordare i principali biocombustibili liquidi e gassosi. I primi sono rappresentati principalmente da etanolo (ottenuto per fermentazione) e da biodiesel (ottenuto da biomasse oleaginose tramite esterificazione); i secondi sono biogas (ottenuto tramite digestione anaerobica) e syngas (ottenuto con processi termochimici). Questi combustibili e i metodi utilizzati per la loro produzione saranno analizzati più attentamente nel Capitolo 2.

Di seguito viene fatto un approfondimento sul pellets poiché utilizzato come combustibile nelle varie tipologie di impianto, oggetto di questa trattazione, che verranno presentate più avanti.

### 1.5.1 Pellets

I pellet rientrano nel sottogruppo delle biomasse solide lignocellulosiche: sono prodotti con il polverino ottenuto dalla sfibratura dei residui legnosi [1], che viene compattato per pressione, con delle macchine apposite, in cilindretti di 15-20 mm di lunghezza e 6-8 mm di diametro.



Figura 1.17 Pellets

Il potere calorifico inferiore è mediamente di 4000 kcal/kg, pari a circa 16,7 MJ/kg. E' caratterizzato da un basso contenuto di umidità (8-12%), da un'elevata densità e dalla regolarità del materiale. Per la sua produzione va utilizzato unicamente legname vergine, non trattato con sostanze tossiche, colle e vernici.

L'Italia è il più importante mercato mediterraneo del pellet con una produzione nazionale di 160000 tonnellate l'anno; la richiesta tuttavia è maggiore e si attesta sulle 200000 tonnellate l'anno; il pellet è il più caro tra i biocombustibili solidi con un costo variabile tra i 150 e i 250 euro alla tonnellata, ma è comunque conveniente rispetto ai combustibili tradizionali. In Italia solo il 2% del pellet viene utilizzato in caldaie di grande dimensioni: la restante parte è bruciata in stufe domestiche.

### 1.6 Emissioni

Secondo [3], l'esigenza di produrre energia dalla combustione di biomasse nasce da due considerazioni principali; da un lato la necessità di nuove fonti energetiche rinnovabili per contribuire a sostenere uno sviluppo mondiale che incrementa quotidianamente la richiesta energetica. Dall'altro un controllo delle emissioni di gas serra e in particolare di CO<sub>2</sub>.

Accanto a questi elementi positivi, occorre sottolineare come la combustione delle biomasse possa produrre emissioni solide, emissioni liquide e emissioni gassose. Per un calcolo complessivo dell'impatto ambientale di un impianto a biomassa, comprensivo degli impatti in fase di costruzione, esercizio e dismissione e di quelli dovuti alle attività connesse con tali fasi, la *life-cycle-analysis* (analisi del ciclo di vita) individua le operazioni di approvvigionamento, trasporto e stoccaggio della biomassa quali sorgenti di emissioni in atmosfera.

I principali inquinanti generati dalla combustione di biomasse sono gli incombusti, il particolato, gli ossidi di azoto e il tar.

Per quanto riguarda gli incombusti, le condizioni ottimali per una completa combustione sono una temperatura elevata, un tempo di residenza sufficientemente lungo e turbolenza (efficace mescolamento). I tempi caratteristici (dell'ordine del secondo) e le temperature possono essere abbastanza semplicemente raggiunti. Il problema maggiore è legato a un efficace mescolamento tra l'aria e le parti solide. I reattori a letto fluido, in questo contesto, sono ovviamente preferibili ai letti fissi. Un'ulteriore attenzione va posta alla presenza di ceneri volanti inorganiche, le quali possono adsorbire composti idrocarburici formati nella fase di pirolisi e trasportarli nei fumi inibendo in tal modo la loro ossidazione.

La combustione di biomasse produce elevate emissioni di particolato, anche al di sopra di  $50 \text{ mg/m}^3$  (11% volume di  $\text{O}_2$ ) [3]. Le particelle emesse sono di tipo primario ultrafine e iperfine, quindi ben al di sotto dei classici  $10 \mu\text{m}$  (PM10). Due le sorgenti alla base di questa formazione: da un lato la fuliggine, che si origina a causa del processo tipicamente diffusivo della fiamma; dall'altro le ceneri.

La formazione di ossidi di azoto ( $\text{NO}_x$ ) avviene prevalentemente attraverso l'ossidazione dell'azoto direttamente legato al combustibile, dato l'elevato contenuto di azoto, che come abbiamo visto può essere dell'ordine di 1-2% in peso, ma può raggiungere anche il 5-6%. L'azoto legato può essere rilasciato insieme alle sostanze volatili oppure trattenuto nel char. La frazione di azoto che volatilizza dipende dal tipo di biomassa e quindi di legami, ma anche dalle condizioni operative. Questa infatti aumenta con la quantità di ossigeno presente nel combustibile. A bassa temperatura o per bassi tempi di residenza l'azoto rimane preferenzialmente legato al residuo carbonioso, mentre alle alte temperature viene rapidamente rilasciato.

Per confrontare le emissioni inquinanti di diversi combustibili è necessario riferirsi alla stessa quantità di energia prodotta; la quantità di inquinante emessa per unità di energia prodotta è detta fattore di emissione; un confronto tra la biomassa e il gas naturale è riportato nella seguente tabella, dove tutti i valori sono espressi in  $\text{mg/MJ}$ , ad eccezione di quello della  $\text{CO}_2$ , espresso in  $\text{g/MJ}$  [1].

**Tabella 1.5** – Emissioni nel gas naturale e nella biomassa

| <b>Combustibile</b> | <b>Polveri</b> | <b>C<sub>x</sub>H<sub>y</sub></b> | <b>CO</b> | <b>NO<sub>x</sub></b> | <b>SO<sub>x</sub></b> | <b>CO<sub>2</sub> (g/MJ)</b> |
|---------------------|----------------|-----------------------------------|-----------|-----------------------|-----------------------|------------------------------|
| Gas Naturale        | 0              | 5                                 | 50        | 40                    | 0                     | 55,6                         |
| Biomassa            | 60             | 40                                | 500       | 150                   | 10                    | -                            |

Il tar è costituito da idrocarburi aromatici di tipo catramoso, anidride carbonica e nano-particolato prodotti durante la fase di pirolisi della biomassa; condensando a bassa temperatura (<450°C) i catrami danno origine a tali composti che intasano le superfici di scambio termico i filtri; il tar può essere eliminato attraverso reforming o cracking termico e/o catalitico. Per quanto riguarda gli alcali, il loro contenuto dipende dalla presenza nella composizione chimica della biomassa di sali alcali, quali CaO, K<sub>2</sub>O, MgO e altri; tali composti, durante la gassificazione, prima vaporizzano poi, quando il gas si raffredda, condensano sotto forma di piccolissime particelle solide che può portare a corrosione delle superfici metalliche e decremento delle prestazioni;

## 2 Processi di conversione delle biomasse

### 2.1 Tipologie dei sistemi di conversione

I processi di conversione sono quelli in cui si passa da una forma di energia a un'altra, ad esempio da energia meccanica a energia elettrica. Nei processi di trasformazione invece, la forma di energia rimane la stessa ma con diverse caratteristiche, come avviene ad esempio negli scambiatori di calore dove l'energia è sempre di tipo termico, ma varia una sua caratteristica intrinseca come la temperatura [1].

Come visto nel primo capitolo, la conversione della biomassa, all'interno della sua filiera, segue le fasi di produzione, di raccolto e di un eventuale trasporto nel caso l'utilizzo non avvenga in loco. Essendo la biomassa una risorsa di energia chimica, i processi in cui è coinvolta sono di due tipi:

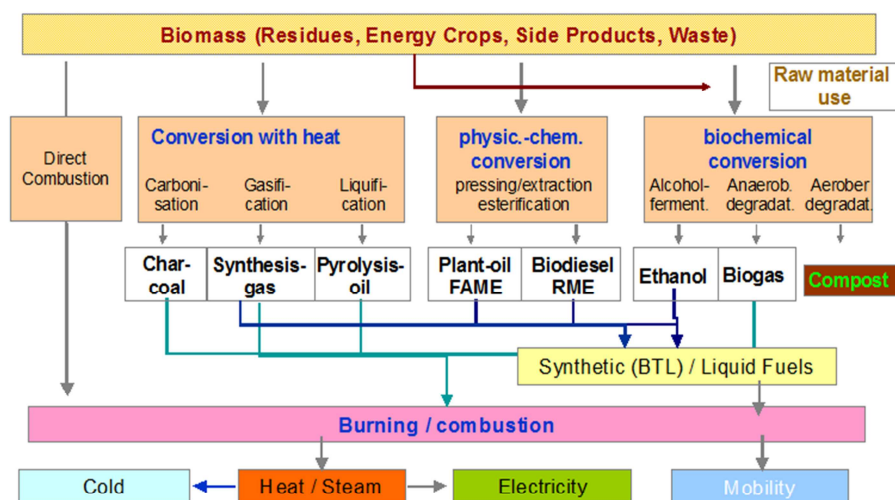
- Processi di conversione dell'energia chimica in energia termica, detti processi di conversione primaria: pirolisi, gassificazione, combustione, fermentazione, digestione aerobica o anaerobica.
- Processi di conversione dell'energia chimica e/o termica nelle forme di utilizzo finale, detti processi di conversione secondaria (o di utilizzo): espansione, compressione, induzione, reazione elettrochimica e altri, che utilizzano turbine, compressori, motori a combustione interna, scambiatori di calore, celle combustibili.

I processi di conversione primaria possono a loro volta essere suddivisi in tre categorie [1]:

1. Termochimici: trasformazione o conversione, attraverso energia termica, dell'energia chimica della biomassa in energia chimica di un combustibile o in energia termica. Tali processi riguardano principalmente la frazione secca della biomassa e pertanto sono spesso preceduti da un'essiccazione della stessa. Fanno parte di tale categoria la pirolisi, la gassificazione, la combustione, le reazioni di Fischer-Tropsch per la produzione di benzine e gasoli.
2. Biochimici: trasformazione o conversione, attraverso attività microbica/enzimatica, dell'energia chimica della biomassa in energia chimica di un combustibile o in energia termica. Tra di essi la digestione aerobica e anaerobica per la produzione di biogas e la fermentazione per la produzione di etanolo.
3. Meccanici: trasformazione, attraverso energia meccanica, dell'energia chimica della biomassa in energia chimica di un

combustibile. Fanno parte di questi processi, l'estrazione e spremitura di oli, la raffinazione e l'esterificazione per la produzione di biodiesel e/o calore.

Nella Figura 2.1 sono riportati i processi di conversione primaria della biomassa con i relativi prodotti, sia in termini di combustibili intermedi sia di usi finali (vapore, calore, potenza elettrica, ecc.).



Source: Eltrop (2011)

Figura 2.1 Processi di conversione e utilizzi energetici delle biomasse

La scelta del processo e la tecnologia a esso connessa sono determinate in base a [1]:

- Proprietà della biomassa.
- Prodotti finali richiesti.
- Quantità di biomassa.
- Condizioni economiche.
- Norme ambientali.
- Altri fattori di progetto.

Come già rilevato nel Capitolo 1 (pag. 14), le proprietà della biomassa che più influenzano la scelta del processo di conversione sono la presenza di umidità e il rapporto C/N: con elevata presenza di umidità e un alto valore del rapporto (cellulosa predominante) è più opportuno utilizzare processi biochimici; viceversa (alta presenza lignina) sono più adatti i processi termochimici.



Per quanto riguarda gli altri fattori di scelta, si porta ad esempio il caso della combustione: essa fornisce solamente calore (prodotto finale) che può essere convertito in energia elettrica a bassa efficienza e solo su larga scala può produrre, ad esempio, il vapore necessario per una turbina che muove un generatore per produrre elettricità (quantità di biomassa). Tali tecnologie che portano a maggiori rendimenti comportano elevati costi di investimento e problemi di affidabilità con conseguenti costi di manutenzione (condizioni economiche). La combustione inoltre rilascia una notevole quantità d'inquinanti (norme ambientali).

Bisogna ricordare poi che molto spesso i combustibili ottenuti devono essere puliti e/o modificati attraverso elementi meccanici come filtri e scrubber, con processi termochimici, come reforming e cracking, ed elettrici, come nel caso di precipitatori elettrostatici; tutti questi elementi e relativi costi e impatti devono essere considerati durante la fase di progetto e la scelta del processo di conversione della biomassa.

Infine ogni processo di conversione produce non solo prodotti e vettori energetici, ma anche sottoprodotti e rifiuti e necessita di sostanze ausiliare: un sistema sostenibile a biomasse produce non solo calore/elettricità/combustibili, ma una qualsiasi combinazione di cibo, materiali rinnovabili, prodotti chimici e prodotti energetici [1].

## **2.2 Reattori e parametri di processo**

I reattori rappresentano le principali tecnologie utilizzate nei processi di conversione: nel presente paragrafo verranno descritte le tipologie e i parametri validi per ogni processo.

I reattori sono delle apparecchiature specializzate per convertire dei composti chimici in altri. Sono costituiti da dei contenitori o vessel di varie forme (tubolare, cilindrico, a tino, sferico), in cui sono presenti dei reagenti che subiscono delle reazioni chimiche, per lo più di ossidoriduzione, attraverso un contatto fisico diretto. Solitamente sono predisposti degli scambiatori di calore interni o esterni per gli scambi termici dovuti al calore prodotto o assorbito dalle reazioni chimiche. I reattori si dividono principalmente in due grandi categorie: i reattori termochimici, in cui i processi di conversione avvengono attraverso energia termica (come ad esempio nei pirolizzatori, nei gassificatori e nei combustori); e i reattori biochimici, in cui i processi di conversione avvengono attraverso un'attività microbica/enzimatica (digestori e fermentatori). La classificazione dei reattori a biomassa è molto varia poiché può essere fatta sulla base di [1]:

- Tempistica del processo di alimentazione: reattori continui e discontinui. E, simultaneamente, tempistica del processo di reazione: reattori in regime stazionario o variabile.
- Pressione del processo: reattori atmosferici, o pressurizzati.
- Movimento del combustibile e dell'ossidante: reattori fissi o fluidizzati.
- Modalità del flusso: per i fissi, flussi controcorrente, equicorrente e trasversi, a griglia fissa o mobile; per i fluidizzati, flussi bollenti, circolanti e trascinati.
- Tipo di scambio termico: reattori isotermi, adiabatici, a riscaldamento diretto o indiretto.

Nei reattori discontinui (detti anche "batch") la composizione è la stessa in tutti i punti del reattore, ma varia nel tempo. Nei reattori continui in regime stazionario (detti "PFR") la composizione varia nei punti del reattore ma è costante nel tempo. Nei reattori continui in regime variabile (detti "CSTR") la composizione varia continuamente. Sia i reattori batch che quelli continui possono essere disposti in serie e/o parallelo.

La scelta della pressione di esercizio del reattore incide maggiormente dal punto di vista impiantistico, mentre la qualità del processo non differisce significativamente tra reattori atmosferici e pressurizzati.

Nel reattore a letto fisso la biomassa è disposta su griglie fisse o mobili e viene attraversata dagli agenti ossidanti. Nel reattore fluidizzato il solido e i fluidi contenenti i reagenti e prodotti, sono mantenuti in uno stato di continua miscelazione. I reattori a letto fisso sono caratterizzati da tempi di residenza elevati per ottenere elevate efficienze e presentano l'inconveniente di possibilità di formazione di slag (ceneri solidificate in forma agglomerata) e di trascinamento di tar; hanno però un ridotto fabbisogno di ossidante, sono di più facile costruzione e sono più adatti per i piccoli impianti. I reattori a letto fluido viceversa, hanno tempi di residenza molto più brevi, una maggior flessibilità e controllo della temperatura che permettono il raggiungimento di elevate efficienze in grandi impianti; presentano però un modesto consumo di ossidante, una maggior complessità tecnologica e un più alto contenuto di ceneri e materiale inerte nei gas uscenti, oltre che costi più elevati.

Nei reattori controcorrente il combustibile viene immesso nella parte alta del reattore e si muove verso il basso incontrando l'ossidante che viene immesso dal basso e risale il reattore: il combustibile subisce, nell'ordine, essiccamento, pirolisi e ossidoriduzione; il gas che fuoriesce ha una notevole quantità di idrocarburi in fase gassosa e di acqua ma è relativamente povero di polveri e residui carboniosi. Questi reattori hanno tempi di permanenza lunghi e sono utilizzati in applicazioni di piccola taglia.

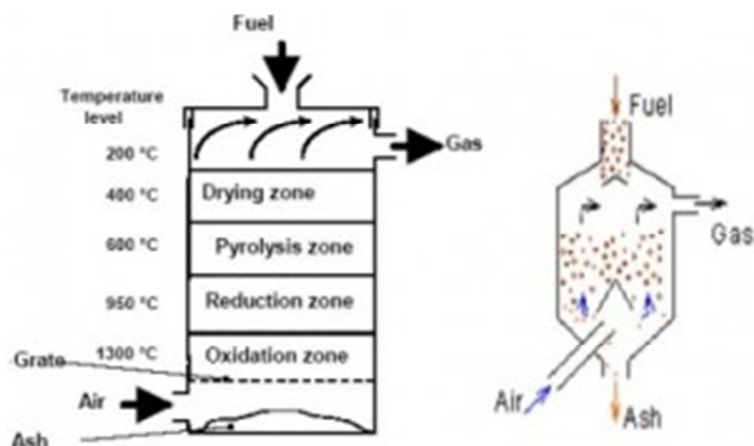


Figura 2.2 Esempio di reattore a letto fisso controcorrente

Nei reattori equicorrente, il combustibile entra sempre in testa al reattore mentre l'ossidante è immesso più in alto rispetto al caso controcorrente in modo che poi combustibile e gas fluiscono nella stessa direzione e che quest'ultimo fuoriesca nella parte inferiore del reattore. A differenza di prima, il gas in uscita ha un bassissimo contenuto di tar ma un'elevata presenza di polveri; inoltre le temperature di uscita sono molto elevate e ciò causa un'efficienza di gassificazione inferiore rispetto ai reattori controcorrente.

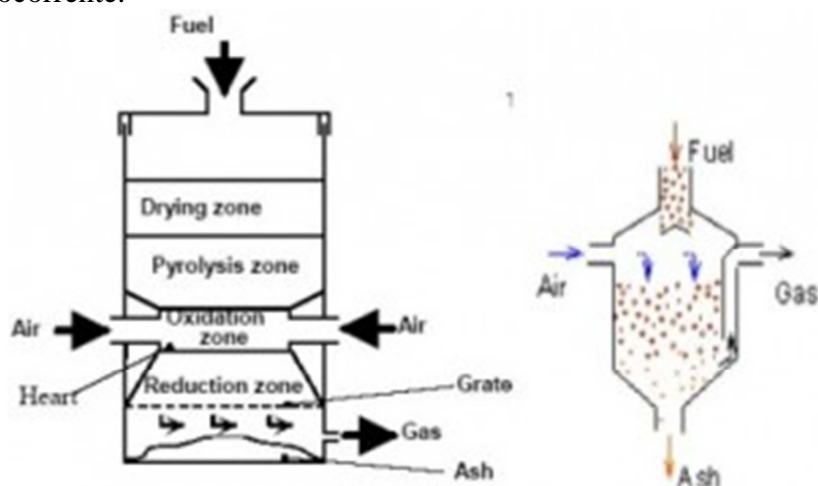


Figura 2.3 Esempio di reattore a letto fisso equicorrente

Nei reattori a flusso trasverso invece, il combustibile e il gas comburente fluiscono perpendicolarmente. Questi reattori sono caratterizzati da brevi tempi di permanenza e facilità di accensione, ma il gas in uscita è ricco di catrami e polveri. Sono usati in applicazioni di piccola taglia.

Nei reattori a letto fluido bollente sono distinte la zona del letto in sospensione, al cui interno sono presenti la fase solida e il gas, e una zona superiore (detta “freeboard”) dove esiste unicamente la fase gassosa. Nei reattori a letto fluido circolante invece, non esistono due zone con fasi diverse ma quella solida e liquida son sempre miscelate (anche se all’interno si possono distinguere una prima fase più densa, una intermedia e una più diluita). I reattori a letto trascinato lavorano in difetto di ossigeno e sono utilizzati per gassificare combustibili solidi (di qualsiasi tipo) finemente macinati o liquidi, che vengono inseriti nel reattore insieme all’ossidante in una configurazione equicorrente.

Un reattore si dice isoterma se in ogni suo punto è mantenuta la stessa temperatura. E’ detto adiabatico se le reazioni avvengono senza scambio di calore. In realtà non possono esistere reattori di questo tipo ma solo alcuni che si possono avvicinare alla condizione di isothermicità o adiabaticità. In generale, i processi di conversione termochimica della biomassa sono globalmente endotermici e quindi richiedono un apporto di calore: esso può essere fornito da una parziale combustione all’interno dello stesso reattore (riscaldamento diretto), o utilizzando un altro reattore o uno scambiatore di calore (riscaldamento indiretto), ad esempio attraverso un materiale inerte preventivamente portato a temperatura in un secondo reattore di combustione.

I parametri che governano la conversione delle biomasse sono [1]:

- Quantità, composizione chimica e forma fisica del combustibile.
- Umidità.
- Temperatura.
- Tempo di residenza.
- Produzione di gas (o di combustibile).
- Condizioni atmosferiche.

Dei primi due si è già discusso nel capitolo 1; qui ricordiamo che la composizione della biomassa influisce molto sulla composizione del combustibile prodotto e quindi sull’efficienza chimica del processo [1]:

$$\eta_{chem} = \frac{m_c \cdot PCI_c}{m_b \cdot PCI_b} \quad (2.1)$$

dove:

$m_c$  = quantità di combustibile prodotto.

$PCI_c$  = potere calorifico del combustibile prodotto.

$m_b$  = quantità di biomassa immessa.

$PCI_b$  = potere calorifico della biomassa.

Per quanto riguarda l'umidità, rappresenta sempre un fattore negativo per i processi di combustione in quanto un suo aumento influenza negativamente il potere calorifico, penalizza le prestazioni e fa aumentare i costi di trasporto e di essiccamento della biomassa.

La temperatura è uno dei principali parametri di controllo poiché influenza non solo la velocità di conversione ma anche la possibilità stessa che i processi avvengano e l'efficienza di conversione. Nei processi termochimici una bassa temperatura (500°C) significa maggiore lentezza e basse conversioni. Una temperatura troppo elevata causa d'altra parte problemi fluidodinamici, di resistenza dei materiali, di maggior apporto di combustibile, di maggiori dimensioni del reattore e di fusione delle ceneri. Nei processi biochimici la temperatura deve essere compresa nell'intervallo di attività dei batteri e il più possibile costante.

Il tempo di residenza condiziona fortemente le reazioni perché da esso dipendono la composizione del gas, il potere calorifico, la conversione del carbonio, l'efficienza chimica.

Nella Tabella 2.1 sono riportati alcuni valori dei parametri di processo fin qui elencati per i processi termochimici.

**Tabella 2.1** – Parametri dei processi termochimici (Fonte: [1])

| Parametro           | Unità di misura | Valore    |
|---------------------|-----------------|-----------|
| Portata di biomassa | g/s             | 1-2000    |
| Pezzatura           | Mm              | 0,05-1000 |
| Ceneri              | % peso su secco | 5-15%     |
| Umidità             | %               | 0-50%     |
| Portata ossidanti   | g/s             | 0,5-4000  |
| Tempo di residenza  | s               | 0,5-3600  |
| Temperatura         | °C              | 350-1600  |

Un processo chimico per essere considerato d'interesse industriale, deve essere tale che le reazioni raggiungano, almeno potenzialmente, l'equilibrio termodinamico (massimo livello di conversione dei reagenti nei prodotti) e che la velocità delle reazioni sia sufficientemente elevata [1]. La cinetica globale dei processi combina tre diversi effetti: il trasferimento di massa governato dalla velocità e dalla densità del gas e dalla dimensione delle particelle solide; la diffusione nei pori governata dalla diffusività nella fase gassosa; la cinetica della reazione espressa mediante la relazione:

$$k = A \cdot e^{(E_{att}/RT)} \quad (2.2)$$

Questi tre effetti agiscono in parallelo e a temperature differenti. Se alle basse temperature l'effetto limitante per il processo è la cinetica di reazione (fenomeni di trasporto e diffusione più veloci), all'aumentare della temperatura il fattore limitante diviene prima la diffusione attraverso i pori e il film gassoso e infine il trasferimento esterno di materia.

## **2.3 Processi di conversione termochimica**

I processi termochimici si basano su reazioni di ossidoriduzione ad alta temperatura per la conversione, attraverso energia termica, dell'energia chimica della biomassa in energia chimica di un combustibile (a più alto potere calorifico) o in energia termica. Rientrano in questa categoria i processi di pirolisi, gassificazione (per la produzione di syngas) e Fischer-Tropsch (per la produzione di combustibili liquidi e gassosi diversi dal gas di sintesi), caratterizzati da reazioni endotermiche, e la combustione che invece fornisce calore. Tutti questi processi avvengono a temperature elevate e pertanto possono essere considerati veloci (ordine di alcuni secondi). Le biomasse più adatte per questo tipo di processi sono quelle con un valore del rapporto C/N basso e quindi con un elevato contenuto di lignina: legna, segatura, trucioli, cascami derivanti da pulitura di boschi, paglia di cereali, residui di potatura, scarti di lavorazione (lolla, gusci, noccioli) ma anche rifiuti solidi urbani e industriali a carattere organico come la gomma e la plastica.

### **2.3.1 Essiccazione**

Generalmente i processi di conversione termochimica utilizzano solo la frazione secca del combustibile per evitare una combustione frazionata in caldaia (con presenza di incombusti) e una perdita di potere calorifico della biomassa. Per questi motivi la biomassa subisce inizialmente un processo di essiccazione in modo da ridurre il contenuto di umidità al di sotto del 50%. Esso avviene a temperature dell'ordine di 80-100°C, fino a 150°C nel caso in cui precede la combustione.

Le tecniche utilizzate per essiccare la biomassa sono di due tipologie.

Su piccola scala si utilizza un sistema a gas con tamburo rotante dotato di setti che vanno a creare appositi percorsi dove la biomassa si muove in controcorrente rispetto a dei gas caldi (derivati da una combustione esterna, ad esempio di altra biomassa, a circa 400°C). I tempi di contatto sono brevi, il sistema è semplice ed economico, la biomassa essiccata esce a una temperatura di 80-90°C con una percentuale di umidità di circa 18-20% e i gas combusti escono ricchi di umidità alla stessa temperatura circa. La seconda tipologia prevede l'utilizzo di un sistema in cui la biomassa viene

essiccata in un tamburo fisso mediante vapore surriscaldato (mediante altro vapore che condensa a 150°C). Al termine di tale tamburo vi è un ciclone che provvede a separare la biomassa essiccata dal vapore; quest'ultimo, che si è desurriscaldato di 50-70°C, ha una portata superiore rispetto al suo ingresso in quanto contiene l'acqua rimossa dalla biomassa. L'umidità viene poi separata e utilizzata per produrre calore a circa 100°C, mentre il vapore (la cui portata è circa 15 volte quella dell'umidità rimossa) viene ricircolato.

Per un'essiccazione ancora più spinta viene eseguita la torrefazione, un processo di rimozione dell'umidità eseguito a temperature molto elevate, dell'ordine di 300°C. In questo modo si ottiene una biomassa dal potere calorifico molto più elevato, dotata di stabilità chimica, di capacità idrofobica e inoltre macinabile, aumentando così la frazione che può essere bruciata in caldaia. Nonostante ciò, la temperatura elevata rende il processo energeticamente dispendioso e causa una drastica modifica strutturale della biomassa con una perdita delle sostanze volatili e quindi di capacità da parte del combustibile di rilasciare calore.

### 2.3.2 Pirolisi

La pirolisi è un processo di decomposizione e volatilizzazione di materiali organici effettuata riscaldando la biomassa a temperature comprese tra 150 e 400°C (secondo lo scopo) in un ambiente con assenza di agenti ossidanti. Riveste un ruolo molto importante in quanto tutti i processi termochimici di conversione di un combustibile solido iniziano con la pirolisi. La pirolisi si svolge in due stadi; nel primo, la biomassa si decompone nei principali prodotti della pirolisi:

- Una frazione gassosa contenente CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub> e idrocarburi leggeri quali CH<sub>4</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>, C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>.
- Oli, catrami e tar, ossia una frazione liquida oleosa contenente vapore acqueo e composti a basso-medio peso molecolare in forma di vapore quali aldeidi, acidi, chetoni, alcoli, idrocarburi pesanti che prima vengono volatilizzati a 300-400°C e poi vengono ricondensati a temperature inferiori a 200-100°C.
- Char, un residuo fisso carbonioso composto principalmente da carbonio e altri residui ad alto peso molecolare come furani derivati e composti fenolici.
- Ceneri.

Nel secondo stadio, il tar subisce un'ulteriore decomposizione (thermal cracking) in char e gas. I due stadi non sono sequenziali nel tempo ma paralleli.

Selezionando opportunamente le condizioni di processo, in particolare temperatura e tempo di residenza, è possibile ottenere diverse percentuali dei tre prodotti principali (ceneri escluse); le tipologie, le caratteristiche e la composizione dei prodotti in uscita, sono riassunte nella seguente tabella:

**Tabella 2.2** – Tipologie e caratteristiche dei vari tipi di pirolisi (Fonte: [1])

| <b>Tipologia</b> | <b>Caratteristiche</b>    | <b>Liq</b> | <b>Char</b> | <b>Gas</b> |
|------------------|---------------------------|------------|-------------|------------|
| Pirolisi lenta   | Basse T, tempi molto alti | 30%        | 35%         | 35%        |
| Pirolisi veloce  | T medie, tempi brevi      | 75%        | 12%         | 13%        |
| Gassificazione   | Alte T, tempi alti        | 5%         | 10%         | 85%        |

Esiste anche un quarto tipo di processo, denominato “flash pirolisi”: è una pirolisi realizzata con temperature superiori a 700°C e tempi di residenza brevissimi, inferiori a 1 secondo, in modo da favorire l’evaporazione e la decomposizione di quasi tutti i componenti volatili e produrre liquidi leggeri, in cui la frazione liquida costituisce oltre l’80% in peso della biomassa in entrata. Il bio-olio ottenuto ha un potere calorifico più che raddoppiato rispetto a quello della biomassa solida e può sostituire l’olio combustibile in diverse applicazioni (caldaie, forni, motori, turbine). La diffusione è comunque ancora molto limitata da fattori tecnici e soprattutto economici.

In generale tutti i prodotti della pirolisi non possono essere usati direttamente ma richiedono ulteriori processi di conversione a valle per essere trasformati in combustibili che garantiscono efficienze migliori e costi più vantaggiosi.

### 2.3.3 Gassificazione

La gassificazione è un processo di conversione termochimica che consente di spezzare i legami presenti in un combustibile pesante di partenza e convertirlo in un gas combustibile tramite un’ossidazione incompleta, apportando un agente ossidante che può essere aria o ossigeno puro, e un moderatore che può essere acqua liquida o vapore, oppure utilizzando una miscela di tutti questi.

Il combustibile gassoso ottenuto è denominato syngas (gas di sintesi), ovvero una miscela di gas costituita principalmente da monossido di carbonio (CO) e idrogeno (H). Sono presenti anche azoto, anidride carbonica, vapore acqueo, metano, char e tar non reagiti. Altri prodotti in uscita sono H<sub>2</sub>S derivante dallo zolfo, una piccola parte di COS e ceneri.

I gassificatori possono essere a letto fisso, fluido o trascinato secondo gli schemi visti nel Capitolo 2.2; la temperatura a cui viene fatto avvenire il



processo ha un ruolo fondamentale in quanto un suo aumento provoca un aumento della percentuale di CO a spese della CO<sub>2</sub>, fino a temperature superiori a 1200°C dove si ha quasi solo CO. I reattori richiedono un contenuto di ceneri inferiore al 5%, un'umidità al di sotto del 30% e assenza di materiali fondenti alle temperature di esercizio [1]. Il processo di gassificazione è composto di tre fasi:

- Essiccamento intorno ai 100°C per la vaporizzazione dell'umidità.
- Pirolisi tra i 200 e i 700°C per la decomposizione termica della biomassa in gas, tar e char.
- Steam reforming tra 700 e 1000°C per l'ossidoriduzione che trasforma i prodotti della pirolisi precedente nel syngas.

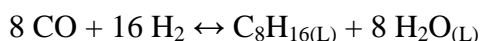
Il syngas ottenuto può essere utilizzato per molti scopi e applicazioni: produzione di energia termica tramite combustione; produzione di energia elettrica tramite combustione e cicli a vapore con turbine a vapore o cicli ORC; produzione di energia elettrica tramite motori, turbine a gas e celle a combustibile; produzione di combustibili liquidi tramite processi Fischer-Tropsch; come gas riducente nell'industria chimica e dell'acciaio [1].

#### 2.3.4 Processi Fischer-Tropsch

I cosiddetti processi Fischer-Tropsch sono una serie di reazioni catalitiche basate sulla costruzione di catene polimeriche utilizzate per la produzione di combustibili liquidi come benzine e gasoli.

Si distinguono tre tipologie di processi; il processo "Carbon To Liquid" è stato il primo ad essere sviluppato e permette di produrre combustibili liquidi a partire dal gas di sintesi derivato dal carbone. Il processo "Biomass To Liquid" converte inizialmente la biomassa in bio-olio tramite pirolisi e successivamente in carburante liquido. Il processo "Gas To Liquid" infine (compreso nei precedenti due) converte un gas di sintesi in combustibili liquidi.

Il processo Fischer-Tropsch consiste in una reazione consecutiva tramite syngas (costituito da CO e H<sub>2</sub>) e un catalizzatore, generalmente un metallo del quinto gruppo come ferro o cobalto, che dà origine a catene lineari di idrocarburi C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> più o meno lunghe a seconda delle condizioni di temperatura e pressione e della scelta del catalizzatore. Un esempio di reazione esotermica globale per produrre olefina (idrocarburo liquido) è riportata di seguito.



Se la catena di idrocarburi che si forma ha un contenuto di carbonio compreso tra  $C_5$  e  $C_{12}$  si tratta di benzine; viceversa per valori compresi tra  $C_{12}$  e  $C_{21}$  si hanno gasoli.

I reattori utilizzati per queste reazioni sono a letto fisso o a slurry. In questo secondo caso, il syngas è introdotto dal basso, il catalizzatore può essere cobalto (necessita di un rapporto  $H_2/CO=2$ ) o ferro (rapporti più bassi), e poi sono presenti delle cere pesanti solide a temperatura ambiente ma liquide alla temperatura del sistema (circa  $250^\circ C$ ); grazie ad esse, si ha un gorgogliamento nel reattore e hanno luogo le reazioni in fase eterogenea. In uscita si hanno gli idrocarburi liquidi richiesti e syngas non reagito; c'è la possibilità di formazione all'interno del reattore di idrocarburi pesanti che sono liquidi alla temperatura del sistema e tenderebbero a far salire il livello di slurry: vengono rimossi nella parte bassa del reattore insieme alle cere. Il sistema è di facile controllo (temperatura costante in tutti i punti) e garantisce una resa del 30-40%, che può essere aumentata riciclando il syngas non reagito.

Ciò che accumuna tutti i processi Fischer-Tropsch è che la biomassa può essere convertita nei combustibili finali utilizzando calore ed energia elettrica prodotti dalla biomassa stessa, e di conseguenza si hanno alti EROEI e basse emissioni di gas serra [1].

### 2.3.5 Combustione

La combustione è una reazione esotermica di ossidazione completa di una sostanza nel corso della quale l'energia chimica contenuta nel combustibile si libera sotto forma di calore.

La combustione richiede la presenza di tre elementi: un combustibile, un ossidante (ossigeno contenuto nell'aria) e una fonte di calore. I combustibili solidi da biomassa hanno la proprietà di non essere infiammabili a condizioni ambiente. Perché un combustibile solido possa bruciare, sono necessari diversi requisiti tecnici e relativi parametri [1]:

- L'aria ossidante deve essere maggiore di quella stechiometrica. E' importante il calcolo dell'eccesso d'aria.
- Il gas combustibile prodotto deve essere correttamente miscelato con l'aria comburente. E' necessario conoscere le condizioni termo-fluidodinamiche e garantirne l'omogeneità.
- Il gas combustibile deve risiedere per un tempo sufficientemente lungo nella zona di reazione. Si deve conoscere il tempo di residenza dei fumi e del combustibile.
- Il processo di combustione richiede una temperatura sufficientemente alta la cui determinazione è fondamentale.

L'effetto dell'eccesso d'aria è positivo in quanto un suo aumento determina una combustione più completa con riduzione di incombusti nei fumi. Occorre tuttavia controllare che forti eccessi di ossigeno non riducano però il tempo di ritenzione dei fumi in combustione oltre certi limiti che si rivelerebbero dannosi. Bisogna tenere conto d'altra parte, che l'aria utilizzata come ossidante è costituita per la maggior parte da azoto: esso si comporta come un inerte, riducendo l'efficienza di combustione (in quanto assorbe parte del calore rilasciato dal combustibile) ed inoltre causa l'emissione di  $\text{NO}_x$ . E' necessario quindi un compromesso tra questi fattori.

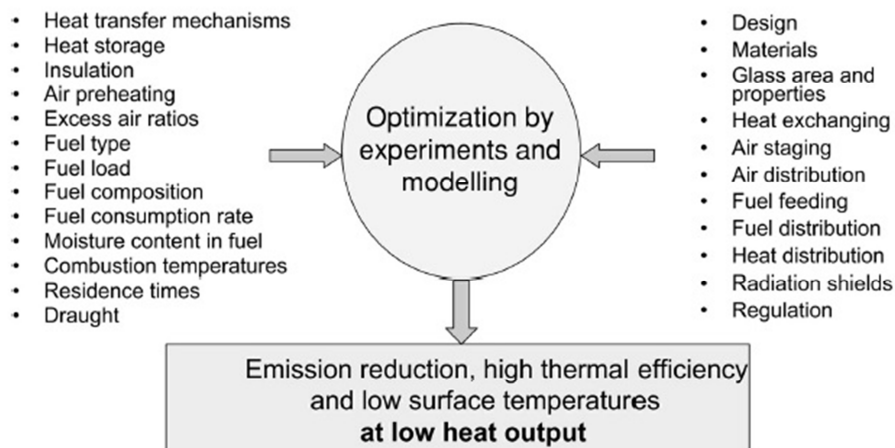
La distribuzione omogenea di fumi e ossigeno permette anch'essa di ottenere una combustione completa; per assicurarla sono inoltre imposti dei vincoli, variabili a seconda della biomassa utilizzata come combustibile, sul numero di Reynolds in camera di combustione secondaria, sulle condizioni minime di temperatura e sul tenore minimo di ossigeno nei fumi. Ad esempio nel caso di combustione di RSU va garantito un numero di Reynolds pari a 60000, condizioni minime di temperatura pari a  $850^\circ\text{C}$  per un tempo minimo di due secondi e tenore minimo di ossigeno pari al 6%.

La diminuzione del tempo di permanenza in combustione del combustibile e dei fumi determina un aumento degli incombusti nei fumi.

La temperatura infine, rappresenta il parametro più importante per il controllo della combustione: una sua diminuzione determina un incremento degli incombusti, tra cui le diossine sono quelle più pericolose; dopo i  $700^\circ\text{C}$  invece, si dimostra che l'effetto distruttivo predomina sulla formazione.

Le sostanze inquinanti prodotte dalla combustione di combustibili solidi da biomassa possono essere suddivise in due classi [1]: quelle derivanti da combustione incompleta e quelle derivanti da combustione completa. Tra le prime vengono annoverati il monossido di carbonio (CO), fuliggine (C), idrocarburi, composti del catrame ( $\text{C}_m\text{H}_n$ ) e le particelle incombuste. E' possibile limitarne la produzione utilizzando una temperatura superiore a  $800^\circ\text{C}$ , un eccesso d'aria maggiore di 1,5 e un tempo di permanenza dei fumi maggiore di 0,5 secondi. Tra le sostanze inquinanti derivanti da combustione completa si hanno gli ossidi di azoto  $\text{NO}_x$ , anidride carbonica ma anche  $\text{N}_2\text{O}$ , HCl,  $\text{SO}_2$ . Possono essere ridotte utilizzando dei sistemi di combustione dotati di percorsi separati per l'aria primaria e secondaria e di una zona di combustione sufficientemente ampia.

I fattori che influenzano l'efficienza di combustione e le emissioni di inquinanti sono ancora più numerosi, fra cui la composizione e la modalità di carica del combustibile, il sistema di combustione, i materiali utilizzati, le modalità di funzionamento dell'impianto e altri riassunti nella Figura 2.4.



**Figura 2.4 Parametri che influenzano l'efficienza e le emissioni della combustione (Fonte:[3])**

Le tecnologie utilizzate per il processo di combustione di biomasse solide sono le stufe, i termocamini e le caldaie. Per quanto riguarda i combustibili da biomassa in fase liquida, il biodiesel può essere utilizzato nelle caldaie a gasolio tradizionali; i combustibili gassosi come il biogas invece, possono essere utilizzati nelle comuni caldaie a gas a condizione che vengano installati iniettori.

Il combustibile si trova inizialmente a temperatura ambiente, vale a dire tra 10 e 25°C ed è quindi necessario un iniziale riscaldamento prima dell'ingresso in camera di combustione; oltre a ciò, come detto precedentemente, viene eseguita un'essiccazione a una temperatura compresa tra 100 e 150°C per rimuovere l'umidità presente; a questo punto inizia il vero e proprio processo di combustione, diviso nelle seguenti fasi:

- Pirolisi tra 150 e 230°C che porta alla decomposizione della biomassa in char, tar, gas come monossido di carbonio e idrocarburi gassosi del tipo  $C_mH_n$ .
- Gassificazione tra 230 e 500°C sostenuta da combustione parziale ottenuta introducendo una quantità di combustibile minore della stechiometrica. Il calore generato permette la pirolisi di componenti come carbone e catrame.
- Gassificazione del carbonio solido tra 500 e 700°C nella quale, sotto l'influenza di anidride carbonica, vapore acqueo e ossigeno, viene generato monossido di carbonio. Tale reazione è esotermica ed emana luce e raggi infrarossi che si manifestano nella fiamma visibile.

- Ossidazione, tra 700 fino a circa 1400°C, di tutti i gas combustibili generati nelle fasi precedenti, mediante apporto di aria secondaria in quantità tale da cercar di garantire la combustione completa della miscela.

Alcune delle reazioni che avvengono nelle fasi descritte sono riportate in figura:

**Combustion reactions of C and H:**

$C + O_2 \rightarrow CO_2$  (33.84 MJ/kg of carbon is generated in complete oxidation of C of fuel)

$2C + O_2 \rightarrow 2CO$  (10.17 MJ/kg of carbon is generated in partial oxidation of C of fuel\*)

$2H + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow H_2O$  (121.06 MJ/kg of Hydrogen in complete oxidation of H of fuel)

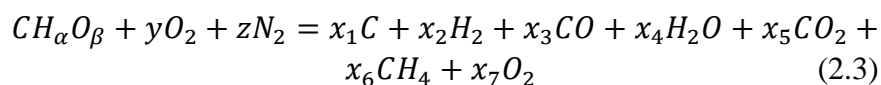
$S + O_2 \rightarrow SO_2$  (9.31 MJ/kg of Sulphur in complete oxidation of S of fuel)

*\*Each kilogram of CO formed means a reduction of 23.67MJ of heat.*

$CO + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow CO_2 + 23.67MJ/kg$  of CO

**Figura 2.5 Alcune reazioni del processo di combustione**

In generale, considerando solo i prodotti principali, la reazione di combustione della biomassa può essere schematizzata come segue:



In realtà sono necessarie centinaia di reazioni elementari per descrivere nel dettaglio il processo di combustione, la cui cinetica di reazione è governata dall'espressione (2.2). In esse un ruolo fondamentale è svolto da alcuni radicali come OH, H e O che sono usati come ossidanti intermedi tra una reazione elementare e l'altra.

Il bilancio di energia può essere riassunto come [4]:

Energia nel combustibile + energia di preriscaldamento = energia dei gas combusti + energia persa

L'energia nel combustibile è data dal Net Calorific Value, definito secondo l'espressione (1.5). L'energia di preriscaldamento è dovuta alla differenza di temperatura tra il combustibile (o l'aria) in ingresso alla camera di combustione e le condizioni ambiente. L'energia dei gas combusti è quella contenuta nei fumi a una certa temperatura e viene rilasciata una volta che i gas si raffreddano. Per il calcolo di questi due ultimi tipi di energia è necessario definire l'entalpia dei vari elementi e composti presenti nel combustibile e nei fumi a una certa temperatura, ricavata tramite l'utilizzo

di polinomi NASA. L'energia persa è dovuta a incompleta combustione e alla somma del calore disperso per conduzione, convezione e irraggiamento. Considerando le diverse portate massiche è possibile scrivere il bilancio generale di energia della combustione come [4]:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{COMB} \cdot NCV + \dot{m}_{COMB} \cdot [h_{COMB}(T_{COMB}) - h_{COMB}(T_{AMB})] + \dot{m}_{ARIA} \cdot \\ [h_{ARIA}(T_{ARIA}) - h_{ARIA}(T_{AMB})] = \\ \dot{m}_{FUMI} \cdot [h_{FUMI}(T_{FUMI}) - h_{FUMI}(T_{AMB})] + \sum_I Q_i + \sum_j \dot{m}_{COMB} \cdot E_j \quad (2.4) \end{aligned}$$

dove, nell'ultimo termine,  $Q_i$  indica la somma dei calori dispersi, e  $E_j$  è il calore perso dal singolo composto incombusto. Dal bilancio di energia è possibile ricavare la temperatura di uscita da fumi dopo la combustione.

Infine, per quanto riguarda il processo di formazione delle ceneri, gli elementi che le formano sono presenti nella biomassa sotto forma di sali contenuti nella struttura carboniosa oppure come particelle minerali provenienti da terra e argilla introdotta nella biomassa durante le fasi di raccolto e trasporto [4]. Durante la combustione, una frazione dei composti responsabili della formazione delle ceneri è volatilizzata e, in seguito a nucleazione, forma delle piccole particelle sospese all'interno dei fumi di combustione, le cosiddette "fly ash". I composti non volatili rimasti invece, possono fondersi e coalescere all'interno e sulla superficie del char: a seconda delle condizioni di combustione, una parte viene trasportata dai gas combusti dando origine alle "coarse fly ash" mentre l'altra frazione rimane sul fondo del reattore formando le "bottom ash" [4]. Il meccanismo di formazione delle ceneri è stato descritto in maniera semplificata ed è in realtà molto più complesso.

## 2.4 Processi di conversione biochimica e meccanica

I processi di conversione biochimica convertono l'energia chimica del combustibile in biocombustibili o calore grazie all'azione di microorganismi come batteri, enzimi, funghi, lieviti. Nel caso della biomassa, è preferibile utilizzare questa tipologia di processi nel caso in cui il rapporto C/N sia alto (compreso tra 16 e 35) e il contenuto di umidità sia elevato (superiore al 30% in peso) poiché tali condizioni favoriscono la formazione, la crescita e la proliferazione dei microrganismi.

I processi di conversione di tipo meccanico permettono di operare la separazione della componente grassa dalla componente proteica presenti nelle biomasse oleaginose, estraendo oli vegetali. Rientrano in questa categoria di processi anche la raffinazione e l'esterificazione, tramite i quali viene prodotto il combustibile biodiesel.

### **2.4.1 Digestione anaerobica per la produzione di biogas**

La digestione anaerobica è un insieme di processi biologici che avvengono in un ambiente privo di ossigeno tramite i quali le sostanze organiche complesse contenute nei vegetali e nei sottoprodotti di origine animale vengono convertite, grazie all'azione di batteri, arrivando alla produzione di un gas combustibile, denominato biogas, e altri prodotti residui [1]. Le condizioni ideali sono generalmente un pH di 7/7,5, una temperatura di circa 35°C (nel caso di batteri mesofili, più stabili al variare delle condizioni) o 55°C (nel caso di batteri termofili, che garantiscono una cinetica più rapida) a seconda del tipo di batteri. I tempi di processo sono relativamente lunghi rispetto a quelli di altri processi.

Al termine del processo viene prodotto un gas combustibile costituito essenzialmente da metano e anidride carbonica e caratterizzato da un medio potere calorifico.

Prima della conversione vera e propria, la biomassa viene solitamente pretrattata in modo tale da aumentare il rapporto superficie/volume e favorire l'attacco degli enzimi (triturazione, macerazione in acqua o trattamenti con vapore); seguono fasi di idrolisi e acidificazione, acetogenesi, metanogenesi. I processi possono essere divisi in continui o discontinui, monostadio o multistadio, digestione a umido o a semisecco o a secco (a seconda dell'umidità contenuta nella biomassa). Il biogas può essere utilizzato in motori a combustione interna o in microturbine; solitamente necessita di essere diluito e compresso in quanto contiene anidride carbonica e possibili particelle trascinate. Il processo di digestione anaerobica, nonostante presenti alcuni problemi dovuti allo stoccaggio dei prodotti e degli scarti di lavorazione, è considerato abbastanza efficiente con efficienze di conversione interessanti.

### **2.4.2 Fermentazione di oli per la produzione di etanolo**

La fermentazione è un processo di conversione biochimica attraverso il quale la biomassa viene decomposta tramite l'azione di batteri o enzimi (presenti nel lievito aggiunto alla soluzione iniziale) e viene prodotto etanolo, un biocombustibile liquido.

La materia prima del processo è costituita dagli zuccheri o, eventualmente da amidi convertiti poi in zuccheri; per tale motivo le biomasse che più si prestano a essere utilizzate in questi processi di conversione sono quelle saccarifere (canna e barbabietola da zucchero, sorgo, melassa e residui di frutta) e amidacee (mais, grano, orzo e sorgo da granella). I microrganismi sono funghi unicellulari chiamati lieviti in grado di trasformare 100 grammi di zucchero in 51,1 g di etanolo [1]. Il prodotto principale del processo di conversione è una miscela di acqua ed etanolo, di cui

quest'ultimo costituisce il 10-12%, oltre a residui; in seguito è necessaria quindi la concentrazione dell'etanolo tramite distillazione in modo che possa essere commercializzato come soluzione acquosa con concentrazione del 98,5%. La composizione dell'etanolo può essere schematizzata come: 52,2% C, 13,1% H, 37,4% O. Come si può notare, essa è molto spostata sull'ossigeno a differenza della benzina commerciale: ciò comporta un potere calorifico più basso (26,4 MJ/kg contro i 43,3 delle benzine). La densità è di 0,79 kg/m<sup>3</sup>. Il rapporto di miscela è di circa 9 kg<sub>aria</sub>/kg<sub>combustibile</sub>, più basso di quello della benzina (circa 14), e ciò comporta una maggiore introduzione di combustibile (poiché a parità di altre condizioni è necessaria la stessa quantità di miscela). Il numero di ottano è però maggiore (circa 108 contro 98 della benzina). Molto spesso l'etanolo è miscelato con la benzina per innalzarne il numero di ottano evitando l'utilizzo di piombo, aromatici o additivi. Bisogna considerare però alcuni problemi derivanti dalla miscelazione: innanzitutto un problema evaporativo, in quanto l'etanolo, di per sé meno volatile della benzina, se addizionato a quest'ultima in quantità minore del 50% ne aumenta la volatilità in contrasto con la normativa vigente che impone dei limiti all'evaporazione in ambiente. Un secondo problema deriva invece dall'elevata affinità dell'etanolo con l'acqua: quando viene addizionato alla benzina, tende a legarsi anche con le minime percentuali di H<sub>2</sub>O presenti, smiscelandosi e ciò comporta gravi problemi di funzionamento soprattutto nei motori, che necessitano quindi di una rete di distribuzione di etanolo dedicata; per poter essere miscelato senza problemi, l'etanolo deve avere una percentuale di acqua inferiore allo 0,5%.

### **2.4.3 Estrazione, raffinazione ed transesterificazione**

L'olio vegetale è contenuto nelle cellule oleifere, all'interno di apposite strutture vegetali denominate vacuoli, presenti nelle biomasse oleaginose; la rottura di tali cellule rappresenta la vera e propria operazione di estrazione dell'olio e viene effettuata tramite due tecniche. Quella meccanica a pressione e/o quella chimica, ovvero con un solvente. Nella pratica sono spesso combinate. Nel primo caso, la conversione viene operata su semi con un contenuto di grassi superiore al 20% (colza e girasole), nel secondo, su semi con un contenuto inferiore a tale soglia. Il prodotto finale dell'estrazione è un olio grezzo, la cui base è costituita da trigliceridi, ovvero tre catene di carbonio e idrogeno legate assieme.

L'elevata viscosità propria dell'olio lo rende inadatto per essere utilizzato direttamente come combustibile per la propulsione in quanto provoca sporco e danneggiamento dei motori. Per tali motivi, l'olio può essere sottoposto a processi di raffinazione ed esterificazione per la produzione di biodiesel. La reazione di transesterificazione avviene tra un



trigliceride e tre molecole di metanolo (o etanolo) dando luogo al glicerolo (da cui è possibile estrarre la glicerina) e tre esteri metilici (o etilici nel caso si utilizzi etanolo), ovvero il cosiddetto biodiesel. La glicerina può essere riutilizzata nel processo di recupero di metanolo o come prodotto finale per la produzione di creme, pasta dentifricia e lubrificanti. La reazione e le relative strutture chimiche di reagenti e prodotti sono riportate in Figura 2.6:

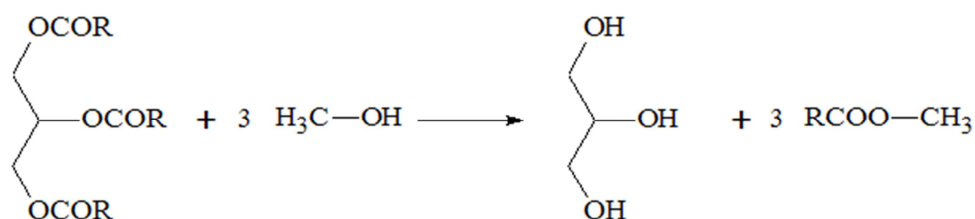


Figura 2.6 Reazione di transesterificazione con metanolo

dove “R” è una catena lineare generalmente lunga da 16 a 22 atomi di carbonio la cui esatta struttura dipende dalla specie vegetale o animale. Il primo prodotto indicato è il glicerolo, il secondo è il generico estere metilico che costituisce il biodiesel.

La composizione del biodiesel può essere schematizzata come: 77% C, 12% H, 11% O. Come già visto con l’etanolo, la presenza dell’ossigeno, a differenza del diesel tradizionale, comporta un potere calorifico più basso (32,6 MJ/kg contro i 36,6 del diesel). La densità è di 0,8 kg/m<sup>3</sup>. Il rapporto di miscela è più basso di quello del diesel. Il numero di cetano è però maggiore (48-65 contro 40-55 del diesel) e permette migliori avviamenti a freddo e regimi di rotazione più alti. Quando è utilizzato come combustibile per la propulsione, non causa problemi all’interno del motore. Può essere usato inoltre in miscela con il diesel tradizionale (il gasolio commerciale può contenere il 5-10% di biodiesel) agendo da detergente e lubrificante. Il biodiesel permette di diminuire le emissioni di CO e particolato, aumentano però gli NO<sub>x</sub>; non si hanno problemi di volatilità come accadeva con l’etanolo, ma alcuni componenti altobollenti al suo interno, che non evaporano alle temperature di esercizio, possono inquinare l’olio motore modificandone le proprietà e innalzandone il livello.

## 2.5 Processi di conversione secondaria delle biomasse

Si è visto che i processi di conversione secondaria (o di utilizzo) della biomassa permettono la conversione dell’energia chimica e/o termica del combustibile di partenza nelle forme di utilizzo finale, ovvero l’effetto utile termico, meccanico ed elettrico.

La generazione di energia termica da biomasse è conseguita sfruttando direttamente la combustione. Le biomasse maggiormente utilizzate sono quelle solide, con bassi contenuti di umidità e un elevato contenuto di lignina. Le principali tecnologie di generazione di calore da biomasse sono camini, stufe, termocamini e caldaie.

Per quanto riguarda la generazione di energia elettrica, i prodotti dei processi di conversione primaria come fumi di combustione, syngas, biogas, etanolo, biodiesel, vengono sfruttati dalle tecnologie dei processi di conversione secondaria tra le quali, in particolare, le microturbine e i cicli ORC (Organic Rankine Cycle), principali oggetti della presente trattazione. La scelta della biomassa è determinata sulla base della disponibilità, del prezzo, delle caratteristiche fisico-chimiche e da particolari condizioni economiche, sociali e ambientali che possono verificarsi nel sito di reperimento o nel luogo di utilizzo. I costi hanno un ruolo fondamentale nella convenienza energetica a utilizzare biomasse, vista la loro bassa densità di energia e la grande variabilità delle proprietà: la biomassa deve essere scelta tra quelle disponibili e a minor costo. La maggior convenienza risiede di solito nell'utilizzo di scarti, sottoprodotti e rifiuti, specialmente lignocellulosici [1]. Le biomasse più costose invece sono meno convenienti ma hanno una densità energetica maggiore e quindi l'impianto avrà costi inferiori. La tabella seguente riporta i prezzi e i costi energetici delle principali biomasse (e combustibili derivati; il syngas e il biogas sono solitamente usati in loco pertanto non ne viene indicato il prezzo); poiché i dati possono variare a seconda dei quantitativi e del periodo, quelli riportati sono dei valori medi riferiti a ottobre 2009 [1].

**Tabella 2.3** – PCI e prezzi delle principali biomasse (Fonte: [1])

| <b>Combustibile</b>          | <b>PCI ar<br/>(GJ/t)</b> | <b>Prezzo<br/>(€/t)</b> | <b>Prezzo<br/>(€/GJ)</b> |
|------------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|
| RSU                          | 8                        | -40                     | -4,9                     |
| Reflui zootecnici            | -                        | 0                       | 0                        |
| Cippato                      | 10                       | 45                      | 4,3                      |
| Mais (20 t)                  | 26                       | 150                     | 5,9                      |
| Legna debole (acacia, abete) | 13                       | 90                      | 7,2                      |
| Pellets                      | 18                       | 250                     | 13,6                     |
| Bioetanolo (alla pompa)      | 26                       | 1454                    | 55,1                     |
| Biodiesel (alla pompa)       | 37                       | 1820                    | 48,9                     |

Per quanto riguarda le caratteristiche fisico-chimiche, come già ampiamente sottolineato nei capitoli precedenti, per produrre energia termica si scelgono biomasse secche, per produrre energia elettriche si

utilizzeranno invece biomasse umide nel caso di processi di digestione e biomasse secche nel caso di conversioni termochimiche.

La scelta del sistema di stoccaggio è molto importante in quanto esso garantisce l'alimentazione necessaria per l'impianto conservando o addirittura migliorando le caratteristiche del combustibile. Allo stesso modo, il sistema di rifornimento fa in modo che all'impianto pervenga combustibile per tutto il periodo di funzionamento. I principali parametri utilizzati per il dimensionamento del sistema di stoccaggio sono: la densità e l'umidità della biomassa (vedi paragrafo 1.4, pag.15), la taglia dell'impianto e il numero di ore di funzionamento che si vuole garantire. Ad esempio, nel caso di legna, è necessaria una fase di stagionatura per ridurre il contenuto di umidità, operazione molto lunga che deve essere quindi tenuta in considerazione per valutare la quantità di biomassa da immagazzinare e i tempi di avvio dell'impianto. Relativamente al rifornimento, bisogna considerare il confronto tra le distanze che si possono percorrere trasportando diversi tipi di biomassa che dipendono dal massimo costo energetico ed economico del trasporto accettabile, solitamente pari al 10% del costo energetico ed economico di quanto trasportato [1].

Infine per quanto riguarda la scelta della taglia, gli impianti a biomasse hanno un intervallo di potenze da poche decine di kW a poche decine di MW. Le limitazioni sono dovute alla difficoltà di avere rendimenti accettabili per le piccole taglie e dalla bassa densità energetica che impedisce la realizzazione su larga scala; un ulteriore problema è costituito anche dall'affidabilità degli impianti, misurata in ore equivalenti l'anno sul totale di ore disponibili, a causa di problemi di reperimento, trasporto e conversione del combustibile: in molti casi non si raggiungono le 2000 ore annue.

## **2.6 Caldaie**

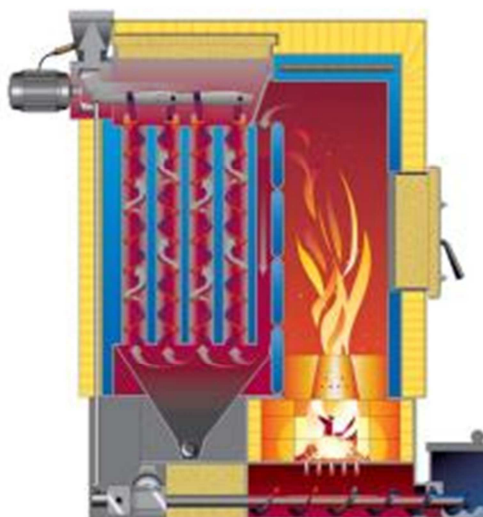
I generatori di calore permettono di produrre energia termica utilizzabile direttamente per il riscaldamento o, attraverso i fumi caldi di combustione, in altri processi di conversione. Sono di diversa taglia a seconda che il calore debba essere usato per applicazioni di piccola scala, come ad esempio in un'abitazione, oppure su larga scala, come in centrali termiche o reti di teleriscaldamento.

Le principali tipologie di generatori di calore sono i termocamini (aperti o chiusi), le stufe a legna o pellet e le caldaie che possono funzionare con legna, pellet, cippato e verranno analizzate nei dettagli di seguito.

Le caldaie in commercio appartengono principalmente a due tipologie a seconda della taglia: Le caldaie a griglia fissa, a fiamma diretta o inversa,

per le piccole e medie taglie e le caldaie a griglia mobile per medio-grandi e grandi taglie. Esiste anche la possibilità di altre soluzioni come caldaie a letto fluido utilizzate nelle grandi taglie oppure co-combustione realizzata bruciando biomassa insieme a polverino di carbone in centrali ultra super critiche. Di particolare interesse risulta l'accoppiamento della caldaia con un ciclo ORC, dove il calore generato dalla caldaia viene convogliato attraverso un fluido termovettore (olio diatermico o acqua) e utilizzato per far evaporare un fluido con elevato peso molecolare che si espande poi in turbina generando energia elettrica. Tale soluzione è oggetto di questa trattazione e verrà approfondita nei capitoli 3 e 4.

Le caldaie a griglia fissa coprono un range di potenza che va dai 10 kW a circa 2000 kW, operando quindi su scala domestica fino al servizio di mini reti di teleriscaldamento. In questi sistemi il trasporto del combustibile è realizzato dal sistema di alimentazione e per gravità (inclinazione della griglia).



**Figura 2.7 Caldaia a griglia fissa**

All'aumentare dell'umidità presente nel combustibile diminuisce il rendimento della caldaia, ma la percentuale limite è del 50% mentre il contenuto di ceneri non può superare il 2%. La tipologia impiantistica più diffusa prevede una griglia sottoalimentata a spinta dove l'aria primaria agisce al di sotto della griglia favorendo l'essiccazione e la gassificazione della biomassa, mentre l'aria secondaria opera al di sopra della griglia favorendo l'ossidazione efficiente dei gas [1]. Una diversa tipologia è denominata a fiamma inversa in quanto una apposita ventola fa sì che l'aria comburente vada dall'alto verso il basso; la ventola può essere a monte

della camera di combustione (aria soffiata) o a valle (aria aspirata); l'aria primaria è introdotta immediatamente sopra la griglia fissa e l'aria secondaria è introdotta successivamente; l'inversione della fiamma consente una combustione progressiva della biomassa che brucia solamente quando giunge in prossimità della griglia.

Le caldaie a griglia mobile possono produrre da 500 kW fino ad alcuni MW e sono impiegate su scala industriale. Permettono l'utilizzo di biomasse con un contenuto di umidità anche superiore al 10% senza penalizzare troppo il rendimento (si ha un abbassamento dall'85 al 75% variando l'umidità dal 10 al 50%) ed un contenuto di ceneri anche fino al 10%. L'elevata densità energetica e la facilità di movimentazione rendono il pellet il combustibile più indicato per queste caldaie, sebbene possano essere utilizzate anche mescole di vari combustibili legnosi, mentre non sono tollerati mix di legno con cereali, erbacee e paglia [1].

Un contenitore per lo stoccaggio è situato in prossimità della caldaia e da qui una coclea lo preleva e lo trasporta all'ingresso; i bruciatori sono posizionati nella parte anteriore della caldaia, vengono alimentati dall'alto e sviluppano una fiamma orizzontale che si proietta nella camera di combustione. La biomassa viene depositata su una griglia mobile che può essere di vario tipo: inclinata, orizzontale, rotante o vibrante; una griglia ben progettata e controllata garantisce una distribuzione omogenea del combustibile, evitando la formazione di slag, fly ash e un eccesso di aria superiore a quello richiesto dalla combustione completa. Le caldaie a griglia mobile inclinata, come quella rappresentata in Figura 2.8, sono solitamente le più utilizzate per la combustione della biomassa.

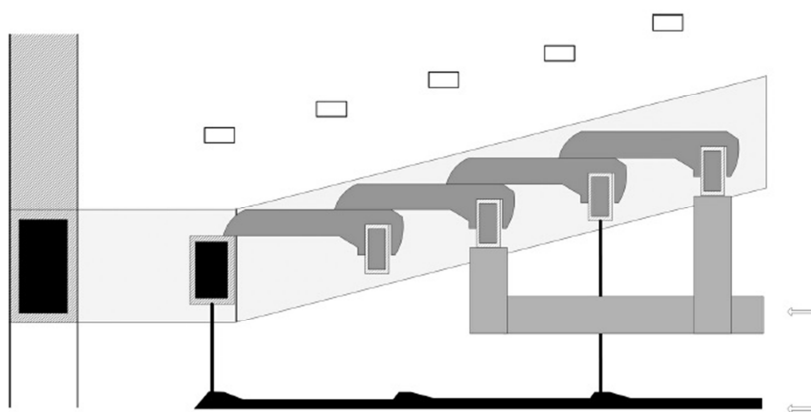


Figura 2.8 Esempio di griglia mobile inclinata (Fonte: [3])

Il sistema è costituito da una serie di leve che alternando movimenti orizzontali in avanti e indietro permettono di far avanzare i solidi lungo tutta la lunghezza della griglia. In questo modo, la biomassa entra in

contatto con aria primaria proveniente al di sotto della griglia mobile e subiscono una prima combustione parziale. L'apporto di aria deve essere attentamente controllato ed è diviso in apposite sezioni in modo da fornire l'esatto quantitativo necessario, creando così in successione una zona di essiccazione, una zona di gassificazione e una zona di ossidazione. Inoltre questa introduzione controllata di aria garantisce una certa flessibilità alla caldaia, permettendone un buon funzionamento ai carichi parziali. Quello che si cerca di ottenere è l'ossidazione più completa possibile del carbonio fisso, mentre le ceneri vengono rimosse nella parte bassa della caldaia, al termine della griglia.

L'ossidazione dei prodotti volatili non ossidati viene effettuata mediante l'introduzione di aria secondaria, un processo che innalza la temperatura fino a 800-900°C e permette inoltre la pirolizzazione del tar. La separazione delle camere di combustione primaria e secondaria è un aspetto progettuale molto importante per le caldaie per evitare un flusso di ritorno dell'aria secondaria nella zona primaria.

In Figura 2.9 è riportato un esempio di caldaia a griglia mobile, dove è possibile visualizzare le zone di essiccazione (1), gassificazione (2) e ossidazione (3); i gas combusti all'uscita della zona di combustione secondaria entrano nello scambiatore di calore, posto nella parte alta della caldaia, dove cedono calore solitamente a un fluido termovettore come acqua surriscaldata (o vapore surriscaldato) o olio diatermico. Parte del flusso di gas può essere poi ricircolato per sfruttarne il calore residuo, mentre la restante parte viene scaricata.

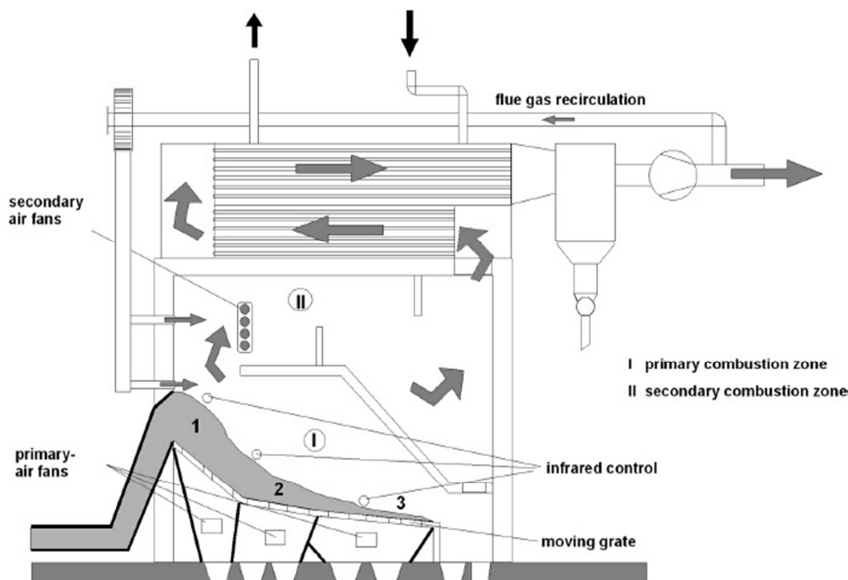


Figura 2.9 Caldaia a griglia mobile (Fonte: [3])

In base alle direzioni dei flussi di combustibile e gas combusti, le caldaie a griglia possono utilizzare tre diverse tipologie d'impianto: controcorrente, equicorrente e flusso incrociato. Le prime sono più adatte per biomasse con un contenuto di umidità più elevato, mentre biomasse secche vengono utilizzate in impianti equicorrente.

Nelle caldaie a griglia mobile orizzontale, la superficie su cui viene depositata la biomassa è mantenuta in assenza di inclinazione. I vantaggi di questa tecnologia risiedono nel fatto che si evitano movimenti incontrollati del combustibile sulla griglia dovuti a gravità e che si ha una migliore alimentazione grazie al movimento orizzontale della griglia. Questo permette di avere una distribuzione omogenea della biomassa e una minore produzione di slag, oltre che una ridotta altezza della caldaia stessa [3]. Nelle caldaie a griglia vibrante, il combustibile è introdotto in camera di combustione per mezzo di appositi diffusori, trasportatori a vite e alimentatori idraulici e depositato su una griglia; grazie al movimento vibratorio di quest'ultima, il combustibile è trasportato nelle varie zone di combustione della caldaia e le ceneri verso la zona di rimozione. Queste caldaie hanno il vantaggio di inibire la formazione di slag grazie al movimento vibratorio. Il difficile controllo della movimentazione della griglia causa d'altra parte un aumento delle emissioni di CO e della produzione di fly ash e bottom ash [3]. Le caldaie a griglia rotante sono una tecnologia dotata di una griglia di forma conica divisa in diverse sezioni ruotanti in direzioni opposte. Il combustibile e l'aria primaria vengono alimentati al di sotto della griglia. Grazie al particolare movimento rotatorio la biomassa viene trasportata dal centro alla periferia, andando incontro alle varie fasi di combustione. Le ceneri vengono scaricate al bordo più esterno della griglia conica. Questa tipologia di caldaie è adatta per la combustione di biomasse con un elevato contenuto di umidità (oltre il 65%) ma necessitano di piccole dimensioni delle particelle del combustibile, che deve essere finemente macinato.

I vantaggi principali delle caldaie a griglia risiedono nei bassi costi di investimento e operativi, nella tecnologia ben collaudata, nelle basse emissioni di ceneri e polveri e nella ridotta formazione di slag. Gli svantaggi sono costituiti da: una bassa flessibilità nel tipo di biomasse utilizzabili; un elevato eccesso d'aria richiesto; condizioni di combustione disomogenee; riduzione dell'emissione di NO<sub>x</sub> possibile solo attraverso speciali tecnologie che complicano l'impianto; maggiori emissioni durante le operazioni a carico parziale.

Un'alternativa alle tecnologie a griglia è costituita dalle caldaie a letto fluido, nelle quali il combustibile solido, inizialmente depositato sul fondo della caldaia, e i gas contenenti i reagenti e prodotti, sono mantenuti in uno stato di continua miscelazione. Ciò avviene grazie all'introduzione

dell'aria primaria, attraverso appositi fori applicati sulla superficie su cui è depositata la biomassa, che fluidizza il letto solido e garantisce un elevato scambio termico. Si possono avere sistemi a letto fluido bollente e circolante, così come descritti nel paragrafo 2.2. Le caldaie a letto fluido consentono una maggior riduzione delle emissioni di  $\text{NO}_x$ , una più elevata flessibilità nella scelta delle biomasse da bruciare e un minor quantitativo di eccesso d'aria; richiedono però elevati costi di investimento e operativi e pertanto sono interessanti solo per impianti con una produzione superiore ai 20 MW elettrici. Hanno inoltre elevate emissioni di ceneri e polveri, maggiore formazione di slag e minore flessibilità per ciò che riguarda la dimensione delle particelle di combustibile.

## 2.7 Generazione di elettricità

La produzione di energia elettrica a partire della biomassa viene realizzata attraverso la conversione dell'energia chimica del combustibile in termica, termica in meccanica e meccanica in elettrica, oppure direttamente attraverso la conversione di energia chimica in energia elettrica, come negli impianti che utilizzano celle a combustibile [1].

Le tipologie impiantistiche più diffuse sono:

- Impianti termochimici di grande taglia, due configurazioni: una caldaia che alimenta una turbina a vapore accoppiata a un generatore; oppure un gassificatore che alimenta una turbina a gas accoppiata a un generatore. Sono pochi gli impianti combinati, ovvero costituiti da un sistema della seconda tipologia in cui il calore residuo all'uscita della turbina a gas viene sfruttato dalla turbina a vapore per produrre ulteriore energia elettrica.
- Impianti biochimici di media taglia, due configurazioni: impianti di digestione anaerobica con utilizzo del biogas in motori a combustione interna accoppiati a generatori; oppure impianti che utilizzano direttamente i biocombustibili (etanolo, biodiesel) in motori a combustione interna accoppiati a generatori.

Una soluzione impiantistica sempre più diffusa è quella di accoppiare una caldaia a biomasse con un impianto di generazione ORC: il calore generato viene conferito a un fluido termovettore che lo trasmette poi a un fluido organico ad elevato peso molecolare che opera in cicli Rankine appositamente modificati; questo sistema permette di produrre energia elettrica anche con una fonte di calore a temperatura medio-bassa. Per massimizzare la produzione elettrica è possibile sfruttare una parte del calore dei gas combusti provenienti dalla caldaia per scaldare aria che



espande poi in una microturbina collegata a un generatore, e la restante parte in un ciclo ORC a valle. Tali soluzioni impiantistiche appena menzionate saranno approfondite nei capitoli 3,4 e 5.

Per quanto riguarda l'alimentazione prevale tuttora quella tramite RSU oppure un'alimentazione ibrida, come la co-combustione di biomasse e fonte fossile in caldaia.

La situazione degli impianti a biomassa in Italia prevede 2018 MW installati complessivamente, per una produzione che è stata pari nel 2009 a 7,6 miliardi di kWh. Oltre il 62% della capacità complessiva del sistema nazionale delle biomasse si riferisce ad impianti alimentati da rifiuti solidi urbani e da altre tipologie di biomasse solide (insieme 1255 MW). Gli impianti alimentati a biogas danno luogo nel loro insieme a una capacità di 378 MW, mentre quelli alimentati a biocombustibili liquidi assommano a circa 385 MW [5].

Nelle sottosezioni seguenti saranno prese in esame le principali tecnologie per la produzione di energia meccanica convertita poi in energia elettrica, vale a dire turbine a vapore, turbine a gas, cicli ORC e microturbine. Con riferimento ai motori a combustione interna e alle macchine motrici volumetriche in generale, per un'analisi dettagliata si rimanda a testi specifici; in questo caso viene riportato solo un elenco dei principali motori alimentati con biomasse e derivati: motori alimentati a oli vegetali, motori alimentati a biodiesel, motori a combustione interna alimentati a gas (ciclo Otto, ciclo diesel, dual fuel), motori a combustione interna alimentati a biogas, motori a combustione interna alimentati a syngas, motori Stirling (a combustione esterna).

### **2.7.1 Turbine a vapore**

Le turbine a vapore sono una tecnologia molto consolidata per la produzione di energia elettrica, utilizzando come fonte energetica un'ampia gamma di combustibili, anche poco pregiati. Ciò è possibile poiché il ciclo a vapore (ciclo Rankine) è "chiuso" e preserva le parti più delicate dell'impianto, turbomacchine e scambiatori, dai prodotti di combustione [6]. Inoltre, il vapore d'acqua, acquisendo e cedendo calore a temperatura costante nelle transizioni di fase, consente di ottenere rendimenti accettabili anche senza ricorrere alle alte temperature; infine, il lavoro generato nell'espansione del vapore è molto più grande di quello speso nella compressione dell'acqua e ciò rende disponibile un saldo netto di potenza anche con macchine poco efficienti [6]. Gli impianti basati su turbine a vapore hanno un'elevata affidabilità di esercizio e bassi costi di manutenzione, ma presentano scarsa flessibilità e complessità d'impianto dovuta agli svariati casi operativi.

Nel corso degli anni si è assistito a una continua ottimizzazione del ciclo; con introduzione del surriscaldatore per aumentare la temperatura di ingresso in turbina. Con l'utilizzo di surriscaldamenti ripetuti che spostano idealmente verso destra nel piano termodinamico la linea di espansione del vapore eliminando il problema di liquido in turbina e aumentando la pressione di esercizio. Con l'introduzione di spillamenti rigenerativi con cui viene estratta un'opportuna quantità di vapore dalla turbina risolvendo in questo modo il problema dell'introduzione nel ciclo di calore a bassa temperatura media.

Il rendimento e le prestazioni di un ciclo a vapore sono influenzati dalle prestazioni dei componenti del ciclo, ovvero i rendimenti delle turbomacchine e della caldaia, dall'assetto del ciclo e dai alcuni parametri operativi quali [6]:

- La temperatura massima del ciclo: un aumento migliora il rendimento del ciclo, aumentando la temperatura media d'ingresso del calore, e migliora il problema del liquido in turbina. L'innalzamento è limitato però dalla soglia sopportabile dai materiali.
- La pressione massima del ciclo: un aumento migliora il rendimento per le stesse ragioni del punto precedente. Può però causare problemi di liquido in turbina e necessita quindi di adeguati surriscaldamenti. Cicli supercritici sono una tecnologia ben consolidata. Le limitazioni sono dovute al dimensionamento meccanico delle parti interessate.
- La pressione minima del ciclo: una diminuzione migliora il rendimento del ciclo. Il valore è determinato dalla disponibilità del mezzo refrigerante nel sito in cui è realizzato l'impianto.
- Il numero di spillamenti rigenerativi: un aumento migliora l'efficienza.
- Il numero di surriscaldamenti: un loro aumento ha lo stesso effetto dell'innalzamento della temperatura massima. I limiti sono dovuti ancora ai materiali utilizzati.

Le turbine sono di tipo assiale e costituite da un elevato numero di stadi. Data una certa velocità di rotazione, infatti, imposta dall'accoppiamento con l'alternatore, e data la massima velocità periferica ammissibile, ne consegue un massimo salto entalpico che può venire elaborato da uno stadio; con i materiali metallici e con la tecnologia attuale, i massimi salti entalpici elaborabili da uno stadio sono dell'ordine di 100-150 kJ/kg contro salti complessivi dell'ordine di 1500 kJ/kg imposti dal ciclo termodinamico che sono quindi ottenibili con molti stadi [6]. A questo motivo se ne aggiungono altri, come la variazione del volume specifico del

vapore durante l'espansione che aumenta di circa 3000 volte tra ingresso e uscita: questo fatto pone limitazioni su alcuni parametri adimensionali che caratterizzano gli stadi assiali, quali il diametro specifico e il numero di giri specifico, e da ciò consegue che i salti entalpici siano minori e vi è quindi la necessità di più stadi.

Per quanto riguarda l'utilizzo della turbina a vapore con le biomasse, ricordiamo anche l'assetto in cogenerazione, per produrre calore utile oltre che energia elettrica. Con questa configurazione d'impianto è possibile rivalutare parzialmente anche le turbine a vapore di piccola taglia, nonostante i loro bassi rendimenti elettrici; in realtà in questi casi è sempre preferibile utilizzare un ciclo ORC, che sarà approfondito nel paragrafo seguente. Gli schemi impiantistici sono di due tipologie: sistemi a contropressione e sistemi a spillamento.

### 2.7.2 Cicli ORC

Con il termine Organic Rankine Cycle s'intende un sistema di generazione in cui si utilizzano, in un ciclo Rankine convenzionale o leggermente modificato, dei fluidi organici caratterizzati da elevato peso molecolare, basso punto di ebollizione ed elevata pressione di vapore a bassa temperatura rispetto al vapore acqueo. Le basse temperature del passaggio di stato liquido-vapore (anche fino a valori inferiori a 150°C) di questi fluidi permettono di produrre energia elettrica anche con fonti di calore a temperature medio-basse. Il range di potenza varia dai pochi kW fino a circa 2,5 MW.

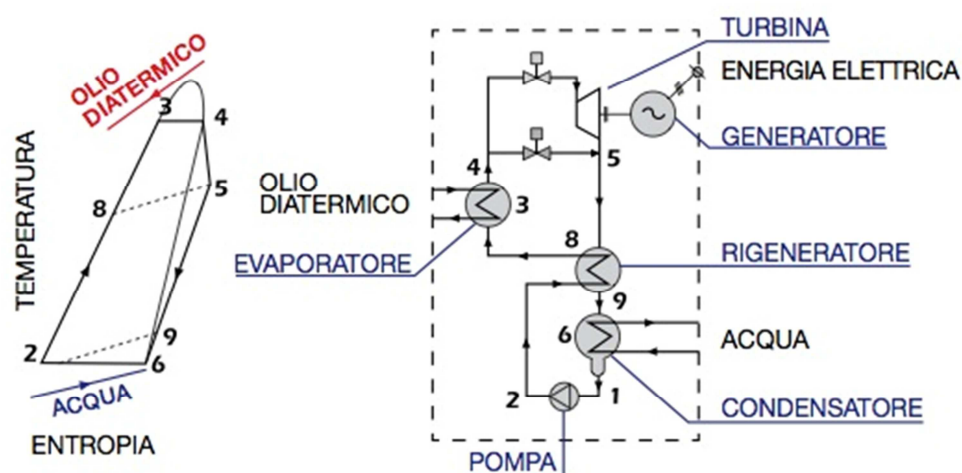


Figura 2.10 Rappresentazione del ciclo ORC sul diagramma T-s e dei rispettivi componenti

Nella Figura 2.10 è riportato lo schema del ciclo e i rispettivi componenti. Il calore generato in una caldaia (a biomassa ad esempio) viene conferito ad un fluido termovettore, solitamente un olio diatermico oppure acqua surriscaldata, con caratteristiche non vincolate da specifiche restringenti. Da questo viene trasferito a sua volta al fluido organico lungo le trasformazioni che portano alla vaporizzazione e al surriscaldamento nel ciclo ORC chiuso. Il fluido allo stato gassoso espanderà fino alla pressione di condensazione in una turbina, generando energia meccanica convertita poi in elettrica. Verrà quindi riportato allo stato liquido attraverso un condensatore e successivamente alla pressione di evaporazione attraverso una pompa.

Per questi tipi di cicli generalmente si adottano turbine di tipo assiale o centrifughe che presentano vantaggi in termini di efficienza, affidabilità, compattezza, manutenzione e buone prestazioni anche ai carichi parziali. Strutturalmente presentano altezze di pala accettabili anche ad alte pressioni, permettendo un'elaborazione del fluido adeguata [7]. Le pompe sono centrifughe multistadio a giri variabili così da poter regolare la portata nel ciclo. Nella maggior parte dei casi, i cicli ORC sono di tipo rigenerativo; il calore residuo presente nel fluido organico allo stato vapore al termine dell'espansione viene sfruttato attraverso un rigeneratore che permette di reimmetterlo nel ciclo e conferirlo al fluido in fase di preriscaldamento. In questo modo diminuisce il calore introdotto dall'esterno (fluido termovettore), diminuiscono le differenze di temperatura tra la sorgente termica e il fluido organico (e quindi le irreversibilità), aumenta la potenza erogata (poiché aumenta la portata del fluido di lavoro) e di conseguenza migliora il rendimento [8]. Oltre alla presenza del rigeneratore, altri parametri che influenzano il rendimento sono, la pressione di evaporazione e la pressione, e quindi temperatura, di condensazione (minima del ciclo, incide maggiormente sull'efficienza rispetto alla precedente). La presenza del surriscaldatore invece, aumenta la temperatura massima del ciclo: nei cicli non rigenerativi, se da un lato ciò aumenta il lavoro specifico, dall'altro diminuisce leggermente l'efficienza poiché il calore è ceduto alla sorgente fredda a una temperatura maggiore, pertanto va valutata la convenienza di effettuarlo [9]. L'efficienza del ciclo è influenzata anche dalla scelta del fluido organico in base alle condizioni di funzionamento determinate a loro volta dal tipo di sorgente termica considerata. I rendimenti elettrici dei cicli ORC si attestano mediamente intorno al 19-20%, ma recenti evoluzioni hanno permesso di raggiungere valori del 25-26% [10]. Tali valori sono sempre certamente inferiori rispetto a quelli del ciclo a vapore convenzionale (40%), ma la convenienza dei cicli ORC sta nel fatto che possono essere alimentati da fonti energetiche rinnovabili, con costo del combustibile e costi di manutenzione molto ridotti [1]. Inoltre è possibile operare in assetto

cogenerativo, utilizzando il calore scambiato nel condensatore per il teleriscaldamento o altri utilizzi, raggiungendo rendimenti termici superiori all'80%.

La scelta del fluido di lavoro da utilizzare nei sistemi di generazione ORC è di centrale importanza e dipende dal tipo di applicazione, dalla sorgente termica utilizzata e da alcuni parametri di processo. La scelta del fluido organico influenza notevolmente l'efficienza del sistema, le condizioni operative, l'impatto ambientale e la fattibilità economica. Di seguito sono elencati una serie di aspetti da tenere in considerazione per la scelta del fluido di lavoro [7][11].

- I fluidi devono essere scelti sulla base della massima resa in termini di rapporto potenza elettrica erogata/potenza termica entrante.
- La curva di saturazione (lato espansione) dei fluidi in un diagramma T-s può essere a pendenza negativa (fluidi "wet"), positiva (fluidi "dry") o verticale (fluidi isoentropici). I fluidi delle ultime due tipologie sono quelli più indicati per gli ORC in quanto durante la fase di espansione non si avrà formazione di gocce dannose alle pale delle turbine [11].

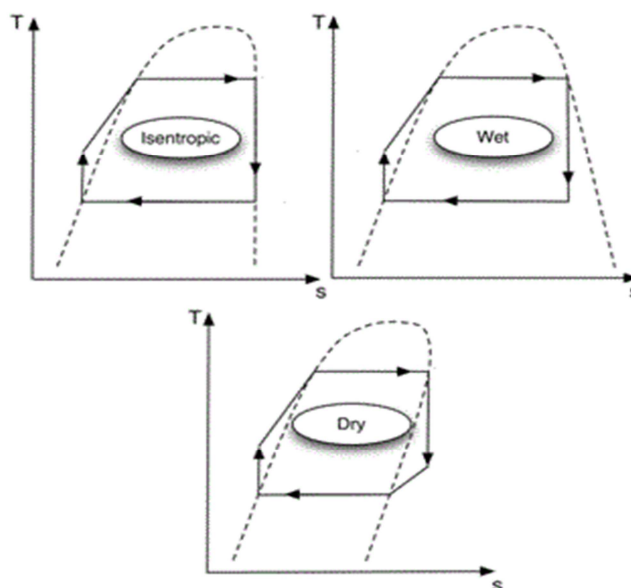


Figura 2.11 Esempi di fluido isoentropico, wet e dry sul diagramma T-s

- Si ricerca una conduttività termica elevata per migliorare il trasferimento di calore negli scambiatori. La massa molecolare e la complessità sono elevate, così da avere una densità alta che permette di contenere il lavoro di espansione per unità di massa e

consente l'impiego di turbine assiali con basso numero di stadi e ridotte velocità di rotazione. Dall'equazione di Clausius-Clapeyron, applicandola al cambio di fase a temperatura costante e considerando le leggi dei gas perfetti, si può ricavare, dopo arrangiamenti [11], che il  $\Delta h$  isoentropico attraverso la turbina (ovvero il lavoro prodotto) è espresso da:

$$\Delta h_{iso} = C_p \cdot TIT \cdot \left[ 1 - e^{-L \frac{1}{T_1} \frac{1}{T_2}} \right] \quad (2.5)$$

dove  $T_1$  e  $T_2$  sono le temperature di saturazione di due punti sulla linea di coesistenza con  $T_1 > T_2$ , TIT è la temperatura di ingresso in turbina e L è l'entalpia di vaporizzazione (o calore latente).

L'entalpia di vaporizzazione deve essere alta, mentre il calore specifico della fase liquida deve essere basso (per permettere all'intero calore disponibile di essere utilizzato nel cambio di fase), così da ridurre la portata richiesta, le dimensioni dell'attrezzatura e il consumo della pompa e aumentare il lavoro prodotto dalla turbina.

- La temperatura critica del fluido di lavoro è da tenere in considerazione nella scelta, poiché, ad esempio, la temperatura di condensazione è normalmente superiore ai 300 K e i fluidi non devono presentare difficoltà a condensare; il punto critico determina il range delle temperature utilizzabili e può essere un discriminante nella scelta di un fluido piuttosto che un altro: all'aumentare della temperatura critica, una volta fissata la pressione di evaporazione, aumenta il  $\Delta h$  di evaporazione; inoltre, più alta è la temperatura critica, minori saranno le differenze di temperatura tra la sorgente termica e il fluido organico all'interno dell'evaporatore del ciclo che causano irreversibilità e quindi perdite di efficienza. Un'altra importante proprietà termodinamica è il punto di congelamento del fluido che deve essere al di sotto della temperatura operativa minima del ciclo.
- Il fluido organico deve lavorare in un range di pressioni accettabile. Sono preferibili pressioni ridotte per ridurre la complessità e l'onerosità dell'impianto.
- La stabilità chimica dei fluidi organici ha un limite massimo di temperatura superata la quale si verificano un deterioramento e una mutazione chimica del fluido. Inoltre il fluido deve essere non corrosivo e compatibile con i materiali e gli oli lubrificanti.
- Il fluido di lavoro deve avere un ridotto impatto ambientale: vanno pertanto controllati i parametri ODP (Ozone Depletion Potential

che esprime la capacità di una sostanza di impoverire lo strato di ozono stratosferico), GWP (Global Warming Potential che esprime il contributo della sostanza al riscaldamento globale) e TEWI (Total Equivalent Warming Impact che esprime l'impatto totale del fluido sull'effetto serra suddividendo in effetto serra diretto ed indiretto) [7]. Inoltre deve presentare caratteristiche di non tossicità e non infiammabilità.

- Si prediligono costi ridotti e facile reperibilità.

Nella realtà non esiste un fluido migliore degli altri che possiede tutte le caratteristiche sopra elencate a differenti range di temperatura, ma è necessario un compromesso in base alle condizioni operative. I fluidi vengono definiti "organici", secondo la terminologia utilizzata in chimica per descrivere una classe di fluidi che include idrocarburi e fluorocarburi ad alta massa molecolare quali i freon e molti altri comuni refrigeranti nonché molti prodotti della chimica del carbonio quali i composti aromatici, le paraffine, i combustibili in genere, i solventi e i diluenti.

Rispetto alle tecnologie concorrenti, i cicli ORC offrono numerosi vantaggi dovuti soprattutto alle peculiarità dei fluidi utilizzati che presentano, infatti, alcune importanti differenze rispetto all'acqua tra cui l'elevata complessità, la maggiore massa molecolare, temperature e pressioni critiche più basse e maggiori pressioni di saturazione a parità di temperatura. Questi vantaggi sono elencati di seguito [7][11][12]:

- I cicli ORC possono essere utilizzati per trasformare energia termica a bassa temperatura in energia elettrica. A tali basse temperature un ciclo a vapore d'acqua risulterebbe di difficile progettazione e assai inefficiente a causa degli enormi volumi che si avrebbero alle ridotte pressioni (e temperature) alle quali sarebbe necessario far condensare il fluido, con degli inaccettabili aumenti di volume e di costo degli impianti stessi [7].
- Turbine di tipo assiali monostadio, più semplici e più compatte e di conseguenza più economiche, meno sollecitate e con buone prestazioni ai carichi parziali. Consideriamo, infatti, l'espressione del lavoro reversibile:

$$l_{rev} = \Delta p / \bar{\rho} \quad (2.6)$$

dove  $\bar{\rho}$  indica il valor medio della densità del vapore durante l'espansione. La densità media dei fluidi organici è più elevata rispetto a quella del vapore d'acqua, dato il loro elevato peso molecolare; per questo motivo il salto entalpico totale reversibile è

in genere contenuto e può essere elaborato da una turbomacchina monostadio. Di conseguenza le sezioni di passaggio non variano significativamente dall'alta alla bassa pressione, cosa che accade nelle turbine a vapore con conseguente allontanamento dal punto di ottimo della macchina a causa di perdite fluidodinamiche [7].

- Tenendo presente che la potenza erogata dalla macchina è pari a  $P = \dot{m} \cdot \Delta h$ , poiché i  $\Delta h$  sono limitati le portate sono elevate. Si avrebbero quindi in alta pressione altezze di pala costruttivamente accettabili a differenza del caso ad acqua, dove i numerosi stadi portano ad avere altezze di pala molto piccole con notevoli perdite fluidodinamiche.
- Valori di massimo rendimento possono essere raggiunti progettando lo stadio a una velocità di rotazione caratteristica pari al valore ottimo per lo stadio centrale che per il caso di turbine assiali si attesta intorno ad un valore di 0,1. Ricordando l'espressione del numero di giri specifico:

$$\omega_s = \omega \cdot \frac{\sqrt{v}}{\Delta h_{is}^{3/4}} \quad (2.7)$$

Si può dedurre che l'impiego di fluidi organici, caratterizzati da salti entalpici ridotti e portate massiche elevate, determina un basso numero di giri al minuto della turbina che ne permette l'accoppiamento diretto con il generatore senza l'interposizione di meccanismi di riduzione, con risvolti positivi su affidabilità e costi.

- La formula che esprime il fattore di carico è la seguente:

$$\psi = \frac{\Delta h_{is}}{\frac{u^2}{2}} \quad (2.8)$$

Nelle turbine dei cicli ORC assume dei valori circa costanti e pari a 2. Poiché i salti entalpici sono bassi, si deduce che anche le velocità periferiche assumeranno valori limitati e la macchina risulta poco sollecitata meccanicamente.

- I vantaggi fin qui elencati hanno come effetto principale quello di ottenere un elevato rendimento della turbina, fino al 90%.
- Il fluido organico non condensa in gocce liquide durante l'espansione, a differenza del vapore; dal momento che si lavora in una zona di vapore surriscaldato vi è mancanza di erosione delle palette, con conseguente aumento della vita e del rendimento della macchina.
- Costi di manutenzione inferiori rispetto a quelli dei sistemi tradizionali.
- Nessuna necessità di trattamento dell'acqua di alimentazione.



- Semplicità delle procedure di avvio e arresto.
- Silenziosità di funzionamento.
- Impatti ambientali ridotti.

Il principale svantaggio risiede negli inferiori coefficienti di scambio termico degli scambiatori di calore rispetto all'impiego di acqua. Ciò comporta una riduzione del coefficiente di scambio termico globale e conseguentemente maggiori superfici richieste e quindi maggiori costi degli scambiatori, a parità di carico termico. A ciò si aggiunge il costo del fluido di lavoro che invece non desterebbe alcuna preoccupazione nel caso di utilizzo di acqua e la possibilità che esso possa essere tossico o infiammabile.

Il costo al kW complessivo dei sistemi ORC è ancora superiore rispetto ai sistemi tradizionali tuttavia l'evoluzione del mercato ne ha già provocato una forte riduzione. La potenza installata è passata, infatti, da poco più di 500 MW nel 2004 ai 1600 MW del 2008 e, considerati i ridotti costi operativi, il potenziale di crescita è ancora molto elevato [1]. Nel seguente grafico sono riportate le principali applicazioni dei cicli ORC sul mercato e si può notare come i sistemi a biomassa con moduli ORC siano i più diffusi.

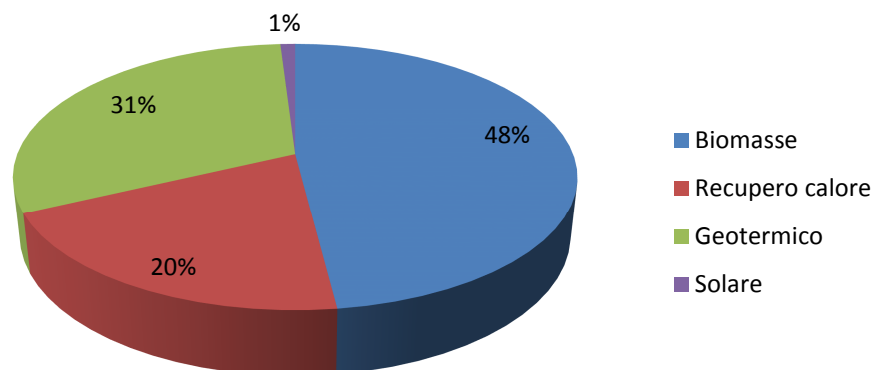


Figura 2.12 Principali applicazioni dei cicli ORC sul mercato (Fonte: [1])

### 2.7.3 Turbine a gas

Le turbine a gas di grande taglia sono una tecnologia consolidata per la produzione di energia elettrica: il loro sviluppo ha subito un impulso elevatissimo negli ultimi decenni, portando ad aumento dei rendimenti, che possono superare il 40%, e dotandole di affidabilità di esercizio, compattezza, flessibilità e costi di investimento limitati. Nel campo delle

fasce di potenza più basse (pochi MW), le turbine a gas hanno rendimenti inferiori (non superano valori del 30%) poiché non sono più accettabili le sofisticazioni delle grandi unità (raffreddamento, numero di stadi, materiali ecc.) e le perdite hanno un peso maggiore.

A differenza dei cicli vapore, dove il calore viene introdotto mediante una combustione “esterna”, nelle turbine a gas ciò che espande sono i veri e propri fumi prodotti da una combustione che avviene a pressione elevate nel combustore. Per questo motivo è fondamentale l’impiego di combustibili pregiati quali gas e oli leggeri per evitare fenomeni di corrosione e abrasione. Gli impatti ambientali sono però minimi e i fumi possono essere anche riutilizzati in numerosi altri processi industriali (come ad esempio l’essiccazione).

Il rendimento e le prestazioni di un ciclo a gas sono influenzati dall’assetto del ciclo e dai alcuni parametri operativi quali:

- Il rendimento politropico delle turbomacchine.
- La TIT (Turbine Inlet Temperature): negli ultimi anni si è assistito a un continuo miglioramento dei materiali costituenti le pale della turbina e dei sistemi di raffreddamento della stessa, che ha permesso di raggiungere delle TIT sempre più elevate fino oltre i 1300°C. All’aumentare di TIT aumenta il lavoro utile fornito dalla macchina e il rendimento, ma l’entità di tale aumento via via si riduce.
- Il rapporto di compressione  $\beta$ : un suo aumento comporta un aumento sia del lavoro di compressione che di quello di espansione. Per alti rapporti di compressione però, la linea di espansione tenderà ad avvicinarsi sempre più a quella di compressione, portando a una progressiva riduzione del lavoro utile. Focalizzando l’attenzione sul rendimento del ciclo, e ragionando a parità di minima e massima temperatura del ciclo e di rendimenti delle macchine, si nota che, per bassi rapporti di compressione, si ha sì un alto lavoro utile, ma anche un elevato calore entrante nel ciclo, il che implica bassi rendimenti. Al crescere del rapporto di compressione, il calore entrante nel ciclo si riduce, mentre aumenta la temperatura media di introduzione del calore. Da solo questo comporterebbe un aumento del rendimento. In contemporanea però si riduce il lavoro utile, il che comporta esattamente l’opposto, e cioè una riduzione del rendimento. A un certo punto, il guadagno che si ha in fase di introduzione del calore andrà a compensare la riduzione di lavoro utile, risultandone il massimo rendimento.

Le turbine sono solitamente di tipo assiale e multistadio dotate di elevati rapporti di compressione (fra 10 e 30). La peculiarità delle turbine nei

turbogas risiede nella capacità di operare a temperature oggi comprese tra i 1200 e i 1500°C grazie a un miglioramento dei materiali utilizzati per le pale della turbina ma soprattutto grazie a sistemi di raffreddamento tecnologicamente avanzati. In alcuni casi è possibile l'impiego di combustibili meno pregiati anche nelle turbine a gas utilizzando turbine ad aria calda con combustione esterna nelle quali il riscaldamento del fluido di lavoro (aria) avviene in modo isobaro attraverso una sorgente termica esterna. Ciò consente di realizzare impianti di generazione di media taglia anche con combustibili che in un normale ciclo a gas sarebbero problematici, e quindi anche le biomasse e derivati.

#### 2.7.4 Microturbine

La generazione di energia elettrica su piccola taglia (<100 kW) presenta alcuni svantaggi rispetto agli impianti di grande taglia in quanto si hanno minori rendimenti, costi del kilowattora (€/kWh) più alti e la necessità di utilizzare combustibili pregiati. Di conseguenza risulta vantaggiosa se l'impianto di produzione è posizionato vicino alle utenze finali (in quanto si abbattano le perdite di distribuzione sia in termini energetici che economici) oppure se effettuata in assetto cogenerativo in modo da valorizzare il calore liberato dal ciclo e aumentare il rendimento del sistema. I cicli a gas di solito hanno economie di scala sulle grandi taglie (dai 3 fino a oltre 300 MW), lavorano solitamente in ciclo semplice con elevati rapporti di compressione (da 10 a 30), utilizzando turbomacchine assiali multistadio con TIT molto elevate grazie all'introduzione di avanzati sistemi di raffreddamento. Hanno inoltre una velocità di rotazione costante al variare del carico (3000 o 3600 giri al minuto e collegamento diretto con l'alternatore per sistemi >100 MW; velocità molto elevate e interposizione di un riduttore meccanico nei casi <100 MW). Queste turbine non sono adatte invece per la generazione su piccola scala, in quanto il rendimento diminuisce notevolmente al diminuire della potenza prodotta (a causa della diminuzione dei rapporti di compressione) e simultaneamente aumentano i costi (€/kW):

$$C' = \frac{C}{P} = \frac{C_0}{P_0} \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right)^{-0,3} \quad (2.9)$$

dove C' è il costo specifico di investimento, P e C sono potenza e costo della macchina analizzata, P<sub>0</sub> e C<sub>0</sub> la potenza e il costo di una macchina di riferimento.

Nel range delle piccole taglie si utilizzano le microturbine, che non sono una riproduzione in scala delle grandi turbine a gas, ma hanno bensì caratteristiche opposte: utilizzano un ciclo rigenerativo, bassi rapporti di

compressione, turbomacchine radiali monostadio, velocità di rotazione non costante al variare dei carichi e utilizzo di una conversione statica di frequenza.

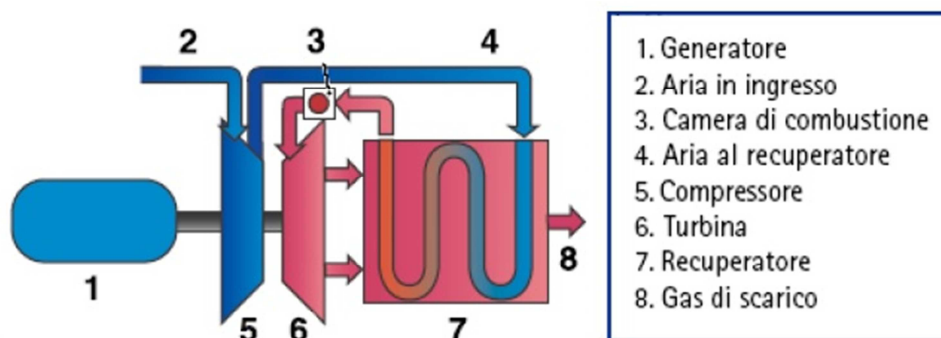


Figura 2.13 Schema di funzionamento ed elenco dei componenti di una microturbina

Il turbocompressore è costituito da un compressore centrifugo e una turbina radiale centripeta che implicano l'utilizzo di rapporti di compressione inferiori rispetto a quelli usati comunemente nelle turbine a gas, di valore dell'ordine di 4÷5. Ricordando, infatti, l'espressione del lavoro utile:

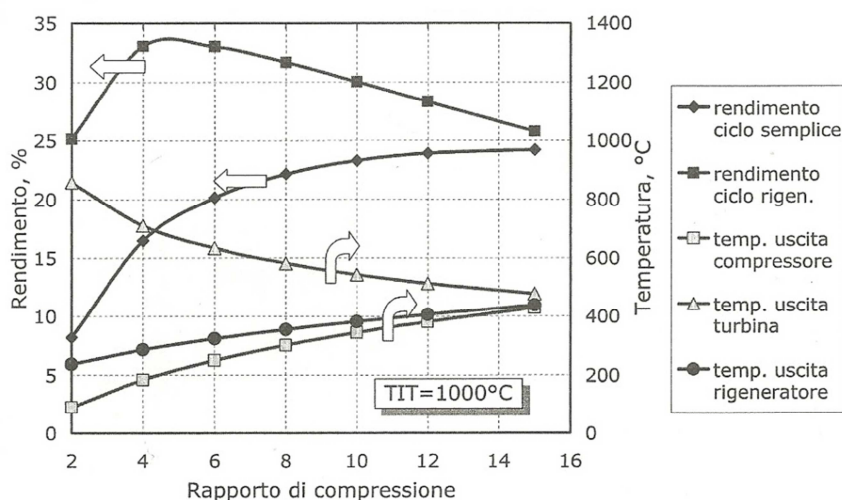
$$L = \Delta h = u_2 \cdot v_{2t} - u_1 \cdot v_{1t} \sim \beta \quad (2.10)$$

Nel caso di turbomacchine assiali, la velocità periferica  $u_1 = u_2 = u$  è limitata dagli sforzi ammissibili sui materiali (proporzionali a  $u^2$ ) e  $\Delta v_t$  è limitata poiché la deflessione della vena fluida causa perdite fluidodinamiche; pertanto si ha un  $\beta$  per singolo stadio basso (dell'ordine di 1÷2) e di conseguenza per sviluppare un elevato salto entalpico si ricorre a un elevato numero di stadi (>10). Nel caso delle microturbine, date le ridotte dimensioni assolute, il ricorso a tali macchine assiali a molti stadi è impensabile, e per massimizzare il salto entalpico per stadio si ricorre a macchine radiali che riescono a sviluppare consistenti rapporti di compressione (o espansione) con un singolo stadio [6]. Il rendimento di tali macchine è più basso di quelle assiali ma solo nel caso di più stadi: nel compressore radiale multistadio, infatti, all'uscita da uno stadio, sarebbe necessario riportare la vena fluida in direzione assiale prima dell'ingresso nel successivo e ciò causerebbe perdite di carico che invece non si presentano nel sistema monostadio.

I bassi rapporti di compressione sviluppati dalle turbomacchine radiali comporterebbero, in applicazioni a ciclo semplice, una ridotta temperatura di ingresso nel combustore e un'elevata temperatura dei fumi in uscita dalla turbina, due condizioni che causano una notevole perdita di

rendimento. L'impiego di un ciclo rigenerativo consente di ovviare a tali inconvenienti e inoltre la rigenerazione offre i massimi vantaggi per bassi rapporti di compressione (Figura 2.14) e consente di raggiungere rendimenti superiori al 30% nelle microturbine.

Il rigeneratore è il componente più critico per le microturbine: necessita di una progettazione accurata per il raggiungimento di risultati efficienti dal punto di vista tecnico ed economico ed è soggetto a una continua evoluzione dal punto di vista della ricerca.



**Figura 2.14 Prestazioni dei cicli rigenerativi reali, in confronto con i cicli semplici (Fonte: [6])**

L'efficacia del rigeneratore, intesa come rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata rispetto alla potenza termica di uno scambiatore ideale, assume valori pari a 85÷90%. Il rigeneratore deve essere in controcorrente e raggiungere un buon compromesso tra elevate superfici di scambio e costi contenuti. Sono possibili due configurazioni: a piastre, con una separazione fisica tra aria e gas combustivi; a matrice rotante, in cui un pacco di materiale metallico o ceramico in lenta rotazione acquisisce calore quando è affacciato al lato caldo e si raffredda passando sul lato freddo [6]. Il rigeneratore può essere interessato da problemi di packing e di fouling; nel primo caso si hanno delle deformazioni delle piastre che dividono i passaggi dell'aria e dei gas dovuti alle differenti pressioni e temperature dei due fluidi che causano una diversa ripartizione delle portate e portano a uno scambio di calore non bilanciato con conseguenti perdite. Nel secondo caso si hanno problemi di sporco che ostruiscono i canali di passaggio generando un problema di scambio termico simile al primo caso. Nelle microturbine la TIT è solitamente inferiore ai 1000°C poiché l'utilizzo di macchine di tipo radiale e le dimensioni ridotte non consentono l'allestimento di un sistema di raffreddamento delle pale

sofisticato come quello delle turbine a gas. Attualmente i valori di temperatura massima sono sostenibili da materiali metallici costituiti da leghe a base di nickel [6]. Sono in fase di sperimentazione microturbine che impiegano materiali ceramici che porterebbero le TIT a valori più elevati; il problema è costituito dall'aumento della temperatura allo scarico della turbina che rende necessaria la costruzione del rigeneratore con materiali idonei e con costi elevati.

Le microturbine, a differenza dei cicli a gas tradizionali, non lavorano a una velocità di rotazione costante al variare del carico. Ricordando, infatti, l'eq. (3.3) che esprime il numero di giri specifico (il quale viene calcolato in fase di progetto per mantenersi prossimi ai valori di massimo rendimento per lo stadio), si deduce che, poiché si ricerca un elevato salto entalpico a cavallo dello stadio e poiché le microturbine operano con piccole portate di aria o gas combustibili dovute alla ridotta potenza, le velocità di rotazione sono elevatissime, dell'ordine di 70000-100000 rpm. Per questo motivo si evita l'impiego di un riduttore di giri che risulterebbe complesso, costoso ed energeticamente dispendioso. Viene invece utilizzata la conversione statica di frequenza: il compressore e la turbina sono calettati sullo stesso albero con un generatore a magneti permanenti a 2 o 4 poli che produce energia elettrica ad alta frequenza, poi convertita a 500-600 V DC in un raddrizzatore statico e quindi riportata a 50 o 60 Hz trifase 400 V mediante un inverter statico. Il sistema risulta meno costoso, efficiente nella regolazione ai carichi parziali e permette di ottenere un rendimento di conversione del 92-94% [6].

Per quanto riguarda il combustore, è di tipo premiscelato e permette di raggiungere valori delle emissioni di  $\text{NO}_x$  inferiori rispetto alle turbine heavy duty. Le microturbine offrono i seguenti vantaggi in confronto ai motori alternativi a gas a combustione interna:

- Basse emissioni inquinanti, in termini specifici e rispetto al kWh prodotto (es.  $\text{NO}_x$  inferiori a 10-15 ppmvd al 15%  $\text{O}_2$ ).
- Rendimenti leggermente inferiori ma migliorabili in prospettiva futura.
- Minori pesi e ingombri, facilità di installazione, minor rumore e vibrazioni.
- Vita utile estesa, manutenzione ridotta e a bassi costi.
- Semplicità e affidabilità elevate.
- Possibilità di impiego di diversi combustibili con adattamenti minimi.
- Costi specifici confrontabili o inferiori.

La migliore utilizzazione delle microturbine a gas è in modalità cogenerativa, sia nel settore residenziale che industriale. I gas di scarico,

derivanti da una combustione con ampio eccesso d'aria e quindi ricchi di ossigeno, sono a una temperatura di circa 260-300°C e consentono di recuperare calore anche a temperature elevate. Il costo della sezione di recupero termico è basso e il rapporto calore recuperabile/energia elettrica prodotta è pari a 1,5÷2 tale che il rendimento di primo principio del sistema può arrivare fino a 80-85%.

La seguente tabella riassume lo stato attuale del mercato delle microturbine:

**Tabella 2.4** – Stato attuale del mercato microturbine (Fonte: [1])

|                              |   |
|------------------------------|---|
| Efficienza                   | >33% con cicli rigenerativi   |
| Vita media                   | 3-10 anni, a seconda del ciclo  |
| Emissioni (per gas naturale) | 670-1180 g/kWh CO <sub>2</sub><br>Trascurabile SO <sub>2</sub><br>10-15 ppm NO <sub>x</sub><br>23-30 ppm CO |
| Taglie                       | 30-250 kW, in futuro >1MW   |
| Manutenzione                 | 10000-12000 ore prima del maggiore intervento (sostituzione rotore)   |





## **3 Casi di studio: valutazioni preliminari**

In questa sezione vengono presentati i due casi di impianto scelti per la trattazione, il combustibile in ingresso e i software utilizzati per effettuare le simulazioni di calcolo.

### **3.1 Descrizione degli impianti**

I due impianti scelti come casi di studio si propongono di realizzare un sistema per massimizzare la produzione di energia elettrica tramite la combustione di biomassa a fronte di una potenza termica di  $1 \text{ MW}_t$  entrante con il combustibile.

Nel primo caso, l'impianto è costituito da una caldaia alimentata a biomassa e aria comburente. Il calore generato dalla combustione viene conferito ad un olio diatermico utilizzato come fluido termovettore. Esso ha il compito di trasmettere la potenza termica a un fluido organico che evolve in un ciclo ORC. Il fluido espanderà quindi nella turbina collegata a un generatore, che converte il lavoro meccanico in energia elettrica. Il calore residuo contenuto nei fumi viene invece riutilizzato per preriscaldare l'aria in ingresso in caldaia, prima che essi siano inviati al camino.

Nel secondo impianto, il calore generato dalla combustione di un'identica caldaia viene utilizzato in prima istanza per conferire calore all'aria di una microturbina a combustione esterna utilizzata per produrre energia elettrica. Successivamente il calore è ceduto anche ad un olio diatermico che lo trasferisce ad un ciclo ORC simile al primo, per ulteriore produzione di elettricità. Il calore residuo è utilizzato nella fase di preriscaldamento prima del rilascio dei fumi in ambiente, come nel caso precedente.

Le descrizioni d'impianto dettagliate e i relativi schemi sono riportati nei rispettivi capitoli 4 e 5.

### **3.2 Il combustibile**

In entrambe le tipologie d'impianto il combustibile in ingresso è costituito da biomassa solida lignocellulosica, in particolare il pellet. Per quanto riguarda l'analisi delle caratteristiche, delle proprietà e delle tipologie di biomasse si rimanda al capitolo 1.

Nella Tabella 3.1 viene riportata la composizione in massa del pellet utilizzato nei due impianti come combustibile sulla base dell'analisi definitiva che consente di ottenere la composizione chimica elementare della biomassa. E' fornita sia la composizione tal quale ("as is"), ossia

calcolata tenendo conto di umidità e ceneri, sia la composizione daf (“dry ash free”), calcolata escludendole.

Nella Tabella 3.2 invece, partendo dalla composizione dry ash free, viene isolata la percentuale di carbonio solido (char) presente nel combustibile dalle specie volatili; viene quindi riportata anche la composizione percentuale della frazione volatile, in termini di elementi da cui è costituita, nella colonna “daf-char”. Grazie a quest’ultima è possibile evidenziare i rapporti H/C, O/C e C/N di fondamentale importanza per lo studio delle biomasse; si può notare che il contenuto di carbonio è notevolmente superiore a quello dell’azoto, indice della presenza di lignina tipica delle biomasse lignocellulosiche come il pellet, adatte a essere convertite tramite processi termochimici.

**Tabella 3.1** – Composizione percentuale del pellet in massa, in base tal quale e dry ash free, ricavata tramite analisi definitiva

| Composizione pellet in massa, % |       |              |
|---------------------------------|-------|--------------|
|                                 | As is | Dry Ash Free |
| C                               | 45,35 | 50,39        |
| H                               | 5,51  | 6,12         |
| O                               | 38,58 | 42,87        |
| N                               | 0,50  | 0,56         |
| S                               | 0,05  | 0,06         |
| Ceneri                          | 1,00  | /            |
| Umidità                         | 9,00  | /            |
| Totale                          | 100,0 | 100,0        |

**Tabella 3.2** – Composizione percentuale del pellet in massa, ottenuta dalla dry ash free isolando il char e composizione percentuale in massa della frazione volatile

|        | daf   | Fraz. volatile, % in massa |         |     |
|--------|-------|----------------------------|---------|-----|
|        |       | daf-char                   |         |     |
| Char   | 14,00 |                            |         |     |
| C      | 36,39 | 42,31                      |         |     |
| H      | 6,12  | 7,12                       | 0,17    | H/C |
| O      | 42,87 | 49,85                      | 1,18    | O/C |
| N      | 0,56  | 0,65                       | 1,5E-02 | N/C |
| S      | 0,06  | 0,07                       | 1,6E-03 | S/C |
| Totale | 100,0 | 100,0                      |         |     |

E’ possibile esplicitare la composizione della frazione volatile in modo più approfondito, riportando i composti presenti e le loro caratteristiche come in Tabella 3.3; tra queste, peso molecolare [kg/kmol], potere calorifico superiore e inferiore [MJ/kg], nonché la massa molecolare di tutta la

frazione volatile. Sono state inoltre assegnate le frazioni molari ( $x_i$ ) dei vari composti e da queste si ricavano le frazioni massiche ( $w_i$ ):

$$w_i = \frac{x_i \cdot MM_i}{MM_{tot}} \quad (3.1)$$

Grazie ad esse è possibile ricavare il potere calorifico superiore e inferiore che ciascun composto volatile ha all'interno del combustibile, e dalla somma di ognuno di questi si ricava il PCI della frazione volatile pari a 16,76 MJ/kg. Il potere calorifico inferiore del combustibile tal quale, comprendente umidità e ceneri, è invece assegnato e pari a 19 MJ/kg.

**Tabella 3.3** – Composizione, massa molecolare, potere calorifico superiore ed inferiore, frazioni molari e massiche della frazione volatile

|   |                                 | MM,<br>kg/kmol | PCS,<br>MJ/kg | PCI,<br>MJ/kg | Frazione<br>molare | Frazione<br>massica | PCS<br>iesimo | PCI<br>iesimo |
|---|---------------------------------|----------------|---------------|---------------|--------------------|---------------------|---------------|---------------|
| 1 | CH <sub>4</sub>                 | 16,04          | 55,49         | 50,01         | 0,16               | 0,12                | 6,62          | 5,97          |
| 2 | CO                              | 28,01          | 10,10         | 10,10         | 0,25               | 0,33                | 3,29          | 3,29          |
| 3 | CO <sub>2</sub>                 | 44,01          | 0,00          | 0,00          | 0,203              | 0,41                | 0,00          | 0,00          |
| 4 | C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>   | 30,07          | 51,87         | 47,48         | 0,01               | 0,01                | 0,72          | 0,66          |
| 5 | C <sub>6</sub> H <sub>6</sub> O | 94,11          | 33,17         | 31,77         | 0,02               | 0,09                | 3,11          | 2,98          |
| 6 | H <sub>2</sub>                  | 2,02           | 141,8         | 119,9         | 0,34               | 0,03                | 4,38          | 3,71          |
| 7 | H <sub>2</sub> S                | 34,08          | 16,50         | 15,21         | 4E-4               | 7E-4                | 0,01          | 0,01          |
| 8 | NH <sub>3</sub>                 | 17,03          | 22,47         | 18,59         | 0,01               | 8E-3                | 0,18          | 0,15          |
|   | Totale                          | 21,29          |               |               | 1,00               | 1,00                | 18,31         | 16,76         |

Utilizzando questi dati è possibile effettuare un controllo sulla frazione volatile: partendo dalle frazioni molari dei composti si ricavano le frazioni molari degli elementi (C, H, O, N, S) e poi da queste, tramite l'eq. (3.1), si ricavano le percentuali in massa che devono corrispondere a quelle riportate in Tabella 3.2 nella colonna "daf-char".

E' possibile esprimere la composizione del pellet combustibile anche attraverso la cosiddetta analisi preliminare, che riporta il contenuto di volatili, ceneri, umidità e carbonio fisso per differenza. Si evidenziano le percentuali in massa e molari e da queste è possibile ricavare la massa molecolare del combustibile pari a 19,635 kg/kmol.

**Tabella 3.4** – Composizione del combustibile sulla base dell'analisi definitiva

|          | MM, kg/kmol | % massa | % molare |
|----------|-------------|---------|----------|
| char     | 12,01       | 12,60   | 20,60    |
| volatili | 21,93       | 77,40   | 69,31    |
| umidità  | 18,02       | 9,00    | 9,81     |
| ceneri   | 69,61       | 1,00    | 0,28     |
| totale   |             | 100,0   | 100,0    |

Una volta espressi questi dati, è possibile finalmente riportare in Tabella 3.5 la composizione globale del combustibile comprendente, oltre a char, umidità e ceneri, tutti composti che costituiscono la frazione volatile. Di ognuno sono riportati la massa molecolare, i poteri calorifici superiori e inferiori, le frazioni molari e massiche; grazie ad esse è possibile ricavare il potere calorifico superiore e inferiore che ciascun composto ha all'interno del combustibile, e dalla somma si ricava il PCI della biomassa d'interesse per la combustione, pari a 16,88 MJ/kg. E' inoltre possibile, come fatto in precedenza, effettuare un controllo sulla composizione tal quale, ricavando le percentuali in massa dei singoli elementi e confrontandole con quelle di Tabella 3.1.

**Tabella 3.5** – Composizione globale del combustibile e PCI d'interesse

|        |        | MM,<br>kg/kmol | PCS,<br>MJ/kg | PCI,<br>MJ/kg | %<br>molare | %<br>massa | PCS<br>iesimo | PCI<br>iesimo |
|--------|--------|----------------|---------------|---------------|-------------|------------|---------------|---------------|
| Char   | C(S)   | 12,01          | 32,76         | 32,76         | 20,59       | 12,60      | 4,13          | 4,13          |
| 1      | CH4    | 16,04          | 55,50         | 50,01         | 11,31       | 9,24       | 5,13          | 4,62          |
| 2      | CO     | 28,01          | 10,10         | 10,10         | 17,66       | 25,19      | 2,54          | 2,54          |
| 3      | CO2    | 44,01          | 0,00          | 0,00          | 14,09       | 31,58      | 0,00          | 0,00          |
| 4      | C2H6   | 30,07          | 51,87         | 47,48         | 0,70        | 1,07       | 0,56          | 0,51          |
| 5      | C6H6O  | 94,11          | 33,18         | 31,77         | 1,51        | 7,26       | 2,41          | 2,31          |
| 6      | H2     | 2,02           | 141,8         | 119,9         | 23,30       | 2,39       | 3,39          | 2,87          |
| 7      | H2S    | 34,08          | 16,50         | 15,21         | 0,03        | 0,06       | 0,01          | 0,01          |
| 8      | NH3    | 17,03          | 22,47         | 18,59         | 0,71        | 0,61       | 0,14          | 0,11          |
| Umid.  | H2O(L) | 18,02          | 0,00          | -2,44         | 9,81        | 9,00       | 0,00          | -0,22         |
| Ceneri | As     | 69,61          | 0,00          | 0,00          | 0,28        | 1,00       | 0,00          | 0,00          |
| Totale |        | 19,64          |               |               | 100,0       | 100,0      | 18,30         | 16,88         |

L'ipotesi di base su cui sono stati calcolati gli altri dati d'impianto e le prestazioni dei nostri due casi di studio è che la potenza termica entrante con il combustibile sia pari a 1 MW<sub>t</sub>.

### 3.3 I software utilizzati

I programmi utilizzati per modellizzare gli impianti del case study e calcolare dati termodinamici e prestazioni sono il software GS, il software Refprop, il software Excel.

#### 3.3.1 RefProp

RefProp è l'acronimo di REference fluid PROPERTIES. È un programma sviluppato dal National Institute of Standards and Technology (NIST) e

fornisce tabelle e grafici per il calcolo delle proprietà termodinamiche e di trasporto di numerosi fluidi di importanza industriale e delle loro miscele, in particolare refrigeranti e idrocarburi. Il codice è basato sui più accurati modelli attualmente disponibili per i fluidi puri e per le miscele. Implementa tre modelli per il calcolo delle proprietà termodinamiche dei fluidi puri:

- Le equazioni di stato esplicite per l'energia di Helmholtz.
- Le equazioni di stato modificate di Benedict – Webb – Rubin.
- L'extended corresponding states model (ECS).

RefProp contiene una libreria dinamica (.dll) tramite la quale è possibile l'utilizzo del programma collegando le funzioni di calcolo delle proprietà dei fluidi al software Excel. Incorporando il foglio di lavoro RefProp all'interno di un normale foglio di lavoro Excel si rendono disponibili le macrofunzioni e il database per il calcolo delle proprietà. Grazie a questa funzionalità, sono state calcolate le proprietà termodinamiche dei punti dei cicli ORC che, come si vedrà, fanno parte dei due impianti ed è stato possibile ricavare le curve di saturazione dei fluidi organici in essi utilizzati.

Il software Excel è stato utilizzato anche per il calcolo delle potenze e dei rendimenti del ciclo organico; per gli scambi di calore che avvengono nell'evaporatore, nel rigeneratore e nel condensatore e i relativi consumi; infine, per il calcolo delle portate del fluido organico e del fluido termovettore che sono stati scelti e per la rappresentazione dei diagrammi T-Q e T-s del ciclo.

### **3.3.2 GS**

GS è l'acronimo di Gas Steam Cycle Simulation Code, un programma che grazie alla sua struttura modulare permette di effettuare un'analisi termodinamica di un'ampia gamma di sistemi energetici. I singoli "moduli" che costituiscono i file di scrittura in input (.gsi) sono responsabili ognuno del calcolo di un differente componente del sistema che costituisce l'impianto. Per effettuare la simulazione di calcolo, il sistema esaminato deve essere costruito nel file di input stabilendo un'interconnessione tra i diversi componenti.

I file di input sono costituiti principalmente da tre sezioni: nella prima sezione vengono implementati e interconnessi fra loro i componenti del sistema, riportando per ciascuno di essi il numero e il tipo di flussi che coinvolgono. Nella seconda, sono assegnate le condizioni di temperatura, pressione e portata di tutti i punti termodinamici del sistema (comprese le condizioni ambiente). Nella terza sezione vengono indicate le variabili di

convergenza che il programma deve soddisfare quando esegue le varie iterazioni di calcolo. Accanto ai file di input è necessario fornire al software un file (.dat) contenente le informazioni riguardo le proprietà termodinamiche di tutte le specie chimiche utilizzate nel file di input.

Quando il software inizia la simulazione, calcola i bilanci di massa ed energia di ogni componente del sistema (nell'ordine indicato dall'autore) fino al raggiungimento della convergenza imposta dalle variabili definite nel file di input. Al termine del calcolo, il software mostrerà il riepilogo dei punti del ciclo, dei componenti e delle loro caratteristiche e le prestazioni globali del sistema che verranno scritti nel file di output (.gso). Inoltre è possibile effettuare un'analisi di sensitività su alcuni parametri del ciclo il cui intervallo di variazione viene definito in un opportuno file (.lim) e i risultati di tale procedimento verranno scritti in un secondo file di output (.rex).

## 4 Impianto caldaia con ciclo ORC

### 4.1 Descrizione della configurazione d'impianto

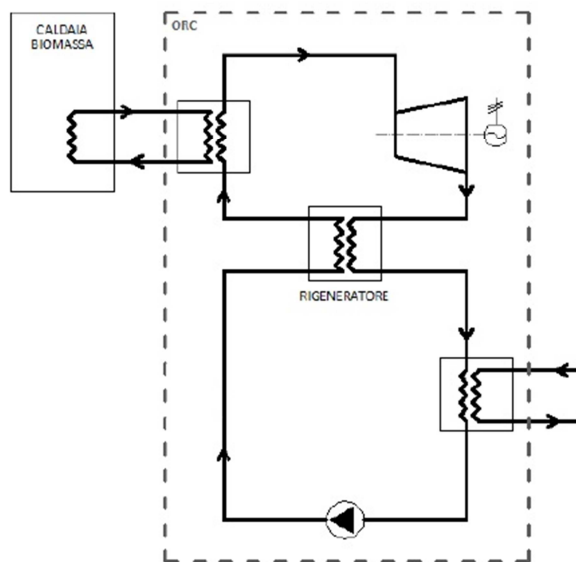


Figura 4.1 Esempio di schema di impianto di una caldaia a biomassa accoppiata con un ciclo ORC

Il sistema utilizza il combustibile descritto nella sezione 3.2, il quale entra in una caldaia a temperatura di 25°C e pressione ambiente insieme all'aria comburente addotta tramite un ventilatore. Il calore generato dalla combustione viene in parte conferito, tramite uno scambiatore di calore interno alla caldaia, a un olio diatermico utilizzato come fluido termovettore. Il calore residuo contenuto nei fumi viene invece riutilizzato in un apposito scambiatore di calore per preriscaldare l'aria in ingresso in caldaia. I fumi, dopo essere stati trattati per la rimozione delle ceneri, verranno infine inviati al camino ad una temperatura di 150°C.

L'olio diatermico invece ha il compito di trasmettere la potenza termica a un fluido organico, permettendone il passaggio di stato da liquido a vapore surriscaldato nell'economizzatore, evaporatore e surriscaldatore del ciclo chiuso ORC. Il fluido espanderà quindi nella turbina collegata a un generatore, che converte il lavoro meccanico in energia elettrica. Il calore ancora contenuto nel vapore espanso viene sfruttato attraverso un rigeneratore per conferire calore al fluido in fase liquida che si riscalda, diminuendo così l'apporto termico necessario conferito dall'olio e di conseguenza elevando il rendimento del ciclo. Una volta raggiunta la pressione di condensazione, il fluido organico cederà calore a un fluido

refrigerante nel condensatore, tornando in fase liquida. Una pompa di alimentazione lo eleverà di nuovo alla pressione di evaporazione prima dell'ingresso nel rigeneratore e il ciclo riprenderà. Un esempio dello schema d'impianto può essere visualizzato in Figura 4.1.

## 4.2 La caldaia

La tecnologia della caldaia e le varie tipologie presenti sul mercato sono state discusse nel Capitolo 2.

Nel nostro progetto d'impianto si è scelto di utilizzare una caldaia a griglia mobile poiché, non solo pongono limiti meno stringenti riguardo la presenza di umidità e ceneri nel combustibile rispetto ai forni a griglia fissa, ma anche perché il pellet è il combustibile più indicato per tali tipologie data l'elevata densità energetica e la facilità di movimentazione [1]. La caldaia è stata modellizzata utilizzando il software GS.

Le proprietà del combustibile pellet sono riportate in un apposito file "pellet.dat" utilizzato in input dal programma. Per quanto riguarda l'olio diatermico invece, non è possibile una sua modellizzazione nel software GS; per questo motivo al suo posto, negli scambiatori, viene utilizzata l'acqua: i  $\Delta T$  tra cui varieranno i due fluidi vengono mantenute fisse ma i calori specifici sono ovviamente differenti, pertanto il programma calcolerà delle portate di acqua che saranno differenti da quelle reali di olio. Nella sezione del ciclo ORC sarà poi possibile, attraverso opportune ipotesi e calcoli, ricavare la reale portata di olio diatermico.

I moduli, all'interno del file di input, che sono stati implementati per la simulazione del sistema sono:

- Ventilatore per l'aria in ingresso.
- Preriscaldatore dell'aria in ingresso tramite il calore residuo dei fumi di combustione.
- Combustore.
- Scambiatore di calore per il trasferimento dell'energia termica dei fumi di combustione all'olio diatermico.
- Splitter per simulare i filtri per la separazione delle ceneri.

Lo schema con cui è stata modellizzata la caldaia è riportato in Figura 4.2. Per quanto riguarda le perdite di pressione e termiche del sistema sono state formulate alcune ipotesi di progetto. Per il ventilatore si è ipotizzata una perdita di carico di 2500 Pascal. La frazione di calore persa nel preriscaldatore è stata assunta pari allo 0,5% del calore scambiato. Nel combustore, si è assunto un rendimento di combustione pari a 0,985 e una perdita di carico pari a 240 mbar. Nello scambiatore fumi-olio diatermico



(acqua) si è ipotizzata una perdita termica pari allo 0,5% del calore scambiato.

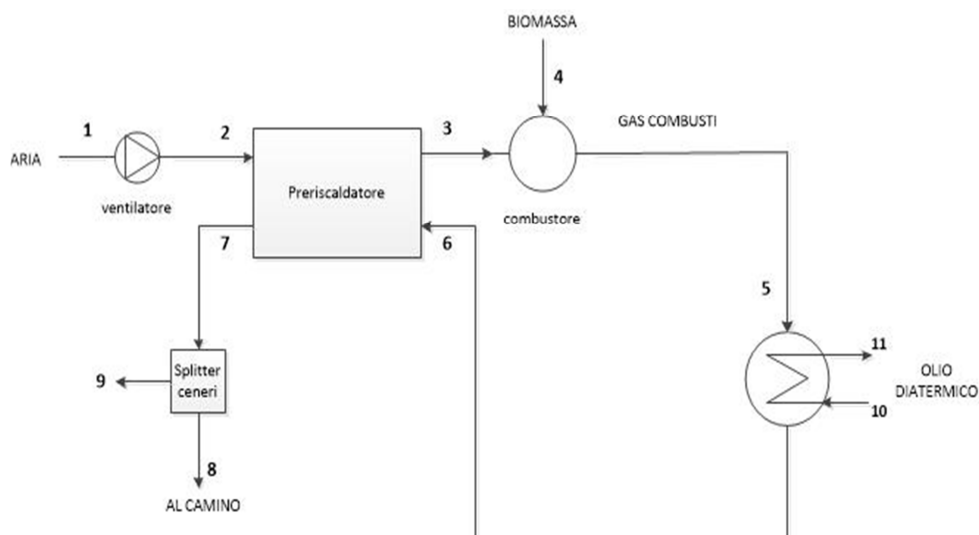


Figura 4.2 Schema concettuale con cui è stata modellizzata la caldaia a biomassa con ciclo ORC nel software GS

Per quanto riguarda le assunzioni sui punti termodinamici del ciclo:

- l'aria in ingresso si trova a  $25^{\circ}\text{C}$  e pressione atmosferica.
- Il combustibile entra anch'esso a  $25^{\circ}\text{C}$  e pressione atmosferica.
- La temperatura dei fumi all'uscita dalla camera di combustione è stata fissata al valore di  $1050^{\circ}\text{C}$  in modo tale da ottenere un tenore di ossigeno nei fumi pari al 12,8%, valore riscontrabile in molte applicazioni reali (inoltre tale temperatura permette lo scambio termico nel secondo caso di studio, dove i fumi di combustione forniscono calore all'aria della microturbina in modo tale da elevarne la TIT a  $950^{\circ}\text{C}$ , e rendere pertanto confrontabile quel caso con il presente).
- La temperatura dell'acqua (olio diatermico) varia da un massimo assunto pari a  $300^{\circ}\text{C}$  a una temperatura inferiore nota dall'analisi del ciclo ORC a valle.
- La temperatura dei fumi all'uscita dallo scambiatore fumi-olio (acqua) è stata fissata pari a  $325^{\circ}\text{C}$ , in modo tale da essere compatibile con il funzionamento del sistema di abbattimento (ciclone e filtro a maniche).

- La temperatura di uscita dei fumi dopo aver ceduto calore all'aria nel preriscaldatore è impostata a 150°C ed è la stessa con cui i fumi saranno inviati al camino.

Tali temperature sono controllate nel software dall'impostazione di opportune variabili di convergenza o da vincoli imposti nella definizione dei vari componenti; lo stesso vale per le pressioni di esercizio.

L'ipotesi fondamentale su cui si basa la progettazione della caldaia e di tutto il sistema è quella che la potenza termica entrante con il combustibile sia pari a 1 MW<sub>t</sub>. E' stato quindi mandato in esecuzione il software, eseguendo una ricerca obiettivo al suo interno, in modo tale che il combustore, implementato per mantenere una temperatura di uscita dei fumi pari a 1050°C come ipotizzato, calcolasse il giusto rapporto aria/combustibile (e quindi le rispettive portate massiche) per ottenere tale potenza termica entrante (visibile nel file di output in continuo aggiornamento dopo ogni iterazione). Si ottiene una portata di combustibile pari 0,059355 kg/s, pari a circa 1710 tonnellate all'anno. L'aria necessaria per ottenere una combustione completa di tale quantità di combustibile è pari a 0,936 kg/s. Una volta ottenuti questi dati e avendoli fissati in input, viene lanciato un'ultima volta il programma di calcolo per ottenere i risultati finali che modellizzano la caldaia, visibili nel file allegato "real.gso" e descritti brevemente nel seguito.

La portata d'aria calcolata entra nel preriscaldatore tramite il ventilatore. Sul lato caldo del preriscaldatore i fumi, la cui portata è nota poiché sono note quelle di aria e di combustibile, si raffreddano da 325 a 150°C; sul lato freddo, il software calcola la temperatura di uscita che è pari a 219,9°C e le perdite di carico. A questo punto l'aria entra nel combustore insieme al combustibile e avviene una combustione completa; la temperatura di uscita dei fumi è fissata e la portata, calcolata in automatico dal programma, è pari a 0,99 kg/s. I fumi entrano quindi nello scambiatore di calore fumi-olio (acqua). Sul lato acqua sono note le temperature di ingresso (300°C) e uscita (247,8519°C, ricavata come vedremo in seguito dall'analisi del ciclo ORC). Il software restituisce in uscita la portata di acqua (convertita poi in quella di olio nella sezione dei calcoli sul ciclo ORC) e i dati sullo scambio termico, in particolare la potenza termica scambiata pari a 856,58 kW<sub>t</sub>. Le prestazioni della caldaia sono calcolabili ricordando l'espressione del rendimento:

$$\eta = Q_{utile}/Q_{comb} \quad (4.1)$$

dove con  $Q_{utile}$  si intende la potenza termica utile, ossia quella ceduta dai fumi all'olio diatermico, visibile nel file output del software, mentre con

$Q_{comb}$  si intende la potenza termica entrante con il combustibile. Le potenze termiche e il rendimento sono visualizzabili nella seguente tabella:

**Tabella 4.1** – Risultati della modellizzazione della caldaia a biomassa

| Potenza termica utile | Potenza termica entrante | Rendimento |
|-----------------------|--------------------------|------------|
| 856,58 kW             | 1000 kW                  | 85,66%     |

### 4.3 Il fluido termovettore: olio diatermico

La tecnica di riscaldamento industriale si è orientata prevalentemente verso il sistema di trasmissione del calore per via indiretta mediante un fluido diatermico che agisce trasferendo il calore da una sorgente calda al punto di utilizzo. Questa strategia permette una maggiore precisione nel controllo delle temperature in gioco, uniformità del riscaldamento evitando surriscaldamenti locali e massima sicurezza grazie alla separazione tra utilizzatore e fonte di calore.

L'olio diatermico utilizzato come fluido termovettore di calore offre numerosi vantaggi:

- Funzionamento in un ampio intervallo di temperature: da temperatura ambiente fino a oltre 300°C data l'elevata temperatura di infiammabilità. La temperatura solitamente utilizzata (circa 300°C) nella parte calda dell'impianto assicura lunga durata all'olio diatermico.
- Elevata capacità termica.
- Elevata inerzia termica e quindi stabilità termica e chimica nei cambiamenti di carico (resistenza all'ossidazione e al cracking).
- Possibilità di operare senza sviluppo di pressioni elevate, tali da richiedere impianti tecnologicamente complessi e costosi.
- Bassa viscosità alle condizioni di esercizio, non generando ulteriori perdite di carico.
- Basso punto di scorrimento che consente l'avviamento dell'impianto a freddo.
- Bassa tensione di vapore che elimina il rischio di formazione di sacche di vapore, di cavitazione e di irregolarità del flusso.
- Regolazione e controllo semplici e sicuri.
- Assenza di emissioni tossiche e inquinanti quindi sicuro e rispettoso di ambiente e salute umana.
- Non esercita azioni solventi e corrosive per i componenti.
- Facile reperibilità.

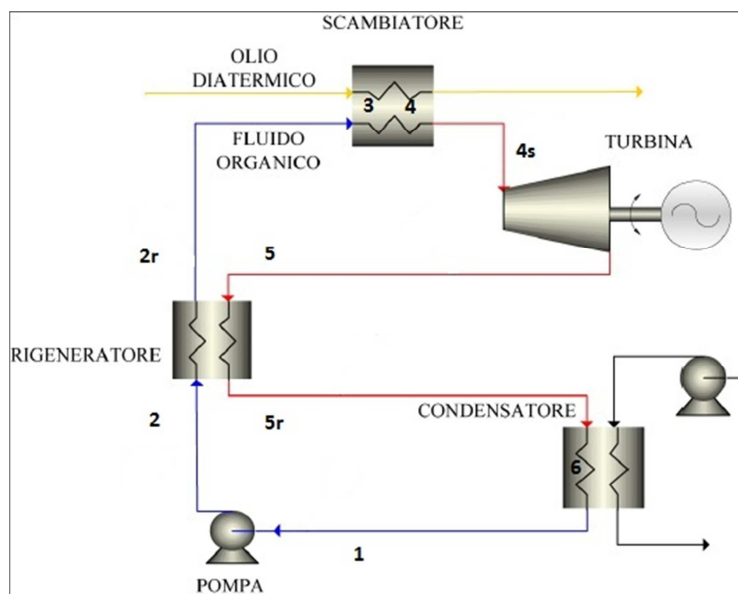
Il sistema di circolazione dell'olio diatermico nel caso di progetto (in molte applicazioni pratiche) è un circuito chiuso che provvede il trasferimento di calore dalla caldaia al turbogeneratore ORC, nel quale sono installate due pompe (una in stand-by), in modo da assicurare in ogni caso la circolazione dell'olio attraverso la caldaia. Proprio la necessità di una pompa di circolazione, insieme alla caratteristica di infiammabilità e al prezzo sensibilmente elevato, costituiscono i principali svantaggi dell'olio diatermico. Per il caso in esame si è scelto un olio con un calore specifico medio pari a 2,64 kJ/kg che può operare a una temperatura di 300°C. In Tabella 4.2 sono riportate alcune caratteristiche tipiche di un olio diatermico (olio di riferimento: Agip Alaria 3HT).

**Tabella 4.2** – Caratteristiche dell'olio diatermico AGIP ALARIA 3HT

|   |                    |         |
|---|--------------------|---------|
| <b>Viscosità a 40°C</b>                   | mm <sup>2</sup> /s | 30,4    |
| <b>Viscosità a 100°C</b>                  | mm <sup>2</sup> /s | 5,3     |
| <b>Indice di viscosità</b>                | -                  | 107     |
| <b>Punto di infiammabilità</b>            | °C                 | 230     |
| <b>Punto di scorrimento</b>               | °C                 | -12     |
| <b>Coefficiente di dilatazione cubica</b> | m <sup>3</sup> /°C | 0,00066 |
| <b>Massa volumica</b>                     | kg/m <sup>3</sup>  | 860     |

#### 4.4 Ciclo ORC

La potenza termica di 856,58 kW trasferita dai fumi di combustione all'olio diatermico e calcolata attraverso il software GS, viene convogliata nel Ciclo Rankine Organico a valle. Qui viene utilizzata per far evaporare e surriscaldare il fluido organico scelto che poi espanderà nella turbina collegata a un generatore per la produzione di energia elettrica. Per quanto riguarda l'analisi delle principali caratteristiche e dei vantaggi dei cicli ORC si rimanda al capitolo 2. Nel presente caso di studio si è partiti da un ciclo ORC rigenerativo con surriscaldamento che utilizza come fluido di lavoro il toluene. Dopo la prima valutazione di potenze e rendimenti, è stata eseguita un'analisi di sensitività facendo variare alcuni parametri o configurazioni d'impianto per valutare come queste influiscano sulle prestazioni. Per eseguire queste operazioni si è utilizzato un foglio di lavoro Excel collegato al software RefProp per l'utilizzo delle macrofunzioni e del database per il calcolo delle proprietà del fluido organico.



4.3 Schema concettuale dell'impianto ORC rigenerativo utilizzato nel caso in esame

#### 4.4.1 Scelta del fluido di lavoro

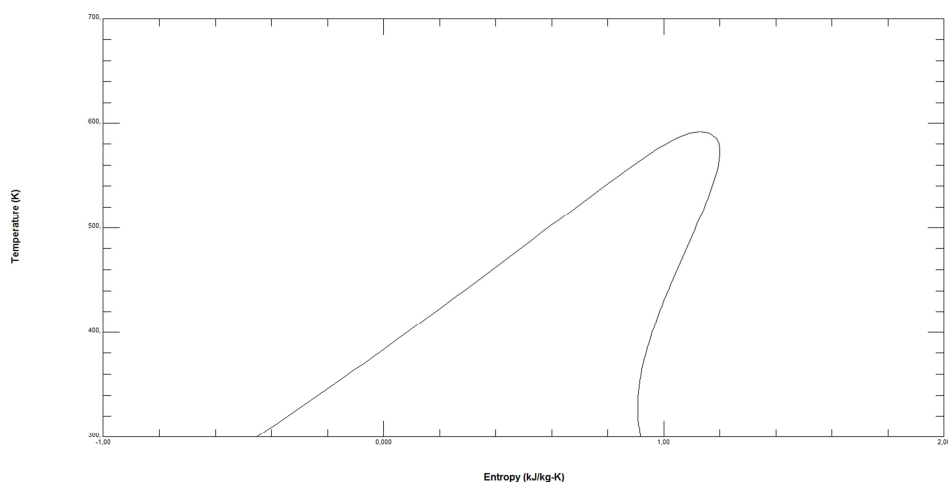
Come già accennato in precedenza, la scelta del fluido di lavoro è di importanza chiave poiché le caratteristiche intrinseche del fluido influenzano principalmente l'intervallo di pressioni e temperature entro le quali può evolvere e da cui dipende il rendimento del ciclo. Nel caso in esame si è scelto di utilizzare il toluene, sia sulla base della temperatura di 300°C a partire dalla quale l'olio diatermico cede calore nell'evaporatore, sia perché rispetta la maggior parte degli aspetti da tener in considerazione nella scelta del fluido organico. Le proprietà principali del toluene sono riassunte nella seguente tabella:

Tabella 4.3 – Proprietà del toluene

|                             |                   |        |
|-----------------------------|-------------------|--------|
| <b>Massa Molecolare</b>     | kg/kmol           | 92,14  |
| <b>Temperatura critica</b>  | K                 | 591,75 |
| <b>Pressione critica</b>    | MPa               | 4,13   |
| <b>Densità a 20°C</b>       | kg/m <sup>3</sup> | 867    |
| <b>C<sub>p</sub> vapore</b> | kJ/kgK            | 1,2239 |
| <b>Calore latente</b>       | kJ/kg             | 399,52 |

Il toluene può essere considerato un fluido “secco”, in quanto la curva di saturazione, sul lato dell'espansione, in un diagramma T-s è a pendenza positiva, come si può vedere in Figura 4.4. L'inverso della pendenza, espresso come  $\xi = ds/dT$ , è pari a circa -0,21, ossia molto prossimo a zero

com'è comune nei fluidi organici dry. Questo rende il toluene particolarmente adatto a essere utilizzato nei cicli ORC, poiché non si avrà il problema di formazione di liquido in turbina.



**Figura 4.4** Curva di saturazione del toluene nel diagramma T-s

La massa molecolare del toluene è abbastanza elevata e di conseguenza la complessità, così da avere una densità alta che permette di contenere il lavoro di espansione per unità di massa e consente l'impiego di turbine assiali con pochi stadi. Sebbene l'entalpia di vaporizzazione non sia molto alta e il calore latente basso, rientrano comunque nella media. La vera peculiarità del toluene è l'elevata temperatura critica (591,75 K): questo fa in modo che il fluido non abbia difficoltà a condensare e rende possibile l'utilizzo di elevate temperature di evaporazione, riducendo il  $\Delta T$  con la sorgente termica e quindi le irreversibilità. Inoltre nell'intervallo di temperature operative (determinato dalla temperatura critica), le pressioni non sono elevate, riducendo la complessità e l'onerosità dell'impianto, e il fluido mantiene la propria stabilità chimica. Gli svantaggi sono rappresentati dalla tossicità e dall'infiammabilità. Sebbene sia facilmente biodegradabile, anche in piccole quantità il toluene è considerato un inquinante delle acque.

#### 4.4.2 Valutazione del ciclo termodinamico

Dopo aver scelto il fluido di lavoro (toluene) si passa alla valutazione dei punti termodinamici del ciclo ORC. Si ricordano alcuni parametri che influenzano le prestazioni: un aumento della pressione di evaporazione causa un aumento del rendimento e del lavoro specifico del ciclo, così

come la diminuzione della pressione di condensazione. Gli stessi benefici si ottengono introducendo la rigenerazione. L'adozione di un surriscaldamento va invece valutata a seconda dei casi operativi, in quanto nel caso non rigenerativo comporta un aumento del lavoro specifico ma una diminuzione di rendimento (maggiore temperatura di introduzione del calore ma anche a cui viene ceduto alla sorgente fredda nella fase di desurriscaldamento) mentre ha effetti benefici anche sull'efficienza nei cicli rigenerativi.

Poiché l'obiettivo del presente caso di studio è di massimizzare la produzione elettrica, si è scelto come caso di riferimento iniziale un ciclo rigenerativo dotato di surriscaldamento per ottenere elevati lavoro specifico e rendimento. Dal punto di vista operativo sono state formulate le seguenti ipotesi e deduzioni:

- Poiché la temperatura d'ingresso dell'olio diatermico è pari a 300°C si è scelto di adottare il surriscaldamento e di impostare una differenza tra tale temperatura e quella di fine surriscaldamento pari a 20°C: in questo modo la temperatura massima del ciclo risulta essere 280°C. il  $\Delta T$  di surriscaldamento è stato impostato a 10°C.
- E' stata fissata la temperatura di condensazione pari a 40°C, considerando che come pressione di condensazione si può arrivare fino a 0,1 bar.
- Per quanto riguarda il bilancio termico nell'economizzatore-evaporatore-surriscaldatore sono stati assunti:  $\Delta T$  pinch point = 10°C e  $\Delta T$  di sub cooling = 0°C.
- Per quanto riguarda il bilancio termico nel rigeneratore, è stato assunto un  $\Delta T$  di approach, ossia la differenza tra la temperatura del vapore surriscaldato all'uscita del rigeneratore e la temperatura d'inizio condensazione del vapore saturo, pari a 15°C.
- Per quanto riguarda le turbomacchine, ossia turbina e pompa di alimentazione:  $\eta$  idraulico pompa = 0,7,  $\eta$  organico-elettrico della pompa = 0,9,  $\eta$  isoentropico turbina = 0,8,  $\eta$  organico-elettrico alternatore = 0,95.

Dalle ipotesi del primo punto si ricava che la temperatura di evaporazione è pari 270°C e, tramite RefProp, che la pressione di evaporazione è pari a circa 22 bar. La pressione di condensazione alla temperatura di 40°C risulta 0,08 bar circa. Per il calcolo degli altri punti del ciclo termodinamico ci si è affidati al software RefProp, inserendo di volta in volta due condizioni note (ad es. pressione e temperatura, o pressione e entropia, o pressione e entalpia oppure temperatura e titolo) e ricavando

temperatura, pressione, entalpia, entropia, volume specifico e qualità di ogni punto del ciclo. Nei calcoli è stato utilizzato inoltre:

- Il rendimento isoentropico della turbina definito come:

$$\eta_{iso} = \frac{h_{IN\ TURB} - h_{OUT\ TURB}}{h_{IN\ TURB} - h_{OUT\ TURB\ ISO}} \quad (4.2)$$

- Il rendimento idraulico della pompa definito come:

$$\eta_{id} = \frac{h_{OUT\ POMPA\ ISO} - h_{IN\ POMPA}}{h_{OUT\ POMPA} - h_{IN\ POMPA}} \quad (4.3)$$

- $\Delta p$  a cavallo della pompa, definito come:

$$\Delta p = (p_{EVA} - p_{IN\ POMPA}) \cdot \left(1 - \frac{\Delta p}{p}\right) \quad (4.4)$$

dove con  $\Delta p/p$  si sono indicate le perdite di carico assunte pari a 0,2.

La rappresentazione del ciclo sul diagramma T-s è riportata in Figura 4.5, dove è stata posta in evidenza la rigenerazione (tratteggio rosso). Nella Tabella 4.4 sono invece riportate le proprietà di tutti i punti che costituiscono il ciclo termodinamico ORC.

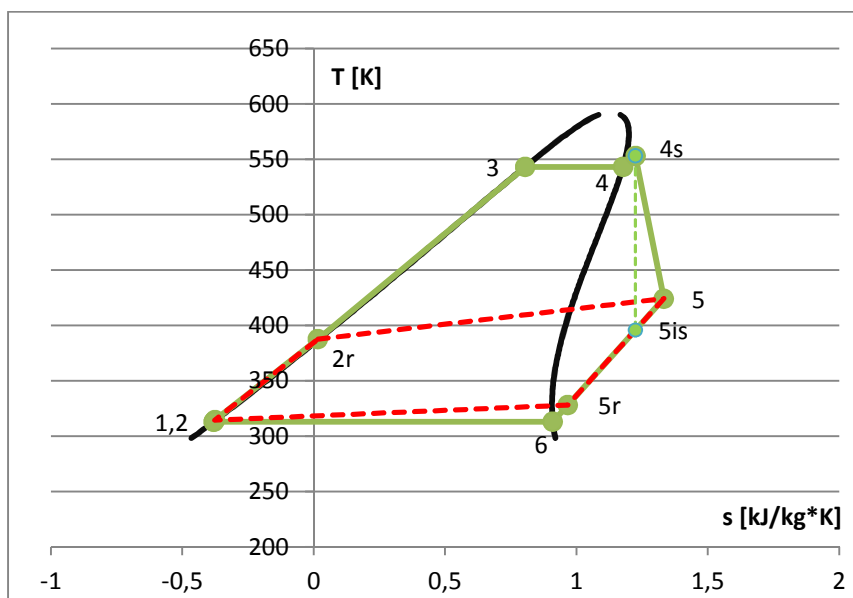


Figura 4.5 Rappresentazione del ciclo termodinamico sul diagramma T-s



**Tabella 4.4** – Proprietà dei punti del ciclo calcolate tramite il software Refprop

|            | <b>T</b><br>[K] | <b>P</b><br>[bar] | <b>h</b><br>[kJ/kg] | <b>s</b><br>[kJ/kg·K] | <b>v</b><br>[m <sup>3</sup> /kg] | <b>x</b>    |
|------------|-----------------|-------------------|---------------------|-----------------------|----------------------------------|-------------|
| <b>1</b>   | 313,15          | 0,08              | -132,35             | -0,38                 | 1,2E-3                           | 0 (liq sat) |
| <b>2is</b> | 313,76          | 26,55             | -129,24             | -0,38                 | 1,2E-3                           | Liquido     |
| <b>2</b>   | 314,52          | 26,55             | -127,9              | -0,37                 | 1,2E-3                           | Liquido     |
| <b>2r</b>  | 387,68          | 26,55             | 9,51                | 0,02                  | 1,3E-3                           | Liquido     |
| <b>3</b>   | 543,15          | 22,14             | 376,15              | 0,81                  | 1,8E-3                           | 0 (liq sat) |
| <b>4</b>   | 543,15          | 22,14             | 578,23              | 1,18                  | 1,4E-2                           | 1 (vap sat) |
| <b>4s</b>  | 553,15          | 22,14             | 604,25              | 1,22                  | 1,5E-2                           | Vapore      |
| <b>5</b>   | 424,24          | 0,08              | 427,37              | 1,33                  | 4,84                             | Vapore      |
| <b>5is</b> | 395,79          | 0,08              | 383,15              | 1,22                  | 4,51                             | Vapore      |
| <b>5r</b>  | 328,15          | 0,08              | 289,97              | 0,97                  | 3,73                             | Vapore      |
| <b>6</b>   | 313,15          | 0,08              | 271,65              | 0,91                  | 3,55                             | 1 (vap sat) |

Come si può notare, con la presente configurazione, si dovrebbe ottenere un salto entalpico in turbina prossimo ai 200 kJ/kg (176,88 kJ/kg), realizzabile nella pratica con macchine assiali a 2 o 3 stadi.

Un altro parametro che è possibile estrapolare dai dati è il rapporto  $v_6/v_{5s}$  tra i volumi specifici all'uscita e all'ingresso della turbina, che ci dà un'idea di quanto il volume del fluido, aumenta durante l'espansione: tale valore è circa 317. Si ricorda che diversi fluidi organici possono raggiungere valori oltre 550 e che quando il rapporto è più piccolo di 50, dei rendimenti di espansione superiori a 0,8 possono essere raggiunti con una turbina assiale monostadio [13], a conferma che nel caso in esame è invece necessaria una turbina multistadio.

Contemporaneamente al calcolo dei punti del ciclo, sono stati calcolati i bilanci termici all'interno di economizzatore, evaporatore-surriscaldatore, rigeneratore e condensatore, utilizzando le ipotesi prima elencate, che permettono di ricavare la portata di toluene e di olio diatermico.

Nella Figura 4.6 è riportato il diagramma T- $\dot{Q}$  dell'economizzatore-evaporatore-surriscaldatore. La potenza termica entrante è pari a 856,58 kW.

Dal bilancio dell'evaporatore-surriscaldatore, note la temperatura d'ingresso dell'olio, la temperatura massima del ciclo, la temperatura di evaporazione del toluene e il  $\Delta T$  di pinch point, è possibile ricavare la temperatura dell'olio al pinch point, pari a 280°C; note inoltre, dai punti del ciclo calcolati, l'entalpia del toluene all'uscita dal surriscaldatore (punto 5S) e l'entalpia all'ingresso dell'evaporatore (punto 4), è possibile ricavare la portata di fluido organico.

Applicando il bilancio termico:

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{\dot{m}_{OLIO} \cdot c_p OLIO \cdot (T_{IN OLIO} - T_{PP OLIO})}{h_{4S} - h_3} \quad (4.5)$$

Un secondo bilancio termico applicato all'economizzatore, note l'entalpia di uscita economizzatore-ingresso evaporatore (punto 4) e l'entalpia d'ingresso economizzatore-uscita rigeneratore (punto 2R), permette di ricavare la temperatura di uscita dell'olio dagli scambiatori del ciclo ORC e con cui entrerà nello scambiatore coi fumi della caldaia visto in precedenza:

$$T_{OUT OLIO} = T_{PP OLIO} - \frac{\dot{m}_{ORC}(h_3 - h_{2r})}{\dot{m}_{OLIO} \cdot c_p OLIO} \quad (4.6)$$

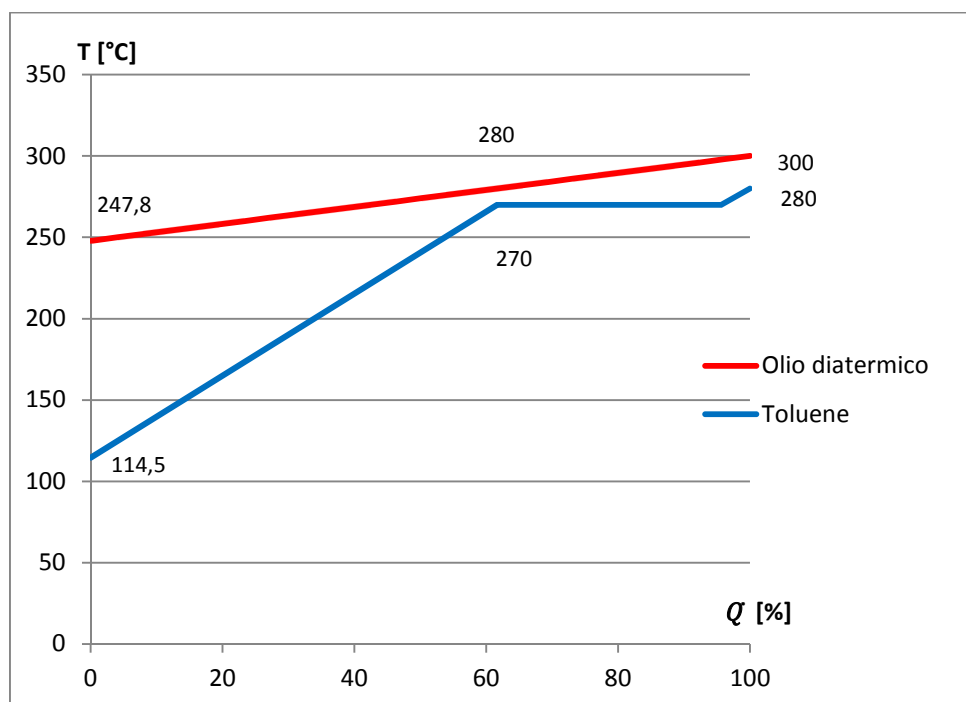


Figura 4.6 Diagramma T- $\dot{Q}$  tra olio diatermico e toluene nell'evaporatore-surriscaldatore del ciclo ORC

La somma delle potenze termiche scambiate da evaporatore-surriscaldatore ed economizzatore è pari alla potenza termica totale conferita al ciclo ORC da parte dell'olio diatermico.

$$\dot{Q}_{TOT} = \dot{Q}_{ECO} + \dot{Q}_{EVA+SURR} = \dot{m}_{OLIO} \cdot c_p OLIO \cdot (T_{IN OLIO} - T_{OUT OLIO}) = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{4S} - h_{2r}) \quad (4.7)$$

E' evidente che nelle espressioni riportate la portata massica di olio non è in realtà nota, poiché nei calcoli di simulazione della caldaia, il software GS non era in grado di modellizzare l'olio diatermico, per cui dal bilancio dello scambiatore fumi-olio si ricavava in realtà la portata di acqua, con cui l'olio era stato sostituito. Questa viene quindi utilizzata per inizializzare il calcolo dei bilanci del ciclo ORC, ottenendo così una prima portata massica di toluene e una prima temperatura di uscita dell'olio. Utilizzando poi la funzione risolutore del software Excel è possibile imporre che la potenza totale scambiata sia pari a 856,58 kW, ovvero quella calcolata dal software GS nella simulazione della caldaia e in ingresso al ciclo ORC in esame. Una volta raggiunta la convergenza, si otterranno le esatte portate di olio, toluene e la temperatura di uscita dell'olio dagli scambiatori del ciclo organico.

Infine, si procede al calcolo dei bilanci termici di rigeneratore e condensatore. Nel primo caso, una volta nota la portata massica del toluene e i punti del ciclo, si può calcolare la potenza termica scambiata come:

$$\dot{Q}_{RIG} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_5 - h_{5r}) = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{2R} - h_2) \quad (4.8)$$

L'efficacia del rigeneratore è pari all'88% circa. Il diagramma T- $\dot{Q}$  è riportato di seguito.

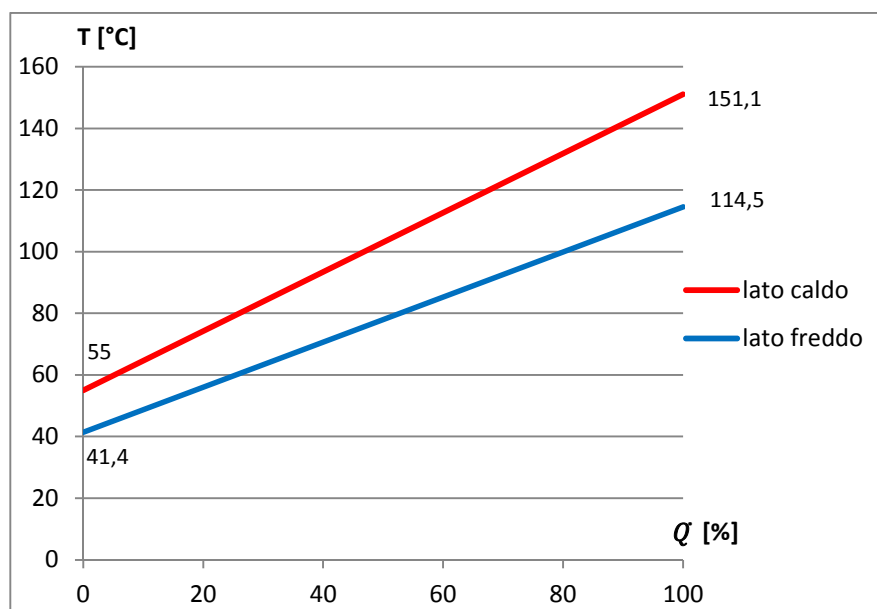


Figura 4.7 Diagramma T- $\dot{Q}$  all'interno del rigeneratore

Per quanto riguarda il condensatore, si ricorda che lo scopo del progetto è quello di massimizzare la produzione di energia elettrica: pertanto non è stata approfondita la parte relativa al recupero termico possibile del calore ancora contenuto nel vapore surriscaldato e tutto ciò che ne concerne come scelta del fluido refrigerante, intervallo di temperature tra cui quest'ultimo riceve calore nel condensatore, tipo di utenza termica, ecc. Il calcolo del bilancio termico è stato eseguito in funzione del successivo calcolo del consumo elettrico dei ventilatori del condensatore, che verrà riportato nella sezione seguente. La potenza termica scambiata, noti i punti del ciclo, è espressa da:

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{5r} - h_1) \quad (4.9)$$

Si noti che si è presa l'entalpia del punto 5r, all'uscita dal rigeneratore, e non del punto 6, come iniziale per il calcolo poiché anche la fase di desurriscaldamento del vapore fino alla temperatura di condensazione viene eseguita all'interno del condensatore.

I risultati finali di questa sezione sono riassunti nella tabella seguente:

**Tabella 4.5** – Risultati finali della sezione di analisi termodinamica del ciclo

|   |                 |        |
|---|-----------------|--------|
| <b>Portata toluene, <math>\dot{m}_{ORC}</math></b>                    | kg/s            | 1,44   |
| <b>Portata olio diatermico, <math>\dot{m}_{OLIO}</math></b>           | kg/s            | 6,22   |
| <b>Temperatura uscita olio diatermico, <math>T_{OLIO\ OUT}</math></b> | °C              | 247,85 |
| <b>Potenza termica condensatore, <math>\dot{Q}_{COND}</math></b>      | kW <sub>t</sub> | 608,24 |
| <b>Potenza termica rigeneratore, <math>\dot{Q}_{RIG}</math></b>       | kW <sub>t</sub> | 197,89 |
| <b>Potenza termica economizzatore, <math>\dot{Q}_{ECO}</math></b>     | kW <sub>t</sub> | 328,52 |
| <b>Potenza termica evaporatore, <math>\dot{Q}_{EVA+SURR}</math></b>   | kW <sub>t</sub> | 528,06 |

#### 4.4.3 Potenze e rendimento del ciclo ORC

La potenza elettrica della pompa di alimentazione di alimentazione è calcolata tramite l'espressione:

$$\dot{P}_{el\ POMPA} = \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{ORG-EL\ POMPA}} \quad (4.10)$$

Secondo assunzioni derivanti dalla pratica impiantistica, il consumo elettrico dei ventilatori del condensatore è stato assunto pari al 3% della potenza termica dello scambiatore mentre il consumo elettrico dei sistemi di regolazione e di lubrificazioni e, in generale, di tutti gli altri ausiliari è

stato assunto pari all'1% della potenza elettrica lorda sviluppata dalla turbina.

Il salto entalpico disponibile in turbina è di 176,88 kJ/kg e la potenza lorda, noti i punti del ciclo di Tabella 4.4, è ottenuta dall'espressione:

$$\dot{P}_{el\,LORDA\,TURB} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{4s} - h_5) \cdot \eta_{ORG-EL\,ALTERNATORE} \quad (4.11)$$

La potenza elettrica netta, obiettivo da massimizzare nella presente trattazione, si ottiene dalla potenza elettrica lorda sottraendo i consumi elettrici della pompa di alimentazione, dei ventilatori del condensatore, dei sistemi di regolazione e lubrificazione e degli altri ausiliari in generale. La potenza netta risulta 214 kW<sub>e</sub> circa.

Il rendimento del ciclo ORC è inteso come il rapporto tra la potenza elettrica netta prodotta (effetto utile) e la potenza termica entrante nel ciclo attraverso l'olio diatermico (pari a 856,58 kW<sub>t</sub>) e risulta pari al 25%.

Le potenze in gioco e il rendimento sono riassunti nella tabella che segue.

**Tabella 4.6 – Potenze e rendimento del ciclo ORC**

|  |                 |        |
|--|-----------------|--------|
| <b>Potenza elettrica pompa di alimentazione</b>  | kW <sub>e</sub> | 7,13   |
| <b>Consumo elettrico ventilatori del condensatore</b>  | kW <sub>e</sub> | 18,25  |
| <b>Consumo elettrico del sistema di regolazione e lubrificazione e altri ausiliari in generale</b> | kW <sub>e</sub> | 27,79  |
| <b>Potenza elettrica lorda turbina</b>   | kW <sub>e</sub> | 242,01 |
| <b>Potenza elettrica netta turbina</b>   | kW <sub>e</sub> | 214,22 |
| <b>Potenza termica entrante nel ciclo</b>  | kW <sub>t</sub> | 856,58 |
| <b>Rendimento elettrico</b>  | %               | 25,01  |

#### 4.4.4 Analisi di sensitività

Considerato quello appena concluso come il ciclo di riferimento che permette di massimizzare la produzione di energia elettrica con il miglior rendimento, si procede a un'analisi di sensitività su alcuni parametri:

- La temperatura (e quindi la pressione) di condensazione.
- La presenza o meno del surriscaldamento dopo l'evaporazione.
- La presenza o meno della rigenerazione.

##### 4.4.4.1 Temperatura di condensazione

Per quanto riguarda la temperatura e pressione di condensazione, un loro aumento a parità delle altre condizioni comporta un avvicinamento, immaginando di muoversi in un diagramma T-s, delle linee isoterme di

condensazione ed evaporazione; di conseguenza si ha una diminuzione del salto entalpico sfruttabile com'è ben visibile in Figura 4.8. Poiché la potenza termica entrante è costante, si ha un peggioramento del rendimento del ciclo. Rispetto al caso di riferimento, in cui la temperatura di condensazione era pari a 40°C e pressione 0,08 bar, sono state effettuate tre prove con temperature di condensazione di 45, 62 e 93°C corrispondenti a pressioni pari a 0,1, 0,2 e 0,6 bar.

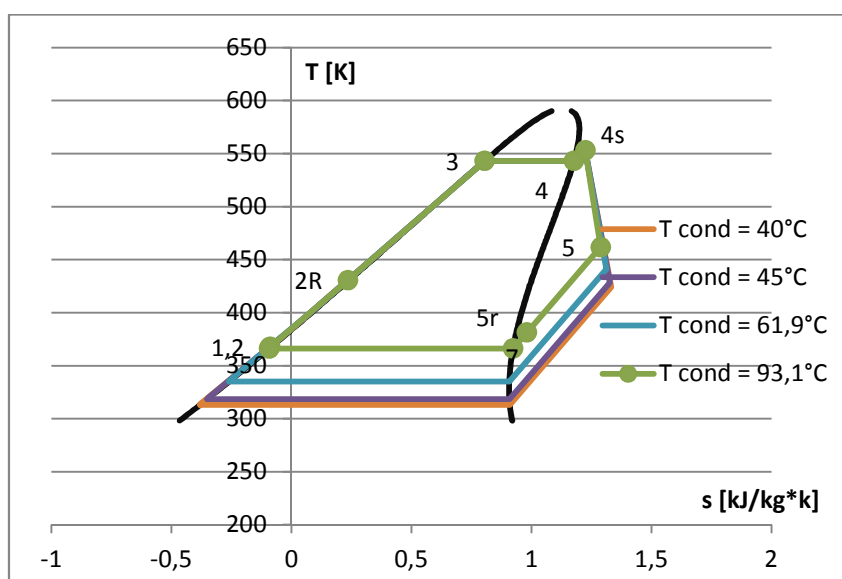


Figura 4.8 Diagramma T-s del ciclo ORC all'aumentare della temperatura di condensazione

In Tabella 4.7 viene mostrato come variano, rispetto al caso di riferimento, le portate di toluene e olio diatermico, la temperatura di uscita di quest'ultimo e le potenze termiche nei tre casi a diversa temperatura di condensazione.

**Tabella 4.7** – Portate, temperatura di uscita dell'olio e potenze termiche all'aumentare della temperatura di condensazione del ciclo ORC

| T <sub>COND</sub>     | °C              | 40     | 45     | 62     | 93     |
|-----------------------|-----------------|--------|--------|--------|--------|
| $\dot{m}$ ORC         | kg/s            | 1,44   | 1,46   | 1,54   | 1,70   |
| $\dot{m}$ OLIO        | kg/s            | 6,22   | 6,32   | 6,66   | 7,33   |
| T <sub>OLIO OUT</sub> | °C              | 247,85 | 248,69 | 251,26 | 255,74 |
| $\dot{Q}_{COND}$      | kW <sub>t</sub> | 608,24 | 614,15 | 632,91 | 667,96 |
| $\dot{Q}_{RIG}$       | kW <sub>t</sub> | 197,89 | 201,62 | 211,21 | 219,49 |
| $\dot{Q}_{ECO}$       | kW <sub>t</sub> | 528,06 | 522,68 | 505,06 | 469,48 |
| $\dot{Q}_{EVA+SURR}$  | kW <sub>t</sub> | 328,52 | 333,90 | 351,52 | 387,10 |

Nella Tabella 4.8 lo stesso confronto all'aumentare della temperatura di condensazione è fatto riguardo alle potenze e il rendimento (la potenza termica entrante è in tutti i casi pari a 856,58 kW<sub>t</sub>).

**Tabella 4.8** – Potenze e rendimento del ciclo ORC all'aumentare della temperatura di condensazione

| T <sub>COND</sub>           | °C              | 40     | 45     | 62     | 93     |
|-----------------------------|-----------------|--------|--------|--------|--------|
| $\dot{P}_{EL\text{ LORDA}}$ | kW <sub>e</sub> | 242,01 | 236,53 | 219,13 | 186,65 |
| $\dot{P}_{EL\text{ NETTA}}$ | kW <sub>e</sub> | 214,22 | 208,46 | 190,18 | 156,02 |
| $\eta_{EL}$                 | %               | 25,01  | 24,34  | 22,20  | 18,21  |

Come si può notare dalle tabelle e dal confronto dei grafici di Figura 4.7, a parità di tutte le altre condizioni (temperatura e pressione di evaporazione, temperatura massima del ciclo,  $\Delta T$  assegnati nelle ipotesi di pag. 97-98, potenza termica entrante con l'olio diatermico), aumentando la temperatura (e quindi la pressione) di condensazione la conseguenza principale è la riduzione della potenza generata dalla turbina in seguito alla diminuzione del salto entalpico. Tale effetto è preponderante rispetto all'aumento della portata del fluido organico che invece porterebbe a un aumento di potenza. Poiché la potenza termica entrante è la stessa, si avrà un peggioramento del rendimento. Per capire il motivo per cui aumenta la portata di fluido organico, si ragiona come segue: in seguito all'aumento della temperatura di condensazione, aumenta anche la temperatura di uscita dal rigeneratore lato liquido. Di conseguenza l'olio diatermico cederà calore da 300°C fino a una temperatura maggiore rispetto al caso di riferimento. Poiché la potenza termica che deve fornire è sempre pari a 856,58 kW, si avrà un aumento della portata di olio e della portata di toluene (il salto entalpico del fluido a cavallo dell'economizzatore-evaporatore-surriscaldatore è minore, essendo la stessa l'entalpia di fine surriscaldamento, ma maggiore l'entalpia all'uscita dal rigeneratore). La  $\dot{Q}_{EVA+SURR}$  aumenta poiché il salto entalpico in fase di evaporazione è lo stesso, ma aumenta  $\dot{m}_{ORC}$ . La  $\dot{Q}_{ECO}$  diminuisce per differenza (perché la potenza termica entrante è la stessa) e perché aumenta la temperatura di uscita dal rigeneratore. Infine la  $\dot{Q}_{RIG}$  aumenta leggermente, perché sebbene diminuisca il salto entalpico tra ingresso e uscita, prevale l'effetto dell'aumento di  $\dot{m}_{ORC}$ .

#### 4.4.4.2 Presenza del surriscaldamento

La seconda tipologia di confronto è stata fatta sulla base della presenza o meno del surriscaldamento al termine della fase di evaporazione. Il surriscaldamento va valutato a seconda del caso operativo in quanto da una parte introduce calore nel ciclo a una temperatura maggiore rispetto al ciclo

saturo ma dall'altra è maggiore il calore residuo trovandosi il vapore surriscaldato ad una temperatura maggiore allo scarico della turbina, come si può vedere in Figura 4.9. Il surriscaldamento ha quindi un effetto benefico nei cicli regenerativi, dove è possibile recuperare tale calore.

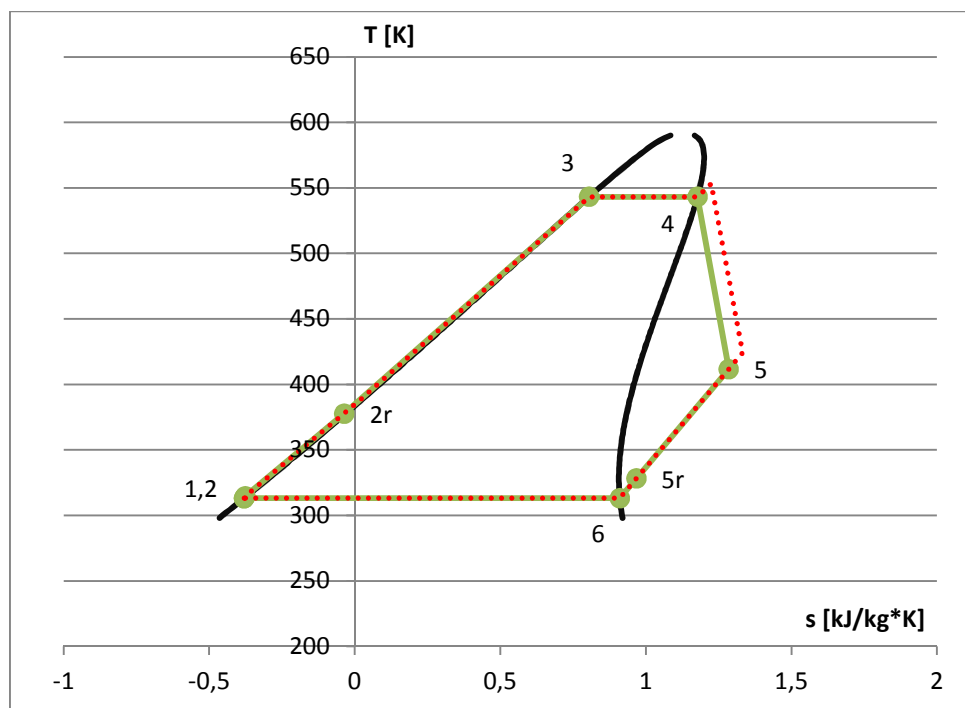


Figura 4.9 Diagramma T-s del ciclo ORC con e senza surriscaldamento

Analogamente al caso precedente, si riportano nella tabella seguente le variazioni dei parametri e delle prestazioni rispetto al caso di riferimento.

**Tabella 4.9** – Confronto di parametri e prestazioni tra cicli ORC con e senza surriscaldamento

|                       |                 | Con surriscaldamento | Senza surriscaldamento |
|-----------------------|-----------------|----------------------|------------------------|
| $\dot{m}_{ORC}$       | kg/s            | 1,44                 | 1,45                   |
| $\dot{m}_{OLIO}$      | kg/s            | 6,22                 | 5,57                   |
| $T_{OLIO\ OUT}$       | °C              | 247,85               | 241,73                 |
| $\dot{Q}_{COND}$      | kW <sub>t</sub> | 608,24               | 614,47                 |
| $\dot{Q}_{RIG}$       | kW <sub>t</sub> | 197,89               | 170,82                 |
| $\dot{Q}_{ECO}$       | kW <sub>t</sub> | 528,06               | 562,57                 |
| $\dot{Q}_{EVA+SURR}$  | kW <sub>t</sub> | 328,52               | 294,01                 |
| $\dot{P}_{EL\ LORDA}$ | kW <sub>e</sub> | 242,01               | 236,16                 |
| $\dot{P}_{EL\ NETTA}$ | kW <sub>e</sub> | 214,22               | 208,17                 |
| $\eta_{EL}$           | %               | 25,01                | 24,30                  |



Senza il surriscaldamento diminuisce leggermente il salto entalpico e quindi la potenza producibile. La potenza termica entrante è la stessa per cui il rendimento diminuisce, sebbene l'impatto non sia elevato (meno di un punto percentuale). Diminuisce la temperatura di uscita dal rigeneratore lato liquido e di conseguenza anche la temperatura fino alla quale l'olio può cedere calore e la portata di olio. La portata di toluene aumenta invece poiché è diverso il salto entalpico a cavallo degli scambiatori rispetto al caso di riferimento.

#### 4.4.4.3 Presenza della rigenerazione

L'ultima variazione proposta è quella riguardante la presenza o meno della rigenerazione rispetto al ciclo ORC di riferimento e poi, nel caso non rigenerativo, si valuta come influiscono l'aumento della temperatura di condensazione e l'assenza di surriscaldamento.

Per quanto riguarda l'assenza di rigenerazione in confronto al caso di riferimento a parità delle altre condizioni, il ciclo è lo stesso di quello riportato in Figura 4.5 ad eccezione del tratteggio rosso che rappresenta la rigenerazione. I dati del ciclo sono riportati nella seguente tabella:

**Tabella 4.10** – Confronto di parametri e prestazioni tra cicli ORC con e senza rigenerazione

|                             |                 | Con rigenerazione | Senza rigenerazione |
|-----------------------------|-----------------|-------------------|---------------------|
| $\dot{m}_{\text{ORC}}$      | kg/s            | 1,44              | 1,17                |
| $\dot{m}_{\text{OLIO}}$     | kg/s            | 6,22              | 5,05                |
| $T_{\text{OLIO OUT}}$       | °C              | 247,85            | 235,80              |
| $\dot{Q}_{\text{COND}}$     | kW <sub>t</sub> | 608,24            | 654,85              |
| $\dot{Q}_{\text{RIG}}$      | kW <sub>t</sub> | 197,89            | -                   |
| $\dot{Q}_{\text{ECO}}$      | kW <sub>t</sub> | 528,06            | 589,72              |
| $\dot{Q}_{\text{EVA+SURR}}$ | kW <sub>t</sub> | 328,52            | 266,86              |
| $\dot{P}_{\text{EL LORDA}}$ | kW <sub>e</sub> | 242,01            | 195,59              |
| $\dot{P}_{\text{EL NETTA}}$ | kW <sub>e</sub> | 214,22            | 169,19              |
| $\eta_{\text{EL}}$          | %               | 25,01             | 19,75               |

Il salto entalpico in turbina è lo stesso del caso di riferimento ma è notevolmente inferiore la portata massica di toluene; non essendoci il rigeneratore, infatti, il calore necessario per riscaldare il fluido organico in fase liquida deve essere fornito completamente dall'olio diatermico, che quindi si raffredda molto (la portata di olio diminuisce poiché la potenza termica entrante non varia). Sul lato toluene invece aumenta molto il salto entalpico, essendo invariata l'entalpia di fine surriscaldamento ma molto diminuita quella all'ingresso dell'economizzatore, non essendoci il

rigeneratore. La portata del fluido diminuisce e di conseguenza anche la potenza prodotta e il rendimento.

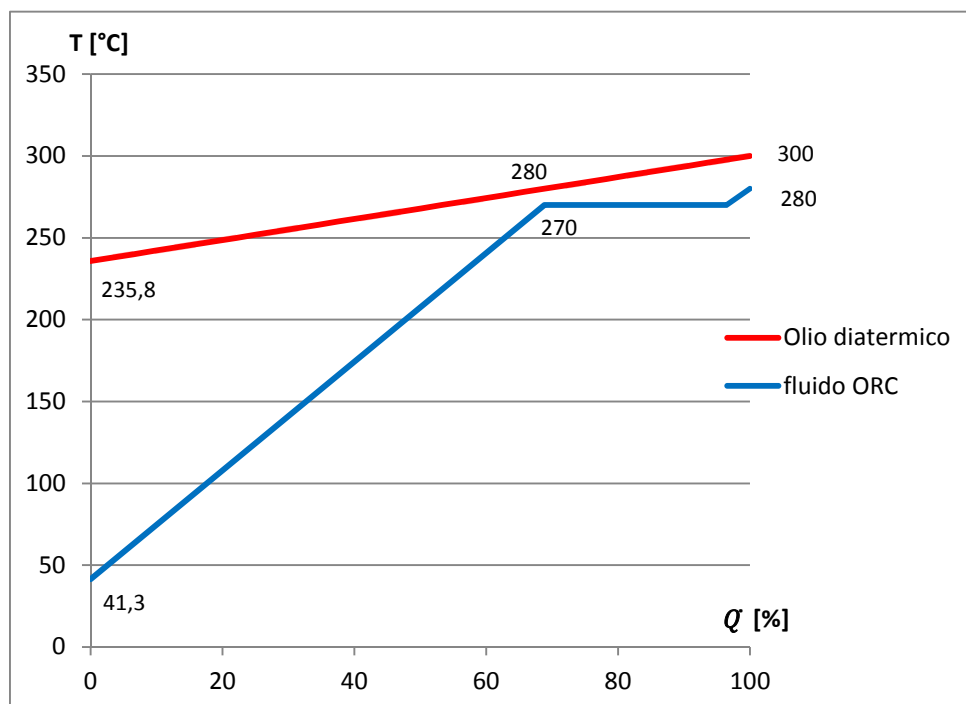


Figura 4.10 Diagramma T- $\dot{Q}$  tra olio diatermico e toluene nell'evaporatore-surriscaldatore del ciclo ORC nel caso non rigenerativo

Soffermandosi sul ciclo non rigenerativo è immediato constatare che, l'aumento della temperatura di condensazione comporta un peggioramento delle prestazioni. I dati ottenuti sono visualizzabili in tabella.

Tabella 4.11 – Confronto di parametri e prestazioni tra cicli ORC non rigenerativi all'aumentare della temperatura di condensazione

|                       |             | Non Rig, $T_{COND}= 40^{\circ}C$ | Non Rig, $T_{COND}= 45^{\circ}C$ |
|-----------------------|-------------|----------------------------------|----------------------------------|
| $\dot{m}_{ORC}$       | kg/s        | 1,17                             | 1,18                             |
| $\dot{m}_{OLIO}$      | kg/s        | 5,05                             | 5,12                             |
| $T_{OLIO\ OUT}$       | $^{\circ}C$ | 235,80                           | 236,62                           |
| $\dot{Q}_{COND}$      | $kW_t$      | 654,85                           | 660,34                           |
| $\dot{Q}_{RIG}$       | $kW_t$      | -                                | -                                |
| $\dot{Q}_{ECO}$       | $kW_t$      | 589,72                           | 586,30                           |
| $\dot{Q}_{EVA+SURR}$  | $kW_t$      | 266,86                           | 270,28                           |
| $\dot{P}_{EL\ LORDA}$ | $kW_e$      | 195,59                           | 191,47                           |
| $\dot{P}_{EL\ NETTA}$ | $kW_e$      | 169,19                           | 163,85                           |
| $\eta_{EL}$           | %           | 19,75                            | 19,13                            |

Il surriscaldamento invece, come anticipato in precedenza, ha un effetto negativo nel caso di cicli non rigenerativi. Ciò è confermato dai risultati della simulazione di un ciclo ORC non rigenerativo ( $T_{COND}=40^{\circ}C$ ) in assenza di surriscaldamento.

**Tabella 4.12** – Confronto di parametri e prestazioni tra cicli ORC non rigenerativi con e senza surriscaldamento

|                       |             | Non Rig, Con surr. | Non Rig, Senza surr. |
|-----------------------|-------------|--------------------|----------------------|
| $\dot{m}_{ORC}$       | kg/s        | 1,17               | 1,21                 |
| $\dot{m}_{OLIO}$      | kg/s        | 5,05               | 4,64                 |
| $T_{OLIO\ OUT}$       | $^{\circ}C$ | 235,80             | 230,11               |
| $\dot{Q}_{COND}$      | $kW_t$      | 654,85             | 654,72               |
| $\dot{Q}_{RIG}$       | $kW_t$      | -                  | -                    |
| $\dot{Q}_{ECO}$       | $kW_t$      | 589,72             | 611,45               |
| $\dot{Q}_{EVA+SURR}$  | $kW_t$      | 266,86             | 245,13               |
| $\dot{P}_{EL\ LORDA}$ | $kW_e$      | 195,59             | 196,90               |
| $\dot{P}_{EL\ NETTA}$ | $kW_e$      | 169,19             | 169,28               |
| $\eta_{EL}$           | %           | 19,75              | 19,76                |

La leggera diminuzione del salto entalpico è controbilanciata dall'aumento della portata di toluene, dovuta al fatto che la potenza termica entrante con l'olio è utilizzata per riscaldare il fluido solo fino alla condizione di vapore saturo e non surriscaldato: diminuendo il salto entalpico, a pari potenza, aumenta la portata.

#### 4.5 Rendimento elettrico del sistema e conclusioni

Terminata la simulazione di caldaia e ciclo ORC è possibile effettuare il calcolo del rendimento globale del sistema. Esso è definito come il rapporto tra la potenza elettrica netta prodotta e la potenza termica entrante con il combustibile.

Si è scelto di fissare la potenza termica entrante pari a  $1\ MW_t$ , ottenuta con una portata di combustibile di  $0,059355\ kg/s$ , ovvero  $1709,5$  tonnellate annue. La potenza elettrica netta prodotta dal ciclo ORC scelto come riferimento (con temperatura di condensazione di  $40^{\circ}C$ , surriscaldamento e rigenerazione) è di  $214,2\ kW_e$ . Il rendimento elettrico globale risulta quindi pari al  $21,42\%$ .

La tabella seguente riporta il risultato del caso di riferimento e il rendimento del sistema calcolato anche per le varie configurazioni del ciclo ORC oggetto dell'analisi di sensitività effettuata nella sezione precedente.

**Tabella 4.13** – Rendimento elettrico globale del sistema caldaia-ciclo ORC nelle varie configurazioni di impianto analizzate

|  | $\dot{P}_{EL}$<br>NETTA<br>[kW <sub>e</sub> ] | $\dot{Q}_{IN}$<br>[kW <sub>t</sub> ] | $\eta_{el}$<br>SISTEMA |
|--|---|--------------------------------------|------------------------|
| <b>ORC T<sub>COND</sub>=40°C, rig e surr.</b>      | 214,21  | 856,58                               | 21,42                  |
| <b>ORC T<sub>COND</sub>=45°C, rig e surr.</b>      | 208,46  | 856,58                               | 20,85                  |
| <b>ORC T<sub>COND</sub>=62°C, rig e surr.</b>      | 190,18  | 856,58                               | 19,02                  |
| <b>ORC T<sub>COND</sub>=93°C, rig e surr.</b>      | 156,02  | 856,58                               | 15,60                  |
| <b>ORC T<sub>COND</sub>=40°C, rig, NO surr.</b>    | 208,17  | 856,58                               | 20,82                  |
| <b>ORC T<sub>COND</sub>=40°C, NO rig e surr.</b>   | 169,19  | 856,58                               | 16,92                  |
| <b>ORC T<sub>COND</sub>=40°C, NO rig, NO surr.</b> | 169,28  | 856,58                               | 16,93                  |

In conclusione a questa prima fase di progetto, si può dire che l'impianto caldaia a biomassa e ciclo ORC a valle per la produzione di energia elettrica consente una buona valorizzazione energetica del combustibile di partenza. Questi impianti sono una tecnologia ormai affermata utilizzata spesso in assetto cogenerativo per ottenere una produzione termica utile oltre che elettrica. Poiché l'obiettivo dell'analisi appena conclusa era la massimizzazione della produzione elettrica, è possibile affermare che tali impianti sono adatti alla produzione economicamente competitiva di energia elettrica nei numerosi paesi europei, in cui sono implementati incentivi per la produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili. I cicli ORC sono caratterizzati da prestazioni nel complesso migliori rispetto ai tradizionali cicli a vapore in presenza di sorgenti termiche a bassa temperatura e/o di bassa potenzialità, oltre alla capacità di operare con input termici altamente variabili e alla bassa richiesta di personale/competenze per la loro gestione [12]. Spesso è inoltre preferibile produrre elettricità da biomassa per mezzo di generatori con potenza per unità relativamente piccola, in modo da ottenere biomassa da fonti singole o da un numero di fonti dislocate su una superficie limitata, senza un complesso sistema di raccolta e senza costi aggiuntivi commerciali, di trasporto e magazzinaggio [14]. I vantaggi di questa tecnologia in termini di alta disponibilità, costi di manutenzione contenuti, funzionamento completamente automatico e alta efficienza elettrica sono stati confermati anche dall'uso pratico. Un esempio d'impianto reale che utilizza il pellet come combustibile è quello di Ploessberg, in Germania.

Nella presente trattazione ci si è chiesti se fosse possibile migliorare ulteriormente il rendimento di produzione elettrica: tale possibilità è stata discussa nel seguente capitolo, dove sono riportati inoltre i risultati di calcolo e un confronto con il caso appena discusso.

## **5 Impianto caldaia con microturbina ad aria e ciclo ORC**

Per migliorare il rendimento del sistema proposto nel primo caso di studio, si è pensato di simulare un impianto in cui il calore dei fumi di combustione della caldaia a biomassa viene convertito in energia elettrica sia da un ciclo ORC, sia con una microturbina ad aria a combustione esterna. L'obiettivo rimane la massimizzazione della produzione elettrica a fronte di una potenza termica di  $1 \text{ MW}_t$  entrante con il combustibile.

### **5.1 Descrizione della configurazione di impianto**

Il sistema utilizza il combustibile descritto nella sezione 3.1.

Il calore generato dalla combustione viene utilizzato in prima istanza per conferire calore all'aria di una microturbina: in essa, alla fase del ciclo classico in cui si realizza la combustione del combustibile in camera di combustione interna alla microturbina, è stato sostituito uno scambiatore di calore termico fra l'aria e i gas prodotti dalla combustione di biomassa, al fine di elevare la temperatura dell'aria stessa fino a  $950^\circ\text{C}$  prima dell'ingresso nell'espansore. Successivamente i fumi di combustione entrano in uno scambiatore simile a quello modellizzato nel primo caso di studio, in cui cedono ulteriore calore ad un olio diatermico. Il calore residuo viene riutilizzato in un apposito scambiatore di calore per preriscaldare l'aria in ingresso in caldaia. I fumi, dopo essere stati trattati per la rimozione delle ceneri, verranno infine inviati al camino ad una temperatura di  $150^\circ\text{C}$ . Per quanto riguarda il ciclo ORC a valle, le sorgenti termiche sono costituite dal calore conferito all'olio diatermico e trasferito al ciclo nell'economizzatore- evaporatore-surriscaldatore; e dall'aria di processo espulsa dalla microturbina dopo l'espansione e in seguito al passaggio nel recuperatore della macchina per preriscaldare l'aria in ingresso. Entrambe saranno impiegate per ulteriore produzione di energia elettrica con il turbogeneratore ORC. La configurazione del ciclo Rankine Organico è identica a quella del caso di riferimento oggetto del primo studio.

### **5.2 La microturbina ad aria**

La tecnologia delle microturbine è stata discussa nel Capitolo 2.

L'impianto si basa sull'impiego di una microturbina di piccola taglia (200 kW) che utilizza un ciclo Brayton ad aria calda realizzato tramite un gruppo turbo-compressore ad alta velocità. Le rese in energia elettrica di

macchine Brayton a combustione esterna con caldaia a biomassa variano in un intervallo compreso tra il 14 e il 20% [15].

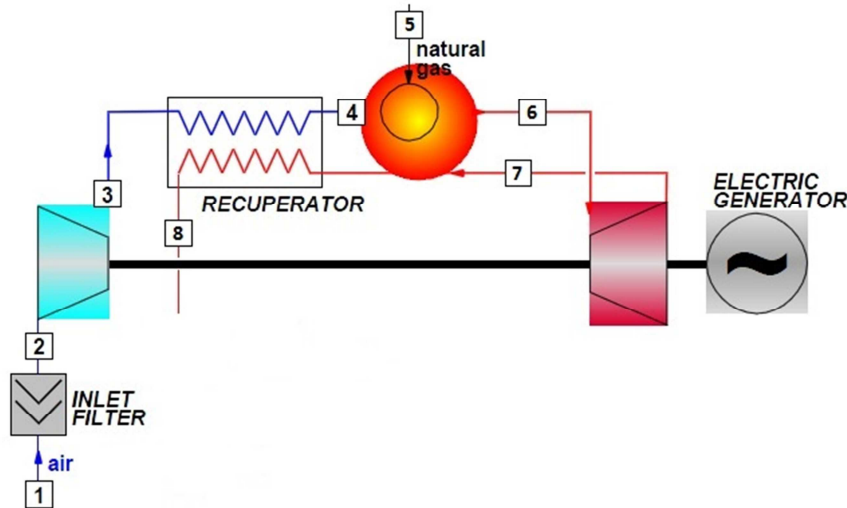


Figura 5.1 Schema concettuale della microturbina ad aria a combustione esterna

Come già accennato, al posto della combustione a gas, il riscaldamento dell'aria è effettuato dai fumi di combustione provenienti dalla caldaia alimentata a biomassa, che attraverso uno scambiatore innalzano la temperatura dell'aria ad un valore prossimo a quello ottenuto con la combustione del metano (950°C). L'aria surriscaldata viene poi fatta espandere in turbina per la conversione in energia meccanica e quindi in elettrica. Un sistema così costituito è identificato mediante l'acronimo EFMGT (External Fired Micro Gas Turbine) ed è studiato appositamente per la realizzazione di impianti di generazione di piccola taglia e l'utilizzo di combustibili solidi altrimenti non inutilizzabili in microturbine a gas classiche a meno di non ricorrere a preventiva gassificazione della biomassa [15]. Gli impianti EFMGT sono caratterizzati dal completo disaccoppiamento tra il ciclo dei gas di combustione e quello del fluido evolvente nel turbogruppo eliminando tutti quegli ostacoli che limitano l'impiego di biomasse in impianti di micro generazione elettrica basati su turbine.

Per effettuare la calibrazione della macchina da utilizzare nel presente caso di studio è stata scelta come riferimento la microturbina C200 prodotta dall'azienda Capstone, di tipo radiale monostadio. Le principali caratteristiche sono elencate nella Tabella 5.1: sono riportati i valori ottenuti in fase di progetto e quelli della macchina reale che trova applicazione nella pratica. Di particolare importanza risulta la TIT di 950°C ai fini della successiva applicazione di tale microturbina di riferimento al presente caso di studio: essa è infatti compatibile, ai fini

dello scambio termico, con una temperatura di uscita dei fumi dalla caldaia di 1050°C (dalla calibrazione si otterrà un valore di 920°C, comunque accettabile).

**Tabella 5.1** – Parametri caratteristici calcolati in fase di progetto e reali della microturbina Capstone C200 (Fonte: [16])

|                                  |                 | Valore<br>Off-design | Valore<br>Reale |
|----------------------------------|-----------------|----------------------|-----------------|
| <b>Portata massica</b>           | kg/s            | 1,29                 | 1,29            |
| <b>Rapporto di compressione</b>  | -               | 4,47                 | 4,40            |
| <b>TIT</b>                       | °C              | 950                  | 950             |
| <b>Potenza elettrica netta</b>   | kW <sub>e</sub> | 197                  | 200             |
| <b>Rendimento elettrico</b>      | %               | 34,5                 | 33,0            |
| <b>Temperatura di uscita gas</b> | °C              | 280                  | 280             |
| <b>Velocità di rotazione</b>     | rpm             | 70000                | 70000           |

Per ottenere queste prestazioni, ulteriori dati riguardanti la microturbina Capstone sono elencati di seguito [16]:

- Perdita di carico al filtro d'entrata 0,008 bar.
- Perdita di carico nel rigeneratore lato caldo 0,065 bar.
- Perdita di carico nel rigeneratore lato freddo 0,11 bar.
- Perdita di carico nel combustore 0,24 bar.
- Rendimento politropico compressore 0,83.
- Rapporto di espansione 3,79.
- Rendimento politropico turbina 0,87.

La calibrazione della microturbina per l'impianto in esame è stata effettuata mediante il software GS in un apposito file separato da quello che modella l'impianto.

I moduli, all'interno del file di input, che sono stati implementati sono:

- Ventilatore.
- Compressore.
- Recuperatore di calore dell'aria all'uscita dalla turbina per preriscaldare l'aria in uscita dal compressore.
- Combustore.
- Turbina.
- Albero.

Le perdite di pressione sono state assunte pari a quelle della macchina di riferimento. Nel combustore, si è assunto un rendimento di combustione

pari a 0,985. La frazione di calore persa nel recuperatore è stata assunta pari allo 0,6%. L'aria entra a 25°C e pressione atmosferica, mentre le condizioni del gas naturale in ingresso sono di 40°C e 5,5 bar. I moduli di turbina e compressore sono stati ricavati da altri file del software GS riguardanti la microturbina e funzionanti. Il rendimento organico dell'albero è stato assunto pari a 0,99. Il rendimento elettrico del generatore collegato è stato assunto pari a 0,99. I valori della portata massica, del rapporto di compressione, della TIT, della velocità di rotazione e della temperatura di uscita dell'aria dal recuperatore (dove ha preriscaldato l'aria in ingresso) sono stati assunti pari ai valori reali della microturbina riportati in Tabella 5.1. Con i dati fin qui elencati, è stato mandato in esecuzione il software per ottenere i dati di prima istanza relativi a potenza e rendimento elettrici. E' stata fatta un'analisi di sensitività variando i rendimenti politropici di compressore e turbina e la TIT al fine di ottenere una potenza elettrica di 200 kW e un rendimento del 33% così come accade nella microturbina Capstone C200 reale. I valori ottenuti sono:

- Rendimento politropico del compressore pari a 0,83.
- Rendimento politropico della turbina pari a 0,89.
- TIT pari a 920°C.

Le proprietà termodinamiche dei punti del ciclo (si veda Figura 5.1) che ne deriva, sono riportati nella seguente tabella:

**Tabella 5.2** – Proprietà termodinamiche dei punti del ciclo della microturbina ottenute in fase di calibrazione.

|          | T [°C] | P [bar] | ṁ [kg/s] |
|----------|--------|---------|----------|
| <b>1</b> | 25     | 1,01    | 1,29     |
| <b>2</b> | 25     | 1,01    | 1,29     |
| <b>3</b> | 220,8  | 4,42    | 1,29     |
| <b>4</b> | 541,9  | 4,35    | 1,29     |
| <b>5</b> | 40     | 5,50    | 0,013026 |
| <b>6</b> | 920    | 4,11    | 1,30     |
| <b>7</b> | 606,5  | 1,02    | 1,30     |
| <b>8</b> | 280    | 0,95    | 1,30     |

### 5.3 Il sistema caldaia-microturbina nel software GS

Una volta effettuata la calibrazione della microturbina è stato possibile implementare il file input del software GS che modella il sistema caldaia a biomassa i cui fumi conferiscono calore prima all'aria della



microturbina e successivamente al fluido termovettore in uno scambiatore fumi-acqua (in luogo dell'olio diatermico, non simulabile dal programma, come in precedenza).

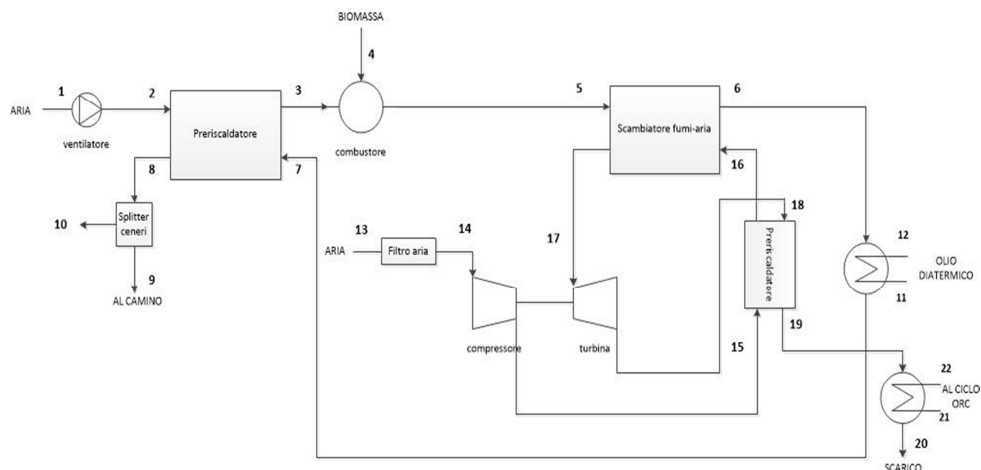


Figura 5.2 Schema concettuale della sezione di impianto caldaia-microturbina

La caldaia è a griglia mobile della stessa tipologia utilizzata nel primo caso di studio, alimentata da pellet. Le proprietà del combustibile sono riportate in un apposito file “pellet.dat” utilizzato in input dal programma. Nella definizione dei moduli che compongono il sistema nel file di input, l'ordine in cui appaiono è importante poiché per calcolare certi flussi è necessario sospendere momentaneamente il calcolo della caldaia e inserire la microturbina, così come è stata modellizzata nella calibrazione discussa nel paragrafo precedente. La successione è la seguente:

- Ventilatore per l'aria in ingresso.
- Preriscaldatore dell'aria in ingresso tramite il calore residuo dei fumi di combustione.
- Combustore.
- Filtro dell'aria della microturbina.
- Compressore della microturbina.
- Recuperatore della microturbina.
- Scambiatore di calore per il trasferimento dell'energia termica dei fumi di combustione all'aria della microturbina in uscita dal recuperatore.
- Espansore della microturbina.
- Albero della microturbina.
- Scambiatore di calore per il trasferimento dell'energia termica dei fumi di combustione all'olio diatermico.
- Splitter per simulare i filtri per la separazione delle ceneri.

Lo schema con cui è stata modellizzata la caldaia e la microturbina è riportato in Figura 5.2.

Nel caso della caldaia vengono mantenute le stesse impostazioni del caso precedente sia per ciò che concerne le perdite di carico e termiche sia le temperature di interesse, per rendere confrontabili gli impianti. In particolare si ricorda la temperatura dei fumi all'uscita della camera di combustione pari a  $1050^{\circ}\text{C}$  in modo tale che il tenore di ossigeno dei fumi sia 12,8%; la temperatura dei fumi all'uscita dello scambiatore fumi-olio (acqua) pari a  $325^{\circ}\text{C}$ , compatibile con il funzionamento di cicloni e filtri a valle; le temperature dell'acqua che simula l'olio diatermico,  $300^{\circ}\text{C}$  in ingresso allo scambiatore e un valore calcolato dall'analisi del ciclo ORC in uscita. Nella microturbina si adottano i valori ottenuti dalla calibrazione per quanto riguarda la TIT, la temperatura di uscita dell'aria e i rendimenti politropici di compressore e turbina. Si tenga presente che lo scambiatore di calore tra l'aria in uscita dal recuperatore e il fluido organico verrà modellizzato nell'analisi del ciclo ORC e non nel software GS.

Anche in questo secondo caso di studio, l'ipotesi che sta alla base del progetto è che la potenza termica entrante con il combustibile sia pari a  $1 \text{ MW}_t$ . La portata di combustibile in ingresso alla caldaia è quindi la stessa che in precedenza, pari a  $0,059 \text{ kg/s}$ , e tale da mantenere una temperatura di uscita dei fumi della combustione pari a  $1050^{\circ}\text{C}$ . Di conseguenza anche la quantità di aria comburente rimane invariata e uguale a  $0,936 \text{ kg/s}$ . A questo punto inizia il calcolo della microturbina. L'aria al suo ingresso passa per un filtro, entra quindi nel compressore, viene riscaldata nel recuperatore dall'aria in uscita dall'espansore ed entra nello scambiatore fumi-aria. Sul lato aria, è nota tale temperatura di ingresso allo scambiatore, e quella di uscita, fissata a  $920^{\circ}\text{C}$  per l'ingresso in turbina; sul lato fumi è nota la temperatura di ingresso allo scambiatore ( $1050^{\circ}\text{C}$ ) e la portata di fumi ( $0,99 \text{ kg/s}$ ). Rimangono incognite la temperatura di uscita dallo scambiatore lato fumi e la portata d'aria nella microturbina. Si imposta quindi la portata d'aria ad un valore fittizio iniziale per poter eseguire una prima iterazione: viene mandato in esecuzione il software, eseguendo una ricerca obiettivo al suo interno, in modo tale che esso calcoli l'esatta portata d'aria della microturbina che permette di ottenere un  $\Delta T$  nello scambiatore sul lato freddo pari a  $50^{\circ}\text{C}$ . Si ottiene una portata d'aria pari a  $1,266 \text{ kg/s}$ , una temperatura dell'aria lato freddo pari a  $527,7^{\circ}\text{C}$  e una temperatura dei fumi lato freddo pari a  $577,8^{\circ}\text{C}$ . Il relativo diagramma T- $\dot{Q}$  è riportato in Figura 5.3.

Le altre proprietà termodinamiche dei punti della microturbina, secondo la numerazione di Figura 5.2, sono riportate in Tabella 5.3 mentre in Figura 5.4 è riportato il diagramma T- $\dot{Q}$  relativo al rigeneratore. La potenza

termica ceduta dai fumi all'aria della microturbina è pari a 571,95 kW<sub>t</sub>, quella persa è 2,86 kW<sub>t</sub> (0,5%).

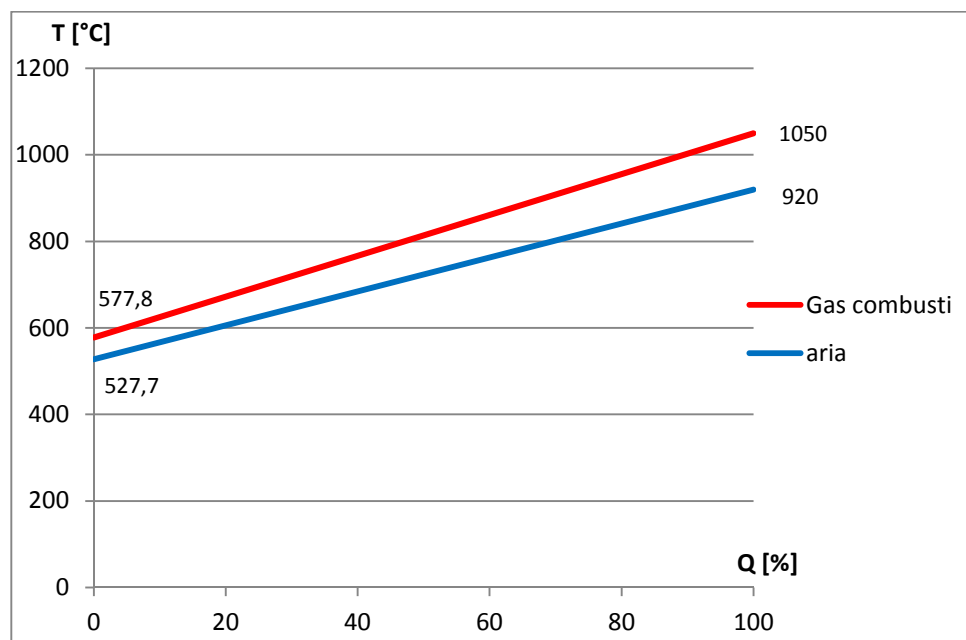


Figura 5.3 Diagramma T- Q tra fumi della combustione e aria della microturbina

**Tabella 5.3** – Proprietà termodinamiche dei punti del ciclo della microturbina che riceve calore dai fumi di combustione della caldaia.

|           | T [°C] | P [bar] | $\dot{m}$ [kg/s] |
|-----------|--------|---------|------------------|
| <b>13</b> | 25     | 1,01    | 1,27             |
| <b>14</b> | 25     | 1,01    | 1,27             |
| <b>15</b> | 220,8  | 4,42    | 1,27             |
| <b>16</b> | 527,7  | 4,35    | 1,27             |
| <b>17</b> | 920    | 4,11    | 1,27             |
| <b>18</b> | 601,8  | 1,02    | 1,27             |
| <b>19</b> | 280    | 0,95    | 1,27             |

I fumi entrano quindi nello scambiatore di calore fumi-olio (acqua). La temperatura di uscita dei fumi è ipotizzata pari a 325°C, quindi sul lato fumi sono note tutte le variabili. Sul lato acqua sono note le temperature di ingresso (300°C) e uscita (257,9257°C, ricavata dall'analisi del ciclo ORC). Il software restituisce in uscita la portata di acqua (convertita poi in quella di olio nella sezione dei calcoli sul ciclo ORC) e i dati sullo scambio termico: la potenza termica ceduta dai fumi al fluido termovettore è pari a 284,59 kW<sub>t</sub>, quella rilasciata in ambiente è 1,42 kW<sub>t</sub>. A questo punto i fumi

entrano nel preriscaldatore e infine vengono trattati in appositi filtri per la rimozione delle ceneri, modellizzati tramite splitter.

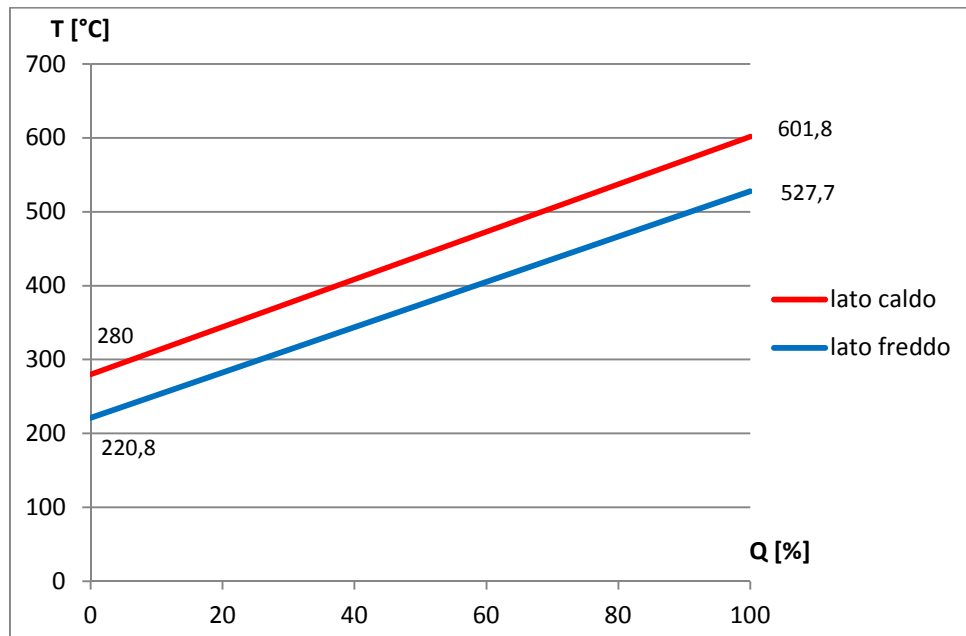


Figura 5.4 Diagramma T-  $\dot{Q}$  del rigeneratore della microturbina

Per quanto riguarda la caldaia analizzata singolarmente, il rendimento è calcolato secondo la formula (4.2). A fronte di una potenza termica entrante con il combustibile pari a  $1 \text{ MW}_t$ , la potenza termica utile è data dalla somma di quella conferita all'aria della microturbina ( $571,75 \text{ kW}_t$ ) e di quella trasferita al ciclo ORC sia tramite olio diatermico ( $284,59 \text{ kW}_t$ ) sia tramite il calore residuo contenuto nell'aria allo scarico della microturbina ( $68,193 \text{ kW}_t$ , calcolata in seguito nell'analisi ORC) per un totale di  $924,67 \text{ kW}_t$ . Il rendimento della caldaia è pari a  $92,5\%$ . Per quanto concerne la microturbina analizzata singolarmente, la potenza elettrica netta generata con una portata di  $1,266 \text{ kg/s}$  è pari a  $186,87 \text{ kW}_e$ , a fronte di una potenza termica entrante data dai fumi di combustione di  $571,75 \text{ kW}_t$ ; il rendimento elettrico della macchina è pari al  $32,67\%$ .

Le prestazioni dell'intero sistema caldaia-microturbina sono riportate nella tabella seguente e i risultati della simulazione dell'impianto sono visibili nell'allegato "total2.gso".

Tabella 5.4 – Prestazioni del sistema caldaia-microturbina

| Potenza elettrica netta | Potenza termica entrante | Rendimento |
|-------------------------|--------------------------|------------|
| $186,87 \text{ kW}_e$   | $1000 \text{ kW}_t$      | $18,68\%$  |

### 5.4 Ciclo ORC e analisi di sensitività

Nel caso del ciclo ORC a valle del sistema caldaia-microturbina si è scelto, anche in questo secondo impianto, di modellizzare un ciclo di riferimento iniziale che porti alla massimizzazione della produzione elettrica e alla ricerca del massimo rendimento ottenibile utilizzando una configurazione rigenerativa, con surriscaldamento e con la più bassa temperatura di condensazione.

Il ciclo presenta le medesime caratteristiche di quello descritto nel primo caso studio, sia per quanto riguarda il fluido di lavoro (toluene) sia per ciò che concerne le assunzioni per la valutazione del ciclo termodinamico ( $\Delta T$ ,  $\Delta p$  e rendimenti delle macchine). La differenza è costituita dal fatto che la potenza termica entrante non è conferita solamente dal calore ceduto dall'olio diatermico al fluido organico, ma anche da quello dell'aria uscente dal sistema microturbina alla temperatura di 280°C. Nel primo caso, una potenza termica di 284,59 kW<sub>t</sub> viene ceduta dal fluido termovettore nell'economizzatore-evaporatore-surriscaldatore; nel secondo, una potenza termica di 68,139 kW<sub>t</sub> viene ceduta dall'aria (che si raffredda fino a 230°C) al toluene, dopo che quest'ultimo, sotto forma di liquido sottoraffreddato, è stato preriscaldato dal vapore nel rigeneratore. La potenza termica entrante totale è pertanto pari a 352,73 kW<sub>t</sub>.

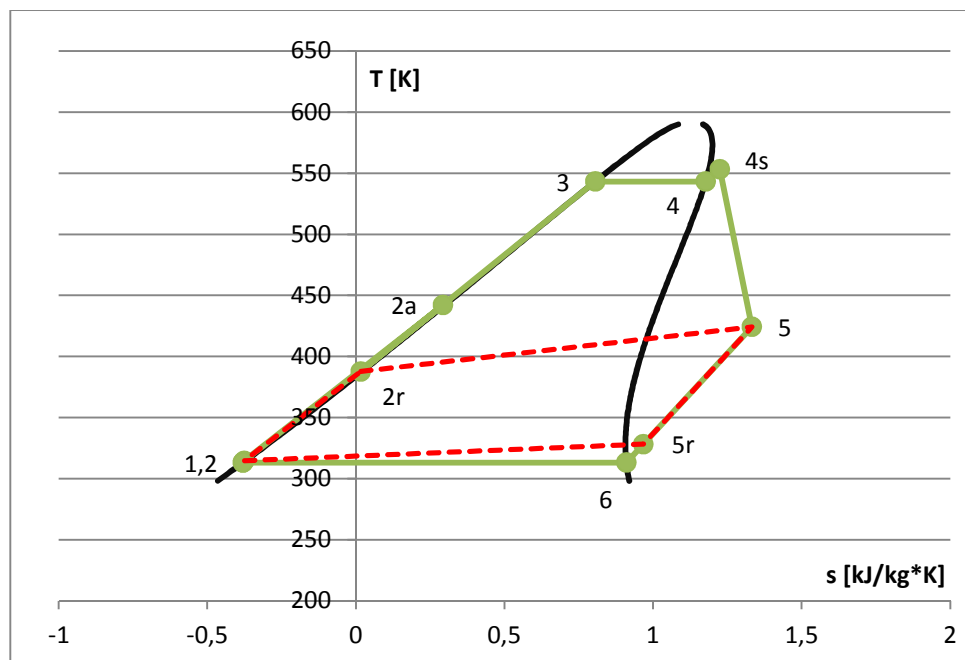


Figura 5.5 Rappresentazione del ciclo termodinamico sul diagramma T-s

Per il calcolo dei punti del ciclo e le rispettive proprietà e delle potenze e i rendimenti è stato utilizzato nuovamente un foglio di lavoro Excel collegato al software RefProp per l'utilizzo delle macrofunzioni.

Lo schema concettuale dell'impianto è rappresentato in Figura 4.3. La rappresentazione del ciclo ORC sul diagramma T-s è riportata in Figura 5.5. Le proprietà termodinamiche dei vari punti del ciclo, secondo la numerazione di Figura 5.1, sono riassunte nella Tabella 5.5.

**Tabella 5.5** – Proprietà termodinamiche dei punti del ciclo calcolate tramite il software RefProp

|            | <b>T</b><br>[K] | <b>P</b><br>[bar] | <b>h</b><br>[kJ/kg] | <b>s</b><br>[kJ/kg·K] | <b>v</b><br>[m <sup>3</sup> /kg] | <b>x</b>    |
|------------|-----------------|-------------------|---------------------|-----------------------|----------------------------------|-------------|
| <b>1</b>   | 313,15          | 0,08              | -132,35             | -0,38                 | 1,2E-3                           | 0 (liq sat) |
| <b>2is</b> | 313,76          | 26,55             | -129,24             | -0,38                 | 1,2E-3                           | Liquido     |
| <b>2</b>   | 314,52          | 26,55             | -127,9              | -0,37                 | 1,2E-3                           | Liquido     |
| <b>2r</b>  | 387,68          | 26,55             | 9,51                | 0,02                  | 1,3E-3                           | Liquido     |
| <b>2r</b>  | 442,01          | 26,55             | 124,40              | 0,29                  | 1,4E-3                           | Liquido     |
| <b>3</b>   | 543,15          | 22,14             | 376,15              | 0,81                  | 1,8E-3                           | 0 (liq sat) |
| <b>4</b>   | 543,15          | 22,14             | 578,23              | 1,18                  | 1,4E-2                           | 1 (vap sat) |
| <b>4s</b>  | 553,15          | 22,14             | 604,25              | 1,22                  | 1,5E-2                           | Vapore      |
| <b>5</b>   | 424,24          | 0,08              | 427,37              | 1,33                  | 4,84                             | Vapore      |
| <b>5is</b> | 395,79          | 0,08              | 383,15              | 1,22                  | 4,51                             | Vapore      |
| <b>5r</b>  | 328,15          | 0,08              | 289,97              | 0,97                  | 3,73                             | Vapore      |
| <b>6</b>   | 313,15          | 0,08              | 271,65              | 0,91                  | 3,55                             | 1 (vap sat) |

Nella Figura 5.6 è riportato il diagramma T- $\dot{Q}$  che rappresenta lo scambio termico che avviene tra olio diatermico e toluene. Quello relativo allo scambio termico nel rigeneratore è raffigurato in 5.7.

Utilizzando le formule (4.6), (4.7), (4.8) e i ragionamenti di calcolo descritti nella sezione 4.4.2, è possibile ricavare le portate effettive di toluene, olio diatermico e la temperatura di uscita dell'olio dal sistema ORC. Da queste si ricavano poi le potenze termiche effettive dell'economizzatore, dell'evaporatore-surriscaldatore, del rigeneratore, dello scambiatore toluene-aria e del condensatore. Infine si procede al calcolo delle potenze elettriche e del rendimento elettrico del ciclo ORC. I risultati sono riportati nella tabella 5.6.

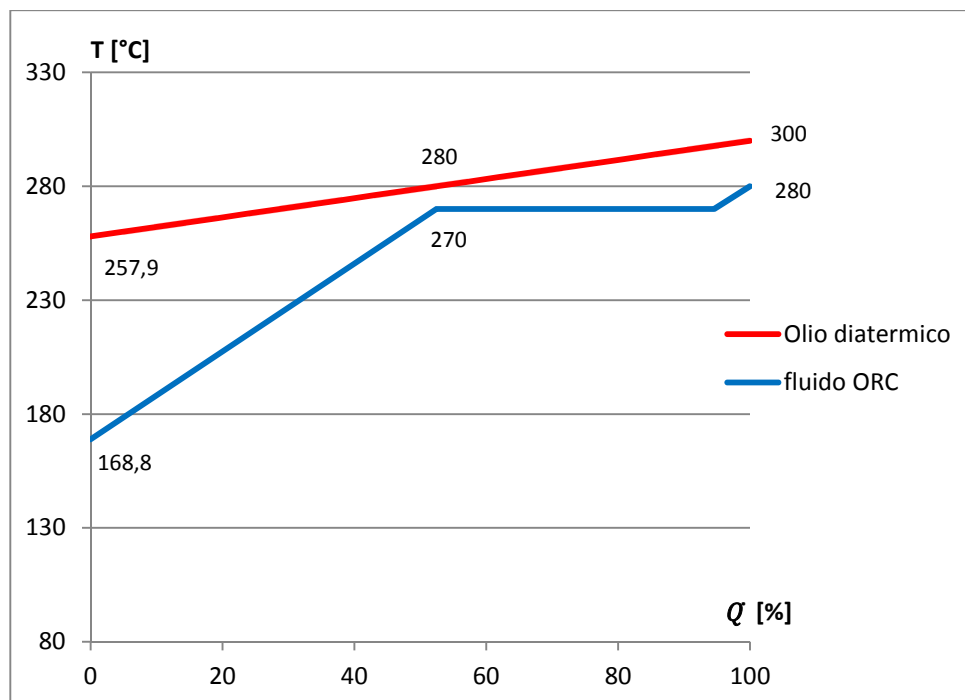


Figura 5.6 Diagramma T- Q tra olio diatermico e toluene

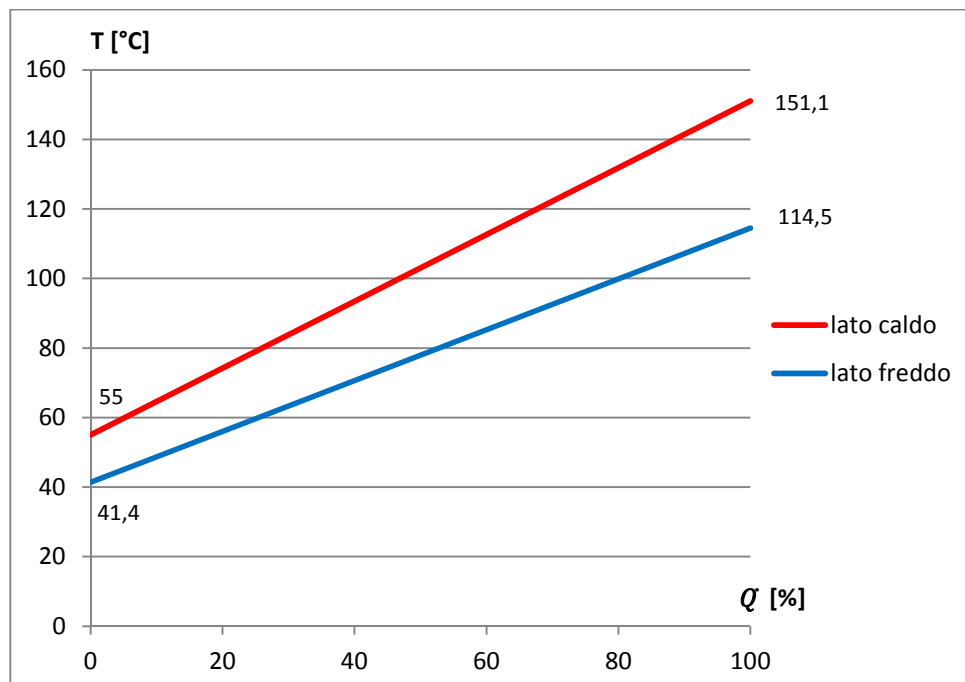


Figura 5.7 Diagramma T- Q all'interno del rigeneratore

**Tabella 5.6** – Risultati e prestazioni del ciclo ORC analizzato

|  |                 |        |
|--|-----------------|--------|
| <b>Portata toluene, <math>\dot{m}_{ORC}</math></b>   | kg/s            | 0,59   |
| <b>Portata olio diatermico, <math>\dot{m}_{OLIO}</math></b>  | kg/s            | 2,56   |
| <b>Temperatura uscita olio diatermico, <math>T_{OLIO\ OUT}</math></b>                              | °C              | 257,92 |
| <b>Potenza termica condensatore, <math>\dot{Q}_{COND}</math></b>                                   | kW <sub>t</sub> | 250,47 |
| <b>Potenza termica rigeneratore, <math>\dot{Q}_{RIG}</math></b>                                    | kW <sub>t</sub> | 81,49  |
| <b>Potenza termica economizzatore, <math>\dot{Q}_{ECO}</math></b>                                  | kW <sub>t</sub> | 149,31 |
| <b>Potenza termica evaporatore, <math>\dot{Q}_{EVA+SURR}</math></b>                                | kW <sub>t</sub> | 135,28 |
| <b>Potenza termica scambiatore fluido-aria</b>   | kW <sub>t</sub> | 68,139 |
| <b>Potenza elettrica pompa di alimentazione</b>  | kW <sub>e</sub> | 2,94   |
| <b>Consumo elettrico ventilatori del condensatore</b>  | kW <sub>e</sub> | 7,51   |
| <b>Consumo elettrico del sistema di regolazione e lubrificazione e altri ausiliari in generale</b> | kW <sub>e</sub> | 0,99   |
| <b>Potenza elettrica lorda turbina</b>   | kW <sub>e</sub> | 99,66  |
| <b>Potenza elettrica netta turbina</b>   | kW <sub>e</sub> | 88,21  |
| <b>Potenza termica entrante nel ciclo</b>  | kW <sub>t</sub> | 352,73 |
| <b>Rendimento elettrico</b>  | %               | 25,01  |

Si può notare la forte diminuzione della portata massica di fluido organico, dovuta alla diminuzione della potenza termica entrante (352,7 in luogo di 856,58 kg/s del caso precedente).

Poiché il salto entalpico disponibile alla turbina è lo stesso, si ha una netta diminuzione della potenza generata rispetto al primo caso. La combinazione degli effetti e il modo in cui è stato impostato il calcolo determinano un rendimento del ciclo ORC pari a quello del primo caso di studio (potenza termica entrante nel sistema fissata a 1 MW<sub>t</sub> quindi potenza termica entrante nel ciclo ORC tramite olio costante, una volta calcolata la parte caldaia-microturbina: per questo motivo è possibile aumentare la potenza termica entrante con l'aria aumentando il  $\Delta T$  tra cui essa varia ma in questo caso il sistema si autoregola in quanto varierà la portata di olio diatermico al fine di mantenere la potenza termica entrante nell'evaporatore costante).

Una volta completato il ciclo di riferimento, è stata eseguita un'analisi di sensitività identica a quella descritta nella sezione 4.4.4, ossia agendo sulla temperatura e pressione di condensazione (in aumento), sulla presenza o meno del surriscaldamento e sulla presenza o meno del rigeneratore. All'interno del caso dei cicli non rigenerativi, è stato verificato come influiscono i primi due effetti sulle prestazioni.

Nel seguito ci si limita a riportare i risultati delle simulazioni, mentre per quanto riguarda la descrizione degli effetti delle variazioni e la



rappresentazione dei diagrammi del ciclo si rimanda alla sezione appena citata.

**Tabella 5.7** – Risultati e prestazioni del ciclo ORC all’aumentare della temperatura di condensazione

| <b>T<sub>COND</sub></b>                       | <b>°C</b>       | <b>Rif.</b> | <b>45</b> | <b>62</b> | <b>93</b> |
|---|-----------------|-------------|-----------|-----------|-----------|
| <b><math>\dot{m}_{\text{ORC}}</math></b>      | kg/s            | 0,59        | 0,60      | 0,63      | 0,69      |
| <b><math>\dot{m}_{\text{OLIO}}</math></b>     | kg/s            | 2,56        | 2,60      | 2,74      | 3,02      |
| <b>T<sub>OLIO OUT</sub></b>                   | °C              | 257,92      | 258,60    | 260,68    | 264,29    |
| <b><math>\dot{Q}_{\text{IN OLIO}}</math></b>  | kW <sub>t</sub> | 284,59      | 284,59    | 284,59    | 284,59    |
| <b><math>\dot{Q}_{\text{IN ARIA}}</math></b>  | kW <sub>t</sub> | 63,139      | 63,139    | 63,139    | 63,139    |
| <b><math>\dot{Q}_{\text{RIG}}</math></b>      | kW <sub>t</sub> | 81,49       | 83,02     | 86,97     | 90,38     |
| <b><math>\dot{Q}_{\text{COND}}</math></b>     | kW <sub>t</sub> | 250,47      | 252,90    | 260,63    | 275,06    |
| <b><math>\dot{P}_{\text{EL LORDA}}</math></b> | kW <sub>e</sub> | 99,66       | 97,40     | 90,23     | 76,86     |
| <b><math>\dot{P}_{\text{EL NETTA}}</math></b> | kW <sub>e</sub> | 88,21       | 85,84     | 78,31     | 64,25     |
| <b><math>\eta_{\text{EL}}</math></b>          | %               | 25,01       | 24,34     | 22,20     | 18,21     |

**Tabella 5.8** – Risultati e prestazioni del ciclo ORC nel caso rigenerativo senza surriscaldamento e non rigenerativo con surriscaldamento

|   |                 | <b>Caso di riferimento</b> | <b>Senza surriscaldamento</b> | <b>Senza rigenerazione</b> |
|---|-----------------|----------------------------|-------------------------------|----------------------------|
| <b><math>\dot{m}_{\text{ORC}}</math></b>      | kg/s            | 0,59                       | 0,60                          | 0,48                       |
| <b><math>\dot{m}_{\text{OLIO}}</math></b>     | kg/s            | 2,56                       | 2,29                          | 2,08                       |
| <b>T<sub>OLIO OUT</sub></b>                   | °C              | 257,92                     | 252,98                        | 248,21                     |
| <b><math>\dot{Q}_{\text{IN OLIO}}</math></b>  | kW <sub>t</sub> | 284,59                     | 284,59                        | 284,59                     |
| <b><math>\dot{Q}_{\text{IN ARIA}}</math></b>  | kW <sub>t</sub> | 63,139                     | 63,139                        | 63,139                     |
| <b><math>\dot{Q}_{\text{RIG}}</math></b>      | kW <sub>t</sub> | 81,49                      | 70,34                         | -                          |
| <b><math>\dot{Q}_{\text{COND}}</math></b>     | kW <sub>t</sub> | 250,47                     | 253,03                        | 269,66                     |
| <b><math>\dot{P}_{\text{EL LORDA}}</math></b> | kW <sub>e</sub> | 99,66                      | 97,25                         | 80,95                      |
| <b><math>\dot{P}_{\text{EL NETTA}}</math></b> | kW <sub>e</sub> | 88,21                      | 85,72                         | 69,67                      |
| <b><math>\eta_{\text{EL}}</math></b>          | %               | 25,01                      | 24,30                         | 19,75                      |

**Tabella 5.9** – Risultati e prestazioni dei cicli non rigenerativi in assenza di surriscaldamento e all'aumentare della temperatura di condensazione

|                       |             | <b>Non rig.<br/>Con surr.<br/><math>T_{COND}=40^{\circ}C</math></b> | <b>Non rig.<br/>No surr.<br/><math>T_{COND}=40^{\circ}C</math></b> | <b>Non rig.<br/>Con surr.<br/><math>T_{COND}=45^{\circ}C</math></b> |
|-----------------------|-------------|---|--|---|
| $\dot{m}_{ORC}$       | kg/s        | 0,48  | 0,50   | 0,49  |
| $\dot{m}_{OLIO}$      | kg/s        | 2,08  | 1,91   | 2,11  |
| $T_{OLIO\ OUT}$       | $^{\circ}C$ | 248,21  | 243,61   | 248,86  |
| $\dot{Q}_{IN\ OLIO}$  | $kW_t$      | 284,59  | 284,59   | 284,59  |
| $\dot{Q}_{IN\ ARIA}$  | $kW_t$      | 63,139  | 63,139   | 63,139  |
| $\dot{Q}_{RIG}$       | $kW_t$      | -   | -  | -   |
| $\dot{Q}_{COND}$      | $kW_t$      | 269,66  | 269,61   | 271,92  |
| $\dot{P}_{EL\ LORDA}$ | $kW_e$      | 80,95   | 81,08  | 78,84   |
| $\dot{P}_{EL\ NETTA}$ | $kW_e$      | 69,67   | 69,71  | 67,47   |
| $\eta_{EL}$           | %           | 19,75   | 19,76  | 19,13   |

### 5.5 Rendimento del sistema e confronto con il ciclo precedente

Si procede con il calcolo del rendimento del sistema globale. Si è scelto di fissare la potenza termica entrante pari a  $1\ MW_t$ , ottenuta con una portata di combustibile di  $0,059355\ kg/s$ , ovvero  $1709,5$  tonnellate annue. La potenza elettrica netta prodotta dal ciclo ORC scelto come riferimento (con temperatura di condensazione di  $40^{\circ}C$ , surriscaldamento e rigenerazione) è di  $275,0812\ kW_e$ , data dalla somma della potenza elettrica prodotta dalla microturbina,  $186,87\ kW_e$ , e di quella del turbogeneratore ORC,  $88,21\ kW_e$ . Il rendimento elettrico globale risulta quindi pari al  $27,51\%$ .

La tabella seguente riporta un confronto con il primo caso di studio.

**Tabella 5.10** – Rendimento elettrico globale del sistema nei due casi di studio affrontati

|   | $\dot{P}_{EL\ NETTA}$<br>[ $kW_e$ ] | $\dot{Q}_{COMB}$<br>[ $kW_t$ ] | $\eta_{el}$<br>SISTEMA |
|---|-------------------------------------|--------------------------------|------------------------|
| <b>Impianto caldaia e ORC</b>               | 214,21                              | 1000                           | 21,42                  |
| <b>Impianto caldaia, microturbina e ORC</b> | 275,08                              | 1000                           | 27,51                  |

Si evidenzia un netto aumento di rendimento del sistema in quanto, sebbene diminuisca la potenza generata dal ciclo ORC (visibile nel paragrafo precedente), alla potenza elettrica netta totale contribuisce anche

quella generata dalla microturbina, la quale fornisce un contributo decisivo grazie ad una buona efficienza (32,67%).

Nella tabella che segue, sono invece riportati i rendimenti del sistema che derivano dalle diverse configurazioni del ciclo ORC analizzate nell'analisi di sensitività.

**Tabella 5.11** – Rendimento elettrico globale del sistema a seconda della configurazione del ciclo ORC, nei due casi di studio

|  | $\eta_{\text{el SISTEMA 1}^\circ}$<br>impianto | $\eta_{\text{el SISTEMA 2}^\circ}$<br>impianto |
|--|--|--|
| <b>ORC <math>T_{\text{COND}}=40^\circ\text{C}</math>, rig e surr.</b>      | 21,42  | 27,51  |
| <b>ORC <math>T_{\text{COND}}=45^\circ\text{C}</math>, rig e surr.</b>      | 20,85  | 27,27  |
| <b>ORC <math>T_{\text{COND}}=62^\circ\text{C}</math>, rig e surr.</b>      | 19,02  | 26,51  |
| <b>ORC <math>T_{\text{COND}}=93^\circ\text{C}</math>, rig e surr.</b>      | 15,60  | 25,11  |
| <b>ORC <math>T_{\text{COND}}=40^\circ\text{C}</math>, rig, NO surr.</b>    | 20,82  | 27,26  |
| <b>ORC <math>T_{\text{COND}}=40^\circ\text{C}</math>, NO rig e surr.</b>   | 16,92  | 25,65  |
| <b>ORC <math>T_{\text{COND}}=40^\circ\text{C}</math>, NO rig, NO surr.</b> | 16,93  | 25,66  |

Dal confronto con il primo caso di studio, è di nuovo apprezzabile un netto aumento percentuale del rendimento globale. Inoltre l'effetto peggiorativo dovuto all'aumento della temperatura di condensazione e dell'assenza del surriscaldamento e della rigenerazione è attenuato nel secondo impianto: grazie alla potenza generata dalla microturbina, che rimane costante in tutti i casi, le diminuzioni di potenza elettrica introdotte nelle diverse configurazioni rispetto al primo caso sono solo delle frazioni della potenza elettrica prodotta globalmente.

Decisivo risulta l'impiego della microturbina ad aria a combustione esterna: ai vantaggi propri delle microturbine in generale, come elencati nel Capitolo 2, si aggiungono quelli della combustione esterna. In particolare, semplicità impiantistica (assenza combustore), sicurezza (assenza fluidi pericolosi e in pressione) e versatilità, in quanto il disaccoppiamento tra il circuito dei fumi della combustione dal fluido che evolve in turbina permette di utilizzare combustibili solidi come le biomasse senza il rischio di creare problemi di funzionamento ed impiantistici per la turbina stessa.



## 6 Conclusioni e sviluppi futuri

Il presente lavoro è stato condotto con l'intenzione di valutare differenti soluzioni per una valorizzazione energetica della combustione della biomassa avendo come obiettivo quello della sola produzione di energia elettrica.

E' stato scelto come combustibile il pellet, una biomassa solida ligno-cellulosica.

Sono stati definiti due casi di studio. Nel primo caso l'impianto è costituito da una caldaia e un ciclo ORC a valle che permette di convertire in energia elettrica il calore contenuto nei fumi di combustione, conferitogli attraverso un fluido termovettore. Nel secondo, il calore viene ceduto prima all'aria di una microturbina, che opera quindi a combustione esterna, e successivamente al ciclo ORC a valle, con l'intento di aumentare la produzione elettrica. Inizialmente sono state eseguite simulazioni dei due impianti fissando la potenza termica in ingresso alla sezione di potenza degli impianti; in seguito, si è preferito mantenere fissa la potenza termica entrante con il combustibile, pari a 1 MW<sub>t</sub>, per rendere maggiormente confrontabili i due casi di studio.

Per quanto riguarda il primo caso, la caldaia è stata scelta utilizzando come riferimento la tecnologia presente sul mercato, in modo tale che potesse trattare la potenza termica entrante ipotizzata; è stata poi effettuata una simulazione di funzionamento tramite il software GS. Il fluido termovettore è stato scelto tra quelli usati per applicazioni di trasferimento indiretto del calore in circuiti chiusi a circolazione forzata reali. Per ciò che concerne il ciclo ORC, la soluzione adottata è stata quella di un ciclo rigenerativo con surriscaldamento che utilizza come fluido di lavoro il toluene, che evolve tra una temperatura di condensazione di 40°C e una di evaporazione di 270°C, in quanto tale configurazione ha permesso di massimizzare la produzione elettrica con il miglior rendimento. Il calcolo del rendimento elettrico globale del sistema ha restituito un valore del 22% circa. In seguito è stata eseguita un'analisi di sensitività per valutare come il cambiamento di alcuni parametri e configurazioni d'impianto influisse sulle prestazioni di tale ciclo di riferimento.

Nel secondo caso, è stata utilizzata la stessa caldaia utilizzata per il primo, leggermente modificata con l'introduzione di un secondo scambiatore che permette di cedere il calore dei fumi di combustione all'aria della microturbina oltre che al fluido termovettore. La microturbina utilizzata nell'impianto è stata dapprima calibrata sulla base dei dati e delle prestazioni di una macchina reale, la Capstone C200. In particolare, tramite

un'analisi di sensitività, sono stati scelti i rendimenti politropici di compressore e turbina e la TIT che rispettano le specifiche della macchina reale e allo stesso tempo fossero adatti all'impianto in oggetto. Il ciclo ORC a valle è della stessa tipologia e ottenuto con le stesse ipotesi del primo caso di studio, ma anch'esso leggermente modificato in modo da avere come sorgente termica non solo il calore conferito dal fluido termovettore ma anche quello ceduto dall'aria espulsa dalla microturbina. Il rendimento globale di questo secondo impianto è risultato pari al 27% circa. Anche in questo caso è stata valutata l'influenza che diversi parametri e configurazioni hanno sulle prestazioni con un'analisi di sensitività.

Nonostante la seconda soluzione impiantistica consenta di ottenere rendimenti più elevati, presenta però sia una maggiore complessità impiantistica sia una maggiore criticità in alcuni specifici componenti. Il componente di gran lunga più critico dell'impianto è, infatti, lo scambiatore fumi-aria, data la tipologia di fluidi utilizzati e le loro elevatissime temperature. Gli impianti esistenti (anche quelli sperimentali) presentano la maggior parte dei problemi proprio su questo punto. Dal punto di vista costruttivo tale criticità potrebbe portare a preferire la prima soluzione investigata anche se caratterizzata da un rendimento elettrico più basso.

In definitiva si può affermare che, se fosse garantita l'affidabilità dello scambiatore fumi-aria (oltre che degli altri componenti d'impianto), la soluzione impiantistica con caldaia, microturbina ad aria a combustione esterna e ciclo ORC a valle permette di aumentare la produzione elettrica migliorando il rendimento globale e permettendo quindi, una migliore valorizzazione energetica della biomassa, a parità di potenza termica che quest'ultima introduce nel sistema. Per questo motivo, i possibili sviluppi futuri del presente lavoro di tesi potrebbero riguardare un focus sullo scambiatore fumi-aria della microturbina per valutare eventuali miglioramenti nei materiali impiegati (al fine di alzare le temperature dell'aria in ingresso all'espansore), così come la possibilità di innalzare i rendimenti di compressore e turbina realizzando macchine più efficienti. Accanto alle analisi sui singoli componenti potrebbero essere valutate configurazioni impiantistiche alternative (ad esempio riutilizzare l'aria calda espulsa dalla microturbina non solo per fornire calore al fluido organico ma anche come aria comburente in caldaia), l'utilizzo di biomasse alternative (cippato) o effettuare un'ottimizzazione tecnico-economica di tutto l'impianto.

## Bibliografia

- [1] E. Bocci, A. Caffarelli, M. Villarini, A. D'Amato – Sistemi a biomasse: progettazione e valutazione economica. Impianti di generazione di calore ed elettricità. Maggioli editore, 2011.
- [2] E. Alakangas – Properties of solid biofuels and comparison to fossil fuels. VTT.
- [3] T. Faravelli, A. Frassoldati, S. Granata, A. Cuoci, E. Ranzi – Fenomenologia della combustione di biomasse; *atti del corso di aggiornamento “Tecnologie e prospettive della produzione di energia da biomasse”*. 2006, pp. 171-219.
- [4] S. Van Loo, J. Koppejan - The handbook of biomass combustion & co-firing. Earthscan, Londra, UK, 2008.
- [5] <http://www.enel.com/it-IT/media/news/le-biomasse-in-italia/p/090027d981a1ad06>
- [6] G. Lozza – Turbine a gas e cicli combinati. Esculapio, Bologna, Italia, seconda edizione, Febbraio 2006.
- [7] L. Bonacina – Ottimizzazione energetica e analisi economica di impianti geotermici binari in applicazione cogenerativa. Tesi di laurea, Milano, 2011.
- [8] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, H. Spliethoff – Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications
- [9] F. Capra – Modelli e algoritmi numerici per l'ottimizzazione e la regolazione di cicli orc. Tesi di laurea, Milano, 2013.
- [10] R.Bini – La tecnologia ORC per la generazione distribuita da fonti rinnovabili e da recupero calore – Turboden, luglio 2009
- [11] H. Chen, D. Yogi Goswami, E. K. Stefanakos – A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010.
- [12] R. Vescovo – Recupero termici da processi industriali per produzione di potenza elettrica: i sistemi ORC Turboden.
- [13] I. Vaja, A. Gambarotta – Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, luglio 2009.
- [14] A. Duvia, M. Gaia – Cogenerazione a biomassa mediante Turbogeneratori ORC Turboden: tecnologia, efficienza, esperienze pratiche ed economia. *Documento presentato al convegno “Energia prodotta dagli scarti del legno: opportunità di cogenerazione nel distretto del mobile*, 11 novembre 2004.
- [15] R. Giglioli, M. Maggioni, A. Strambi – Micro impianti a biomassa solida con turbina a combustione esterna. *Mini-impianti di co-*

*generazione alimentati a biomasse legnose*, Azienda Stuard, San Pancrazio, Parma, 23 aprile 2010.

- [16] P. Chiesa, M. C. Romano, D. M. Turi, F. Furesi – Dense Membranes for Efficient Oxygen and Hydrogen Separation. *Assesment of performance and thermal balance of power and O<sub>2</sub> production plants based on developed membrane performances*, febbraio 2014.



