Sommario

[**1** INTRODUZIONE 4](#_Toc469308288)

[1.1 COGENERAZIONE E CENNI ALLA TRIGENERAZIONE 4](#_Toc469308289)

[1.2 OBBIETTIVI 6](#_Toc469308290)

[2 LA BIOMASSA 7](#_Toc469308291)

[2.1 TIPOLOGIE 7](#_Toc469308292)

[2.2 VANTAGGI E SVANTAGGI DELLA RISORSA 9](#_Toc469308293)

[2.3 IMPIANTI CON BIOMASSA E TRATTAMENTI 10](#_Toc469308294)

[3 ASSETTO ENERGETICO DELL’IMPIANTO CONSOLIDATO E STANDARD ORC 12](#_Toc469308295)

[3.1 MICROTURBINA A COMBSTIONE ESTERNA E CICLO BRAYTON 12](#_Toc469308296)

[3.2 CARATTERISTICHE DELLA COMBUSTIONE ESTERNA 13](#_Toc469308297)

[3.3 ORC E CICLO RANKINE 14](#_Toc469308298)

[3.4 FLUIDI ORGANICI E PRESTAZIONI 15](#_Toc469308299)

[3.5 CARATTERISTICHE TCNICHE IMPIANTO ORIGINALE 16](#_Toc469308300)

[4 COGENERAZIONE AD ALTO RENDIMENTO E LIMITI PREVISTI 17](#_Toc469308301)

[4.1 DESCRIZIONE DEL CAR E DELL’INDICE PES 17](#_Toc469308302)

[4.2 PROCEDURA DI CALCOLO DEL PES 18](#_Toc469308303)

[5 MODIFICHE ALL’ASSETTO DELL’IMPIANTO INIZIALE 21](#_Toc469308304)

[5.1 CASCAMI TERMICI 21](#_Toc469308305)

[5.2 PRIMA MODIFICA IMPIANTISTICA: ILTERMOPOZZO 22](#_Toc469308306)

[5.2.1 CARATTERISTICHE TECNICHE DEL TERMOPOZZO 22](#_Toc469308307)

[5.2.2 CALCOLO DELLA DISPERSIONE TERMICA E SPESSORE COIBENTO 24](#_Toc469308308)

[5.3 SECONDA MODIFICA IMPIANTISTICA: CICLO FRIGORIFERO 26](#_Toc469308309)

[6 CALCOLO DEL PES E DIMENSIONAMENTO TERMOPOZZI 29](#_Toc469308310)

[6.1 PRIMO SCHEMA MODIFICATO 29](#_Toc469308311)

[6.2 SECONDO SCHEMA MODIFICATO 31](#_Toc469308312)

[6.3 TERZO SCHEMA MODIFICATO 33](#_Toc469308313)

[6.4 CALCOLO VOLUMI DI STOCCAGGIO EI TERMOPOZZI 35](#_Toc469308314)

[6.4.1 PRIMO SCHEMA MODIFICATO 36](#_Toc469308315)

[6.4.2 SECONDO SCHEMA MODIFICATO 38](#_Toc469308316)

[6.4.3 TERZO SCHEMA MODIFICATO 39](#_Toc469308317)

[7 CONCLUSIONI 41](#_Toc469308318)

# INTRODUZIONE

## COGENERAZIONE E CENNI ALLA TRIGENERAZIONE

La maggior parte degli impianti per produzione di energia elettrica hanno scarsa efficienza energetica, infatti le centrali che hanno le migliori prestazioni riescono a sfruttare al massimo il 40-45% dell’energia primaria, proveniente per lo più dai combustibili fossili, mentre tutto il resto viene perso in parte nel mezzo dei processi industriali e in parte viene buttato via senza essere utilizzato.

L’energia termica che non viene sfruttata può essere utilizzata ancora nei processi industriali oppure può essere impiegata in ambito civile, ad esempio per il riscaldamento degli edifici.

Si parla di Cogenerazione quando un impianto utilizza una fonte primaria di alimentazione, come biomassa, e ne ricava sia energia elettrica e sia energia termica.

Gli impianti in assetto cogenerativo riescono a sfruttare l’80-85% dell’energia posseduta dalla fonte primaria e questo porta al vantaggio di poter utilizzare una quantità minore di combustibile, quindi abbiamo un risparmio sul suo approvvigionamento e una diminuzione, di conseguenza, delle emissioni degli inquinanti e dei gas serra.

La produzione di energia elettrica combinata con quella termica è riconosciuta come un provvedimento importante anche dal Parlamento Europeo in quanto aiuterebbe a raggiungere gli obbiettivi che il Trattato di Kyoto ha prefissato.

La direttiva 2004/8/CE promuove la cogenerazione basata sulla domanda di calore utile e viene introdotto il concetto di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR), ovvero la produzione di energia elettrica e termica con un sostanziale risparmio di fonte primaria rispetto agli impianti di produzione separata, con le modalità definite dal decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n. 20 come integrato dal DM 4 agosto 2011[[1]](#footnote-1).

Gli impianti di cogenerazione tendono a essere costruiti in prossimità di un utilizzatore termico, ad esempio nel settore civile quando siamo di fronte a temperature relativamente basse e il calore viene utilizzato per il riscaldamento di ambienti o teleriscaldamento urbano (acqua in funzione di fluido termovettore solitamente), oppure nel settore industriale quando le temperature e le pressioni sono piuttosto elevate e il calore viene utilizzato in lavorazioni industriali.

Il motivo per il quale si tende a costruire l’impianto di cogenerazione vicino ad un utilizzatore termico è che la trasmissione di calore a grande distanza non è realizzabile in quanto ci sarebbero troppe dissipazioni termiche nel momento del passaggio di calore tra la fonte e chi utilizza quell’energia (che sia un altro impianto o una residenza).

Esistono anche situazioni in cui l’impianto cogenerativo produce calore ma a diversi livelli di temperatura, e anche in questi casi il luogo di utilizzo è sempre nelle vicinanze del nostro impianto, come può essere un industria dove i flussi di temperature più elevati vengono utilizzati per le lavorazioni e i flussi a temperatura più bassa vengono utilizzati per il riscaldamento degli ambienti di produzione.

La forma più semplice di impianto di cogenerazione è composta da un motore primo, che può essere una turbina o un motore a combustione interna, e un generatore elettrico. Nel caso di una turbina a vapore, un combustibile viene fatto bruciare in caldaia in modo da cedere la sua energia termica all’acqua, che si trasforma in vapore. Parte dell’energia contenuta dal vapore viene utilizzata, una volta passata in turbina, per produrre energia elettrica, mentre la rimanente parte viene utilizzata come energia termica nei vari impieghi civili e industriali.

Nella seguente tesi ci troveremo di fronte al calcolo di potenze elettriche e termiche di tipo caldo e freddo. In questo caso parleremo di Trigenerazione, altro non è che la produzione da parte di un impianto di energia elettrica e termica, caldo e freddo, utilizzando un solo combustibile.

La Trigenerazione viene identificata con sigla CCHP che sta per Combined Cooling, Heating and Power.

Un impianto di cogenerazione alla quale viene abbinata un impianto frigorifero per la produzione di freddo, per utilizzi di tipo civile o industriale, è chiamato Trigeneratore.

## OBBIETTIVI

Continuando a parlare di un impianto in cogenerazione, oltre ai vantaggi di tipo ambientale e di risparmio di fonte primaria, c’è anche un vantaggio di tipo economico per chi è titolare di un simile assetto.

I titolari dell’unità cogenerativa possono richiedere il rilascio del riconoscimento CAR (Cogenerazione ad alto rendimento), ai sensi del Decreto Legislativo n. 20 del 2007come integrato dal DM 4 agosto 2011 ed eventualmente il rilascio dei certificati bianchi previsto ai sensi del DM 5 settembre 2011.

Un’unità di cogenerazione è definita ad alto rendimento in base al calcolo del parametro PES (Primary Energy Saving), che in base alla grandezza dell’impianto preso in considerazione dovrà rispettare certi valori.

L’obbiettivo della tesi è quello di prendere un impianto di produzione di sola energia elettrica già esistente, che utilizza come energia primaria della biomassa del comparto agroforestale, e apportare modifiche all’impianto tali da poter utilizzare parte della potenza termica che verrebbe, altrimenti, buttata via.

 Le modifiche all’impianto saranno di tre tipi e per ognuno delle quali si calcoleranno i relativi PES, in questo modo potremmo vedere se siamo rientrati all’interno dei confini imposti dal CAR.

La potenza termica recuperata in ognuna delle tre situazioni dovrà essere utilizzata nelle vicinanze dell’impianto preso in considerazione, per le stesse ragioni già descritte in precedenza, altrimenti rischieremmo di uscire dai confini CAR.

# LA BIOMASSA

## TIPOLOGIE

La Biomassa è una qualsiasi sostanza che sia di matrice organica, vegetale o animale che è destinata alla produzione di ammendante agricolo o a fini energetici[[2]](#footnote-2).

Una fonte di energia è considerata rinnovabile se è naturalmente rifornita ad un tasso maggiore o uguale al consumo, quindi per avere un utilizzo sostenibile dal punto di vista ambientale della biomassa, è necessario il ripristino della risorsa stessa una volta che se ne è beneficiato.

Il periodo di ripristino di tali sostanze sono molto brevi e fanno in modo che la biomassa rientri tra le fonti energetiche rinnovabili, da momento che il tempo di sfruttamento della sostanza è paragonabile a quello di rigenerazione.

I materiali inclusi nella definizione di biomassa sono molti, possono essere vergini o residui di lavorazioni agricole e industriali, e presentano un ampio spettro di poteri calorifici.

La biomassa include:

* Legna da ardere: sono assortimenti e sottoprodotti forestali (cimali e ramaglie) ottenute da interventi di gestione e miglioramento boschivo;
* Colture ligno-cellulosiche: vi sono specie annuali quale il sorgo da fibra, le erbacce perenni come la canna comune e tra quelle perenni a turno breve di taglio ci sono la robinia, il pioppo e l’eucalipto;
* Colture oleaginose: soprattutto girasole e colza in Europa e soia negli Stati Uniti, utilizzate nella produzione di biodiesel;
* Colture zuccherine: barbabietola, sorgo zuccherino;
* Colture amidacee: mais, cereali e patate;
* Sottoprodotti di colture erbacee e arboree: tra le erbacee ci sono le paglie di cereali e pannocchie, tra le arboree ci sono la potatura di alberi da frutto e di siepi;
* Residui agro-industriali: vinacce, scarti di legno non trattato (segatura/trucioli) da segheria, falegnameria e mobilifici, scarti di cartiera e scarti di fibra naturale derivanti dall’industria tessile (cotone, lana, seta).
* Deiezioni: residui animali derivanti da allevamenti zootecnici, impiegati nella produzione di biogas;
* Frazione organica dei rifiuti solidi urbani: se opportunatamente trattata offre buone opportunità per la produzione di biogas.

La Biomassa può essere classificata in base alla sua origine in

* Biomassa derivante da residui;
* Biomassa ottenuta attraverso le coltivazioni dedicate.

Il recupero della biomassa derivante da residui per la produzione di energia ha il doppio vantaggio di ridurre la dipendenza dai combustibili fossili e di poter alleviare i problemi ambientali riguardanti il loro smaltimento e le emissioni di metano che si verificano nel loro processo di degrado.

La biomassa ottenuta attraverso le coltivazioni dedicate può essere classificata in

* Colture oleaginose, da cui si ricavano oli vegetali e biodiesel;
* Colture da barbabietola e canna d zucchero, utilizzate nella produzione di bioetanolo;
* Colture ligno-cellulosiche, dedicate alla produzione di combustibile solido.

## VANTAGGI E SVANTAGGI DELLA RISORSA

Ci sono numerosi motivi di carattere ambientale, sociale ed economico che giustificano l’utilizzo crescente della biomassa per la produzione di energia.

Un vantaggio che condivide con tutte le altre fonti rinnovabili è quello che riguarda le emissioni praticamente nulle di anidride carbonica.

I vantaggi che riguardano la biomassa sono

* Abbondanza e ottima distribuzione della risorsa sul pianeta;
* Possibilità di accumulare la risorsa;
* È possibile convertire la risorsa in combustibile allo stato solido, liquido o gassoso e poi utilizzata nei processi di combustione: in questo modo è possibile produrre potenza elettrica e termica, differentemente dalle altre fonti rinnovabili che sono per la maggior parte usate per la sola produzione di energia elettrica;
* Sfruttamento di aree non ancora impiegate con l’insediamento di colture dedicate o conversione dei terreni agricoli.

L’utilizzo della biomassa comporta anche degli svantaggi, che però non ne stanno compromettendo l’utilizzo, che sono

* Bassa intensità energetica, sia per quanto riguarda il potere calorifico inferiore (LHV), che per la biomassa deumidificata è circa 15-20 MJ/kg (conto i 50 MJ/kg del metano), e in termini di produttività della terra in quanto sono necessarie vaste aree per una produzione significativa delle materie prime;
* Conseguentemente al primo punto vi sono problemi per le operazioni di trasporto e organizzazione che risultano complesse e costose;
* Produzione non costante durante l’anno e dipendenza dalle condizioni metereologiche e ambientali;
* Le colture necessitano di ulteriori costi che sono le spese legate all’irrigazione e ai fertilizzanti.

Per determinare il valore del potere calorifico di una biomassa bisogna prestare attenzione a tre fattori che sono il contenuto di acqua, la frazione di materiale inerte e un eventuale processo di conversione alla quale la biomassa è sottoposta.

## IMPIANTI CON BIOMASSA E TRATTAMENTI

In impianti di produzione di potenza elettrica pari a 1MW si ha un consumo di 5000 tonnellate di biomassa deumidificata all’anno e questo implica che per soddisfare questo approvvigionamento è necessaria un’area coltivata che va dai 200 ai 350 ettari. Questo calcolo è stato effettuato su colture dedicate e quindi se si parla di rifiuti e scarti delle industrie le quantità richieste risultano essere ancora maggiori.

Le considerazioni appena fatte portano alla conclusione che le taglie degli impianti alimentate con la biomassa sono limitate e si aggirano ad un massimo di 20 MW.

Lo sfruttamento della biomassa è molto interessante in impianti di taglia uguale o inferiore a 1 MW dove è inoltre possibile sfruttare la risorsa anche dal punto di vista cogenerativo, quindi oltre la produzione di potenza elettrica è realizzabile di può ricavare anche quella termica con i vantaggi legati alla cogenerazione.

Quindi diventa molto interessante sfruttare la risorsa in assetti microgenerativi, con taglie di alcune centinaia di kW o meno che riforniscono con energia elettrica e con energia termica ad esempio un comparto residenziale, quindi teleriscaldamento o raffrescamento.

La conversione della biomassa avviene in diversi modi, ma ci si riconduce prima sempre ad una trasformazione in una forma più “comoda” per il suo sfruttamento, sia allo stato solido, liquido o gassoso.

Il processo di conversione è influenzato notevolmente dalla composizione della biomassa, in particolare dal contenuto di umidità e il rapporto tra il carbonio e l’azoto (C/N) che vi è presente.

Durante i processi termochimici, in cui è coinvolto lo scambio di calore, si preferisce avere un contenuto di umidità inferiore al 30% e un rapporto tra carbonio e azoto superiore a 30.

In presenza di umidità inferiore al 30% e C/N inferiore a 30 sono preferibili i processi biochimici.

Per le biomasse ricche di oli (per le coltivazioni più usate raggiungono 35-50% della composizione totale) si utilizzano processi chimico-fisici con l’obbiettivo di estrarre gli li vegetali grezzi, che tramite altri processi possono essere convertiti in biodiesel.

Gli usi principali per i prodotti ottenuti sono la generazione di potenza elettrica, generazione di potenza termica e la produzione di combustibili per i trasporti.

La conversione energetica delle biomasse viene fatta nei seguenti processi termochimici:

* Combustione: consiste nell’ossidazione completa del combustibile;
* Gassificazione: trasformazione di un combustibile solido o liquido in gassoso attraverso una decomposizione termica ad alta temperatura (800-1400 °C);
* Pirolisi: processo di degradazione termica di un materiale in assenza di agenti ossidanti (aria o ossigeno) a temperatura elevate (400-600 °C ).

Le biomasse più adeguate a subire processi termochimici sono la legna e suoi derivati come segatura o trucioli, i più comuni sottoprodotti colturali di tipo ligno-cellulosico e alcuni scarti di lavorazione.

#  ASSETTO ENERGETICO DELL’IMPIANTO CONSOLIDATO E STANDARD ORC

L’impianto preso in considerazione per l’analisi energetica e per lo studio delle perfomance è una pianta di un micro ciclo combinato, che utilizza biomassa di tipo residuale, che si compone di microturbina a combustione esterna (EFMTG) e di una sistema ORC (Organic Rankine Cycle)[[3]](#footnote-3).

## MICROTURBINA A COMBSTIONE ESTERNA E CICLO BRAYTON

Nella microturbina a combustione esterna compressore e turbina sono calettati sullo stesso albero, ma non è presente la camera di combustione la cui funzione è stata sostituita da uno scambiatore di calore.

Questo tipo di assetto può essere perfettamente spiegato dal ciclo termodinamico Brayton ad aria standard, che vado ad illustrare nelle ipotesi ideali.

Un ciclo Brayton si compone di un compressore e una turbina calettati sullo stesso albero e di due scambiatori, uno con il compito di portare calore al sistema e l’altro di sottrarlo[[4]](#footnote-4).

Il ciclo si compone di quattro fasi:

1. Nella prima fase l’aria proveniente dall’esterno viene mandata al compressore: abbiamo una compressione isoentropica dove l’aria verrà portata fino alla pressione di processo;
2. Uno scambiatore di calore scalda l’aria che precedentemente aveva subito un aumento di pressione nel compressore;
3. A questo punto l’aria passa in turbina, e avremo le stesse ipotesi che abbiamo avuto per il compressore, ovvero una espansione isoentropica con conseguente produzione di lavoro;
4. L’aria, infine, cede calore ad un secondo scambiatore di calore.

## CARATTERISTICHE DELLA COMBUSTIONE ESTERNA

Il processo di combustione non coinvolge il fluido di lavoro che espande in turbina, ma avviene in un combustore a valle della turbina.

Il riscaldamento/raffreddamento del fluido di lavoro, semplice aria compressa, è effettuato quindi nello scambiatore di calore.

Pertanto nello schema generale della microturbina a combustione esterna il combustore si trova a valle della turbina e lo scambiatore di calore e lo scambiatore prende il posto della camera di combustione, che si avrebbe in un normale impianto con microturbina a combustione interna.

Questo tipo di configurazione è stata studiata per ovviare ad un grande limite di funzionamento delle turbine, ovvero quello di alimentarle con combustibili puliti e quindi evitare problemi di erosione delle pale dell’espansore e il danneggiamento della macchina a causa di agenti corrosivi[[5]](#footnote-5).

La combustione esterna permette di utilizzare qualsiasi combustibile dal momento che questi non devono attraversare le pale della turbina. I primi studi in tal senso vennero fatti sulle grandi turbine con lo scopo di alimentarle a carbone, ma ora gli impianti più promettenti, che sfruttano tale tecnologia, sono risultate essere le turbine di piccola taglia alimentante in parte a gas naturale e in parte con la biomassa.

Un ulteriore vantaggio della combustione esterna è la possibilità di effettuarla a pressione atmosferica (101325 Pa, 1 atm) che facilita l’utilizzo di combustibili solidi (diversamente dalla combustione interna).

Nello schema generale del nostro impianto, nella parte dove c’è la microturbina a combustione esterna, il combustore è posizionato a valle della turbina allo scopo di recuperare parte del calore presente nell’aria, successivamente al processo di espansione.

Viene adottata questa tipologia di soluzione impiantistica per cercare di massimizzare, nel processo di combustione della biomassa, l’efficienza del ciclo termodinamico.

Una importante limitazione presente in questa tecnologia è che la temperatura in ingresso turbina raggiungibile, grazie allo scambiatore di calore, si aggira intorno ai 750-850°C (tradizionali scambiatori metallici), che è relativamente bassa rispetto a microturbine a gas naturale (combustione interna), dove i gas raggiungono temperature di poco sotto i 1000°C.

Negli EFMTG con l’utilizzo di scambiatori in leghe metalliche o ceramici è possibile ottenere temperature più elevate, ma hanno un costo molto più elevato rispetto ai tradizionali metallici.

## ORC E CICLO RANKINE

La seconda parte del nostro sistema prevede un’Organic Rankine Cycle (ORC).

L’Organic Rankine Cycle è una tecnologia di riferimento per la produzione di energia elettrica a basse temperature.

Esso viene impiegato per il recupero di energia in diversi campi quali: Biomassa (51%), geotermico (22%), calore di scarto (20%) e il solare (1%).

Gli ORC hanno delle buone prestazioni, soprattutto per il recupero termico, e ha un’ottima predisposizione per il funzionamento in assetto cogenerativo.

Il ciclo Rankine si compone di una caldaia o una fonte di calore che aumenta la temperatura del fluido di lavoro, di una turbina dove abbiamo la produzione di lavoro, di un condensatore e una pompa per il ricircolo del liquido.

Come per il ciclo Brayton, anche per il ciclo Rankine può essere diviso in 4 fasi:

1. Dal punto 1 al 2 viene fornito il calore al fluido dalla caldaia (o altra fote di calore), segue l’isobara in base alla pressione del fluido in caldaia, e il fluido passa dallo stato di vapore surriscaldato;
2. Dal punto 2 al 3 c’è l’espansione isoentropica (ideale) in turbina, fino a valori del titolo intorno a 0,95;
3. Dal punto 3 al 4 abbiamo la cessione del calore da parte del vapore, in uscita dalla turbina, al fluido presente nel condensatore;
4. Dal punto 4 al 1 c’è un sistema di pompaggio del fluido che torna in caldaia.

Nel caso dell’Organic Rankine Cycle il fluido che opera all’interno del circuito termodinamico è un fluido organico.

## FLUIDI ORGANICI E PRESTAZIONI

I fluidi che vengono utilizzati in questo tipo di impianto presentano un alto peso molecolare e un basso grado di ebollizione ed è per questo che vengono utilizzati al posto dell’acqua per il recupero di calore da fonti a medio-bassa temperatura (80-350°C).

Vi è una distinzione tra i fluidi organici in base alla caratteristica della loro curva di saturazione nel diagramma T-S:

* Wet (dT/dS < 0);
* Isoentropic (dT/dS = 0);
* Dry (dT/dS > 0).

I fluidi che vengono utilizzati negli ORC sono molteplici e si dividono in:

* Refrigeranti (idrocarburi, idrofluorocarburi…);
* Silossani;
* Mix azeotropici;
* Solventi e paraffine.

Il ciclo Rankine a fluido organico presenta rendimenti elettrici piuttosto bassi, ovvero si arriva al massimo ad avere valori del 20%, mentre i motori a combustione interna arrivano fino al 30-40%, ma è possibile raggiungere rendimenti termici molto elevati anche superiori all’80%.

I rendimenti così bassi per l’ORC sono dovuti al fatto che vi sono grosse limitazioni per quanto riguarda le temperature massime ottenibili (circa 300°C), che sono molto basse se paragonate a quelle raggiunte dai motori a combustione interna o microturbine a gas, che arrivano anche a 1000°C.

Nonostante queste limitazioni questo tipo di soluzione sta prendendo piede in questo settore, anche grazie ai ridotti costi di manutenzione, ridotto costo dei componenti, semplicità impiantistica e prevede anche un’elevata affidabilità.

## CARATTERISTICHE TCNICHE IMPIANTO ORIGINALE

L’impianto preso in considerazione per lo studio possiede i seguenti dati tecnici:

* La microturbina a combustione esterna (EFMTG) eroga una potenza pari a 75 kWel mediante l’uso della biomassa nel forno, la cui potenza calorifera sprigionata è di 450 kWt.
* Il modulo ORC eroga una potenza elettrica di 25 kWel utilizzando parte del calore proveniente dallo scarico della microturbina e dai fumi, ovvero circa 250 kWt.

In un ipotizzabile schema con la sola microturbina a combustione esterna avremo in entrata il calore derivante dalla combustione della biomassa di circa 450 kWt, mentre in uscita avremmo una potenza elettrica pari a 75 kWe, quindi con un rendimento elettrico pari al 17%.

Omettendo l’impianto ORC avremo quindi circa 375 kWt, che sono da dividere tra le perdite che abbiamo nell’impianto e il calore effettivamente utilizzabile, che butteremmo.

Il modulo ORC permette di recuperare 250 kWt, esso li sfrutta erogando altri 25 kWe con un rendimento del 10%.

L’accoppiamento in serie di queste due macchine permette di utilizzare anche parte del calore che andrebbe altrimenti scartato, aumentando il rendimento elettrico dal 17%, del primo caso, fino al 22% con un totale di energia elettrica prodotta di 100 kWe.

L’obbiettivo che si pone questa tesi è di cercare di capire se ci sono altre fonti termiche che possono essere sfruttate, sempre nel seguente impianto, e capire come poter utilizzare il calore dai cascami nel EFMTG e nel modulo ORC.

In questo modo passeremmo ad un sistema cogenerativo che quindi produce sia energia elettrica e sia energia termica, aumentano quindi il rendimento globale dell’impianto preso in considerazione.

# COGENERAZIONE AD ALTO RENDIMENTO E LIMITI PREVISTI

## DESCRIZIONE DEL CAR E DELL’INDICE PES

La cogenerazione si pone come obbiettivo primario sfruttare al massimo i combustibili utilizzati per diminuirne il consumo e fare in modo che diminuisca l’impatto ambientale.

Le applicazioni nella produzione di energia elettrica e di energia termica si trovano sia in ambito industriale, già ampiamente diffusa, sia in quello residenziale/terziario, dove però alcuni limiti ne stanno rallentando l’utilizzo.

Questi limiti sono dovuti alla forte variabilità dei carichi e nelle oggettive difficoltà ed elevati coti nella realizzazione di reti di distribuzione del calore sufficientemente estese per gestire le elevate potenze tipiche di un ciclo combinato.

Un ottimo modo per ovviare a questi problemi sarebbe passare da una gestione centralizzata, ovvero impianto di grossa taglia con grandi e costose reti di distribuzione, a una gestione più distribuita, ovvero taglie più piccole dei macchinari e localizzate presso l’utenza che può sfruttare l’elettrico e il termico (piccola o micro-cogenerazione).

La condizione di CAR (Cogenerazione ad Alto Rendimento) alla quale si arriva tramite la produzione di energia elettrica e termica è fondata su un criterio basato sull’indice PES (Primary Energy Saving)[[6]](#footnote-6).

Il PES esprime il risparmio relativo di energia primaria che un impianto cogenerativo può realizzare rispetto ad impianti che producono separatamente energia termica ed elettrica.

La condizione da soddisfare affinché una data unità funzioni in CAR consiste nel raggiungimento di un risparmio di energia primaria superiore ad un certo valore minimo prestabilito, suddiviso in base alla classe di potenza dell’unità cogenerativa.

Questa condizione è espressa da:

* PES ≥ 0,1 (10%) per unità di cogenerazione di taglia superiore o uguale a 1 MWel;
* PES > 0 per unità di cogenerazione di piccola o micro-generazione.

Si definisce di piccola generazione quando l’unità di cogenerazione è caratterizzata da una capacità di erogare meno di un MWel, mentre si definisce di micro-generazione quando la taglia è inferiore a 50 kWel.

## PROCEDURA DI CALCOLO DEL PES

La procedura di calcolo del PES può essere suddiviso in quattro fasi:

1. Definizione dei confini dell’unità di cogenerazione;
2. Calcolo del rendimento globale dell’unità di cogenerazione;
3. Dimensionamento dell’unità virtuale (nel caso i valori del rendimento siano inferiori ai valori minimi);
4. Calcolo del PES.

La prima fase si pone come obbiettivo quello di determinare i limiti del processo di cogenerazione, al fine di quantificare il valore dei seguenti valori, che sono indispensabili per il calcolo del rendimento globale:

* Energia di alimentazione consumata dall’unità di cogenerazione durante il periodo di rendicontazione (Funità);
* Energia elettrica/meccanica prodotta dall’unità di cogenerazione durante lo stesso periodo di rendicontazione (Eunità);
* Calore utile prodotto dall’unità di cogenerazione durante lo stesso periodo di rendicontazione (Hchp).

Una cosa molto importante da sottolineare è che in base alla specifica realtà impiantistica le grandezze in entrata e in uscita dall’impianto potrebbero non coincidere con le grandezze in entrata e in uscita dall’unità di cogenerazione.

Quindi dobbiamo definire altre tre grandezze che potrebbero non coincidere con quelle sopra citate:

* Energia di alimentazione consumata dall’impianto;
* Energia elettrica/meccanica prodotta dall’impianto;
* Energia termica prodotta dall’impianto

Il primo passo è determinare l’energia di alimentazione consumata dall’impianto e capire se questo rientra nei confini della cogenerazione.

Poi bisogna fare una distinzione tra l’energia elettrica/meccanica prodotta dall’unità di cogenerazione rispetto a quella prodotta dall’impianto.

Questa distinzione si basa sul principio che per poter qualificare l’energia elettrica come effettivamente prodotta dall’unità di cogenerazione, deve essere prodotta in combinazione con la produzione di calore utile sempre dallo stesso impianto nel medesimo periodo di rendicontazione. Anche in questo caso dobbiamo valutare se l’impianto che produce questa energia possa rientrare nei confini della cogenerazione.

Infine si passa alla determinazione del calore utile prodotto dall’impianto.

Oltre alla modalità di produzione di energia termica dell’impianto è importante sapere in che modo è possibile utilizzare il calore rimanendo sempre all’interno dei confini imposti dal CAR.

L’energia termica prodotta dall’impianto può essere classificata in:

* Calore non utile prodotto dall’impianto di cogenerazione;
* Calore utile prodotto dall’unità di cogenerazione (H CHP, utilizzata nel calcolo del rendimento globale e PES).

La distinzione tra calore utile prodotto dall’unità di cogenerazione e l’energia termica prodotta dall’impianto si basa su due principi che devono essere allo stesso tempo validi: il primo si basa sul fatto che per poter qualificare l’energia termica come calore utile essa deve essere prodotta in cogenerazione nello stesso periodo di rendicontazione, il secondo dice che l’energia termica deve effettivamente servire a scopi utili ad un’utenza sempre nello stesso periodo di rendicontazione.

Una volta stabiliti tali confini si può procedere al calcolo del rendimento globale:

 ηg = $ \frac{Eunità+Hchp}{Funità}$

I valori dell’energia elettrica/meccanica prodotta e dell’energia termica possono essere utilizzati per il calcolo del PES se il valore del rendimento globale è maggiore o uguale:

* All’80% per le sezioni con turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore e per le sezioni con turbina a condensazione con estrazione di vapore;
* All’75% per tutti gli altri tipi di unità che rientrino nei limiti fissati dalla cogenerazione.

Se i valori del rendimento rispettano questi criteri allora l’intera unità impiantistica può essere considerata in cogenerazione (parte CHP).

Se invece i valori del rendimento globale sono inferiori a quelli di soglia, allora vi è produzione di energia elettrica non in cogenerazione con conseguente divisione dell’unità virtuale di cogenerazione in due parti virtuali (una parte che opera in cogenerazione e l’altra no).

In questo caso attraverso un opportuno dimensionamento dell’unità virtuale si procede al calcolo degli effettivi valori delle varie energie in gioco.

Ai fini del calcolo del PES sono state calcolate tutte le grandezze che a noi servono.

La formula per il calcolo del PES è:

 PES = $1-\frac{1}{\frac{CHPH}{RefH }+\frac{CHPE}{RefE}} 100$

Dove:

* CHPH = $\frac{Hchp}{Fchp}$ ;
* CHPE = $\frac{Echp}{Fchp};$
* RefH è il valore del rendimento di riferimento per la produzione separata di calore;
* RefE è il valore del rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica.

Questa formula ci permette di quantificare, a parità di energie in uscita, il risparmio di energia di alimentazione in ingresso nel caso di energie in uscita simultanee e non in due impianti di produzione separati, aventi rendimenti RefH (produzione di energia termica) e RefE (produzione di energia elettrica).

Qualora il valore del PES è maggiore o uguale all’ 10% (maggiore di 0 per le taglie mino di 1 MWel) si può ritenere che la parte in cogenerazione dell’unità rispetti le specifiche CAR e quindi avrà diritto ai benefici previsti dalla normativa.

I benefici ottenuti sono da corrispondere in base ai vari valori delle grandezze usate nei calcoli del PES (Echp,Hchp,Fchp).

# MODIFICHE ALL’ASSETTO DELL’IMPIANTO INIZIALE

## CASCAMI TERMICI

Lo scopo che ha questa tesi è prendere l’impianto iniziale, composto da una microturbina a combustione esterna e un ciclo Rankine a fluido organico, e aumentarne il rendimento totale cercando il recupero del calore dai cascami termici che non vengono sfruttati da tale impianto, che inizialmente produceva solo energia elettrica.

Il tutto verrà fatto rimanendo sempre all’interno dei confini che sono imposti dal CAR, in modo tale da arrivare a calcolare il valore PES per ogni soluzione impiantistica che questa tesi propone e vedere quale di queste è più vantaggiosa in termini di risparmio di fonte energetica primaria (nel nostro caso biomassa del comparto agroforestale).

L’impianto di partenza presenta due cascami termici dal quale è possibile prelevare calore e sfruttarlo in base ai regimi termici in cui si trovano.



Figura n°1: schema impianto originale

Il primo cascame preso in considerazione è quello dei fumi e dell’aria uscenti dalla caldaia e dalla turbina. L’aria in uscita dalla turbina ha una temperatura ancora molto elevata, circa 210 °C, e viene utilizzata per pre-riscaldare l’aria proveniente dal compressore che poi andrà a passare in caldaia, così da aumentare i rendimenti termici dell’impianto.

Una volta che l’aria esce dal preriscaldatore viene miscelato ai fumi di combustione della caldaia, e una volta miscelati vanno a rifornire l’impianto ORC con il calore che esso necessita.

Ma non tutto il calore viene prelevato dall’unità ORC, anzi buona parte viene buttata via, e allora l’aria miscelata ai fumi in uscita dallo scambiatore di calore fumi/acqua può essere raccolta dato che si trova ancora a temperature elevate, circa 150°C.

Il secondo cascame è quello che si trova nell’impianto ORC, ovvero nel condensatore dove il fluido organico viene raffreddato portandolo ad una temperatura di 40°C e così da poter tornare in circolo nel ciclo.

In questo modo abbiamo a disposizione dell’acqua che preleva calore dal fluido organico ad una temperatura che si aggira ai 30°C.

I cascami termici si trovano a diverse temperature quindi bisognerà utilizzare una tecnologia che possa lavorare in vari regimi termici.

La soluzione impiantistica che si propone è di sfruttare questi cascami termici, e quindi raccogliere e utilizzare le potenze termiche, attraverso l’uso del Termopozzo.

## PRIMA MODIFICA IMPIANTISTICA: ILTERMOPOZZO

### CARATTERISTICHE TECNICHE DEL TERMOPOZZO

Il Termopozzo è una struttura di stoccaggio termico sia a caldo che a freddo che può essere realizzato con prodotti di larga diffusione e a poco prezzo[[7]](#footnote-7).

La struttura è un contenitore in calcestruzzo, a tenuta stagna, di materiali inerti che sono frantumati in una congrua pezzatura di circa 20-30mm, di volumi e geometria variabile che hanno la funzione di accumulare e scambiare calore grazie a specifici rapporti tra superfici e volumi.



Figura n°2: struttura di un Termopozzo

I materiali che vengono utilizzati di più a questo scopo sono ghiaia o pietre immerse in acqua, in genere sono materiali locali a basso costo che conferiscono, grazie alle loro caratteristiche chimico-fisiche, all’agglomerato capacità calorica simile a quello dell’acqua, avendo calori specifici che sono circa la metà ma con una densità e una conducibilità termica doppie.

Il fluido termovettore arriva dalla sommità del termopozzo, la massa inerte lo filtra prelevando o conferendo calore al fluido a seconda della funzione del manufatto in quel momento, e poi arriva sul fondo in attesa di essere rimandato in circolo, tramite una pompa.

Un fluido che può essere utilizzato è l’acqua purchè si lavori in un range di temperature appropriato, altrimenti si ha la possibilità di utilizzare oli diatermici quando le temperature sono o troppo alte o troppo basse.

Il Termopozzo, grazie alle proprietà della struttura e degli inerti all’interno, offre la possibilità di lavorare da temperature che vanno dai -50°C ai +250°C, quindi escursione termiche molto elevate che potrebbero essere aumentate con congrui accorgimenti e che sono limitata essenzialmente dai liquidi diatermici che vengono impiegati, sia a caldo che a freddo.

Questo tipo di soluzione impiantistica trova la possibilità di essere impiegato in varie situazioni, sia nel settore industriale che residenziale, e può essere sfruttato sia come scambiatore che come accumulo di calore.

### CALCOLO DELLA DISPERSIONE TERMICA E SPESSORE COIBENTO

A prescindere dai regimi termici in cui ci troviamo a lavorare, il termopozzo dovrà essere ben coibentato per evitare dispersioni termiche anche se si potrebbe sfruttare il terreno circostante e recuperarli nel volano termico.

Nel nostro impianto ci troveremo a lavorare con Termopozzi coibentati in modo da avere dispersioni a meno dell’1% e nello specifico cercheremo di calcolare i volumi dei termopozzi così da poter risalire facilmente allo spessore di coibento necessario.

In questo caso avremo una dispersione di calore provocato dalla conduzione, quindi ci sarà un flusso di calore uscente o entrante che attraversa gli strati di coibento e di calcestruzzo, che sono le resistenze alle dispersioni.

Si suppone che la temperatura del sottosuolo in inverno si aggira intorno agli 8-10°C e in estate tra i 12-16°C, quindi prenderò come valore di riferimento medio 12°C per la progettazione degli strati del termopozzo.

Per semplificare le ipotesi utilizzeremo sole pareti piane, quindi sfrutteremo le leggi di conduzione su parete piana, e supporremo uno strato di coibento di circa 25cm di poliuretano.

La formula per il calcolo del flusso di calore su parete piana è la seguente:

 φ =A $\frac{ΔT}{R}$ in W

Dove:

* ΔT è la differenza di temperatura tra l’interno del termpozzo e il sottosuolo;
* R è la resistenza termica, somma di quella del calcestruzzo e del coibento;
* φ è il flusso di calore uscente (o entrante).
* A è la superfice della parete presa in considerazione.

Il coefficiente R è la somma di componenti:

 R = $\frac{d}{λ}$

Dove:

* d è lo spessore di coibento (poliuretano da stimare);
* λ è la conduttività del materiale in $\frac{W}{mK}$

In questo modo riusciamo con la formula inversa ad arrivare a trovare lo spessore di coibento d (stimati 25cm) una volta calcolato il volume del Termopozzo di cui abbiamo bisogno per lo stoccaggio e di quanti materiali inerti ci vogliono per riempire il termopozzo a seconda dei regimi termici in cui ci troviamo.

In base alle differenze di temperatura tra l’interno del termopozzo e il terreno cambierà la superficie di scambio e quindi la grandezza del termopozzo, quindi anche il volume di materiali inerti e calcestruzzo che sono all’interno.

In base ai casi che andrò a studiare verificheremo oltre ai valori di rendimento globale e PES, anche la grandezza dei termopozzi e quindi i volumi di materiale inerte che vi sono contenuti.

## SECONDA MODIFICA IMPIANTISTICA: CICLO FRIGORIFERO

Nelle nostre modifiche impiantistiche ipotizzate ci sarà anche lo sfruttamento dell’energia elettrica prodotta dalla parte di impianto con ORC per alimentare un compressore che mette in funzione un ciclo frigorifero, così da poter stoccare sia caldo, circa 45°C, che freddo, circa -5°C.



Figura n°3: schema di un circuito frigorifero

In questo modo avremo anche la produzione di freddo, quindi si parlerà di trigenerazione.

Lo stoccaggio di caldo e freddo verrà sempre effettuato in Termopozzo coibentato con al massimo il 1% di perdite.

Il ciclo frigorifero che consideriamo utilizza come fluido refrigerante R134a, uno dei più utilizzati, e attraverso il diagramma di Mollier associato si possono calcolare le potenze termiche.

Un ciclo frigorifero si compone di quattro fasi:



Figura n°4: diagramma p-h di un ciclo frigorifero

1. Tratto 1-2 compressione adiabatica, vi è il passaggio del fluido nel compressore e si ha un aumento di pressione e di entalpia;
2. Tratto 2-3 condensazione isobara, passaggio nel condensatore del fluido dove vi è cessione di calore e quindi una diminuzione dell’entalpia (isoterma);
3. Tratto 3-4 espansione adiabatica, diminuzione della pressione dovuto al passaggio nella valvola di laminazione;
4. Tratto 4-1 evaporazione isobara, aumento di entalpia dovuto al passaggio nell’evaporatore dove c’è cessione di calore al fluido frigorigeno(isoterma);

La prima cosa è trovare la portata massica di R134a, che si può facilmente calcolare dal momento che conosciamo sia la potenza elettrica nel compressore(25kW) e sia le entalpie del fluido R134a dal diagramma di Mollier, sapendo che le temperature del fluido sono di 55°C al condensatore e -10 all’evaporatore (per poi stoccare in termopozzo).

Attraverso la formula troviamo la portata massica:

 $\dot{m} $= $\frac{Pc}{Δhc1}$ in $\frac{kg}{s}$

Dove:

* Pc è la potenza al compressore;
* Δhc1 è la differenza di entalpia tra entrata e uscita dal compressore;

Una volta che sappiamo la portata massica è semplice trovare la potenza in entrata e in uscita nel condensatore e nell’evaporatore.

Attraverso le formule seguenti si trovano i flussi uscenti ed entranti nell’evaporatore e nel condensatore rispettivamente:

 φin= $\dot{m}$ Δhe in kW

 φout= $\dot{m}$ Δhc2 in kW

Dove:

* $\dot{m}$ è la portata massica in kg/s;
* Δhe è la differenza di entalpia tra l’entrata e l’uscita dall’evaporatore;
* Δhc2 è la differenza di entalpia tra l’entrata e l’uscita dall’evaporatore

In questo modo è possibile calcolare le potenze termiche che poi verranno stoccate nei termopozzi associati.

Il risultato ottenuto da questi calcoli dovrà essere diminuito da fattori riguardanti le dissipazioni negli scambiatori e nei termopozzi.

# CALCOLO DEL PES E DIMENSIONAMENTO TERMOPOZZI

In questo capitolo descrivo le tipologie di impianto di modifica dell’originale, andando a calcolare le dispersioni termiche nei vari scambiatori e gruppi compressore-turbina, così da avere dati sui rendimenti e sulle temperature nei vari punti dell’impianto e poi se il valore del rendimento globale sarà soddisfacente al nostro caso, calcolo anche l’indice PES.

## PRIMO SCHEMA MODIFICATO

Nel nostro primo caso studierò l’impianto di partenza (EFMTG+ORC) con il Termopozzo che stoccherà l’energia termica proveniente dai fumi miscelati all’aria che sono passati da EFMTG e dallo scambiatore fumi/acqua a flussi opposti che porta parte della potenza termica nel ORC e l’energia proveniente dal condensatore nel ORC.



Figura n°5: schema impianto modificato n°1

HSEM sta per Hierarcy Energy Storage Management e ci permetterà l’utilizzo in modo asincrono dei volumi energetici (che saranno calcolati nei prossimi capitoli), il quale ci permette una maggiore fruibilità e quindi maggiore energia utile.

Come già detto in precedenza, 450kW entrano nella caldaia e vengono convertiti in energia elettrica nel EFMTG, circa 75 kW. Qui abbiamo anche delle dissipazioni termiche da parte del gruppo caldaia-compressore-turbina attorno al 10-15%[[8]](#footnote-8).

Una volta passato per questo gruppo, l’aria miscelata a fumi entra nello scambiatore fumi/acqua posizionato all’inizio del gruppo ORC. Anche in questo caso si stima una perdita dovuta a dissipazioni termiche di circa il 10% dell’energia entrante.

A questo punto la rimanente energia presente nei fumi verrà ceduta ad un fluido diatermico, attraverso una scambiatore, che alimenterà un termopozzo ad una temperatura di circa 150°C, che servirà per riscaldamento a 80°C per comparto residenziale.

La potenza termica entrante nel termopozzo sarà epurata dai fattori di dissipazioni presenti nello scambiatore fumi/olio e quelle al camino, per entrambe si è stimata una perdita del 10%.

La potenza termica entrante nel ORC viene usata per la produzione di 25kW di potenza elettrica, con una stima di perdita del 10% nell’unità turbina, e poi viene raccolta nel condensatore, dove avremo anche qui dissipazioni nell’ordine del 10%.

Quindi avremo un secondo recupero da stoccare anch’esso in Termopozzo ma a una temperatura di 30°C, con un recupero di circa 180kW.

Una volta trovati tutte le potenze termiche ed elettriche prodotte possiamo calcolare il valore del rendimento globale:

η= $\frac{38,07kWt+180kWt+75kWel+25kWel}{450kW}$ = 0,706%

Il rendimento globale di questo caso non rientra nei confini imposti dal CAR, quindi non possiamo calcolare il PES di questa soluzione impiantistica, anche se a livello di rendimento globale siamo saliti rispetto a quel che era l’impianto iniziale (passati dal 22% al 70%).

## SECONDO SCHEMA MODIFICATO

Il secondo caso che studio è quello in cui ho la parte di impianto con EFMTG e attraverso delle valvole chiuderò quella che porta i fumi di scarico all’ORC, così da portare tutta la portata di aria più fumi in un Termopozzo (simulazione di malfunzionamento della parte con ORC).



Figura n°6: schema impianto modificato n°2

In questo modo non avrò più i 25 kWe forniti dal modulo ORC, ma riesco a compensare utilizzando tutti i 250 kW, escluse le dissipazioni che poi andrò a studiare, che vi erano destinati in stoccaggio di energia termica da fornire a chi ne richiede, pronto uso.

In questo caso, come il precedente, abbiamo 450 kWt in entrata con produzione da parte della turbina di 75kWel e come nel precedente caso una perdita nel comparto compressore-turbina-caldaia del 10% della potenza entrante.

Questa potenza termica rimanente passa questa volta direttamente in un scambiatore di calore fumi/olio diatermico, dove ci sarà il passaggio di calore al fluido in modo da poter stoccare in termopozzo, ma questa volta ad una temperatura maggiore (circa 180°C).

La stima fatta prevede delle perdite nello scambiatore e nel camino (10% di perdite in entrambe le parti), il resto viene stoccato dal termopozzo.

Una volta calcolata la potenza termica senza le dissipazioni e della potenza elettrica prodotta si procede con il calcolo del rendimento globale:

η= $\frac{267,3kWt+75kWel}{450kW}$ = 0,76%

Il risultato è superiore alla soglia imposta dal CAR (ovvero maggiore del 75%), quindi si può procedere con il calcolo del PES con la formula già vista nel capitolo 4, trovando tutti i dati che ci servono per risolvere la formula:

PES= $1-\frac{450kW}{\begin{array}{c}\frac{267.3kWt}{0,81}+\frac{75kWel}{0,1667}\\\end{array}}$ = 0,42

Dove:

* CHPH= $\frac{267,3kW}{450kW}$
* CHPE=$\frac{75kW}{450kW}$
* RefH=0,81
* RefE=0,1667

Il PES ottenuto è maggiore a zero e quindi rispetta a tutti gli effetti quello che il CAR impone (capitolo 4), e quindi con questa tipologia di impianto si può accedere ai benefici imposti dall’indice.

## TERZO SCHEMA MODIFICATO

La terza tipologia di impianto è più articolata in quanto sono presenti oltre a EFMTG e ORC anche un ciclo frigorifero per raccogliere termico caldo e freddo.



Figura n°7: schema impianto modificato n°3

In questo modo recuperiamo da due fonti il calore come nel primo schema, ma per aumentare rendimento e PES si introduce anche un compressore, che viene alimentato dai 25 kWel prodotti dal ORC, che mette in funzione un ciclo frigorifero utilizzato per la produzione di caldo a 45 °C e di freddo a -5°C ed il tutto stoccato in due termopozzi coibentati per ridurre le dispersioni a meno del 1%.

Come i due casi precedenti allora calcolo il rendimento globale e PES, ma prima studio l’impianto e calcolo le potenze termiche ed elettriche prodotte senza contare delle dissipazioni presenti.

Come i primi due casi nel EFMTG ho dispersione nel gruppo caldaia-compressore-turbina attorno al 10-15% dell’energia primaria entrante(450kW), produzione di 75 kW di potenza elettrica e perdita nello scambiatore fumi/acqua nell’ordine del 10%.

Parte della potenza entrante nello scambiatore che non viene dissipata va nel ORC, circa 250kW, mentre il resto contenuto ancora nei fumi viene utilizzato per stoccare un termpozzo a 150°C, escluse le perdite nello scambiatore fumi/olio diatermico e al camino.

La potenza termica entrante nel ORC subisce perdite nello scambiatore acqua/R245fa (circa 10%), nel gruppo turbina-compressore (10-15%) e nel condensatore (10%).

Dal condensatore vengono estratti 180kWt, epurati dalle perdite, che possono essere stoccati in termopozzo coibentato per poi essere utilizzato per riscaldamento residenziale.

La potenza elettrica generata dalla turbina nel ORC viene utilizzata nella produzione di caldo e freddo grazie all’accoppiamento con un compressore che alimenta un ciclo frigorifero.

Attraverso i calcoli della portata di fluido refrigerante (preso in considerazione R134a) e attraverso il diagramma di Mollier (con il metodo illustrato nel capitolo 5) si può arrivare a trovare le potenze termiche generate, che sono 63,88kW di freddo e 88kW di caldo.

Queste potenze termiche ovviamente sono ideali e vanno epurate dalle perdite che subiscono una volta che si va a cedere il calore al fluido termovettore nel termopozzo (scambiatori di calore con perdite al 10%).

In totale abbiamo produzione di 57,5 kW di potenza termica stoccato nel termopozzo a -5°C (freddo) e di 79,2kW nel termopozzo a 45°C (caldo).

Definite tutte le potenze termiche ed elettriche prodotte si possono trovare i valori del rendimento globale:

η=$\frac{75kWel+38,07kWt+180kWt+56,7kWt+78,5kWt}{450kW}$ = 0,948%

Il risultato del rendimento è molto elevato e rispetta i canoni imposti dal CAR, quindi possiamo calcolare il valore del PES:

PES = $1-\frac{450kW}{\begin{array}{c}\frac{354,77kWt}{0,722}+\frac{75kWe}{0,166}\\\\\end{array}}=0,52$

Dove:

* CHPH= $\frac{354,77kW}{450kW}$
* CHPE=$\frac{75kW}{450kW}$
* RefH=0,722
* RefE=0,166

Il valore del PES anche in questo terzo caso è superiore a quello richiesto dal CAR e quindi possiamo usufruire dei benefici che esso ci può dare, in più questa soluzione in termini di risparmio di energia primaria è la più conveniente delle tre soluzioni studiate.

## CALCOLO VOLUMI DI STOCCAGGIO EI TERMOPOZZI

I Termopozzi che vengono utilizzati per essere effettivamente utili ai fini del calcolo del PES, prima vengono riforniti della potenza termica proveniente dai cascami e poi cedono calore ad un’utenza che ne sfrutta il servizio in vari modi.

In base al Termopozzo che prendiamo in riferimento e all’utenza da rifornire avremo una differenza di temperatura che ci consente di calcolare la potenza termica che il Termopozzo può stoccare (conoscendone la capacità termica derivante dal materiale che si trova all’interno).

Analizzo quindi i Termopozzi di cui mi sono servito negli schemi di impianto per calcolarne i volumi di stoccaggio ipotizzando un ciclo giornaliero di 12 ore di recupero (di solito sono 8,12 o 24 in base alla variabilità del profilo di carico).

### PRIMO SCHEMA MODIFICATO

Nel primo schema di impianto modificato il termopozzo deve stoccare 38,07kWt di potenza termica a circa 150°C, proveniente dai fumi in uscita dallo scambiatore fumi/acqua che alimenta l’ORC, e 180kWt provenienti dal condensatore che si trova nel modulo ORC a 30°C, che vengono mandati in una serie di scambiatori di calore fumi/olio, ognuno dei quali alimenta un Termopozzo che lavora ad un certo regime termico e che si presta a servire specifiche utenze.

La prima utenza è teleriscaldamento a 80°C, la seconda è per riscaldamento acqua calda a 45°C e la terza è per rifornire dei pannelli radianti a pavimento a 30°C (dove converge anche la potenza termica che arriva dal condensatore nel ORC).

La formula per trovare il volume che deve essere utilizzato si trova dall’inversa di questa:

Q= $c×ρ×v×ΔT$

Dove:

* Q è la potenza termica entrante per le ore di stoccaggio in Termopozzo;
* p è la densità dei materiali nel Termopozzo (da tabella);
* c è il calore specifico dei materiali nel Termopozzo (da tabella)



Tabella n°1: valori di densità, calore specifico, calore specifico su unità di volume e conduttanza per vari agglomerati per Termopozzo.

Quindi il volume dei Termopozzi per i diversi ΔT sono:

 $v=\frac{38,07×12}{70×1,16}$ =5,62$m^{3}$ per ΔT da 150°C a 80°C (1A)

 $v=\frac{38,07×12}{35×1,16}$ =11,23$m^{3}$ per ΔT da 80°C a 45°C (1B)

 $v=\frac{(38,07+180)×12}{15×1,16}$ =150,3$m^{3}$ per ΔT da 45°C a 30°C (1C)

Dove 1,16$\frac{kWh}{m^{3}K}$ è la capacità calorica del Termopozzo calcolato sui dati di densità e calore specifico che avevamo prima e con 1A,1B e 1C è indicato il Termopozzo associato alla fonte da cui proviene (vedere immagine schema impianto 1).



Figura n°8: schema gruppo scambiatori-termopozzi per il primo impianto modificato

Nel terzo calcolo si è trovato un volume elevato, quindi si utilizzeranno più Termopozzi, ad esempio 4 moduli da 50$m^{3}$($2,5m×2,5m×8m)$.

### SECONDO SCHEMA MODIFICATO

Nel secondo schema di impianto ci troviamo a dover gestire 267,3kWt ad una temperatura leggermente superiore a quella di prima, circa 180°C, che viene sempre mandata in una serie di scambiatori che estrarranno il calore in base alla temperatura di stoccaggio dei Termopozzi ai quali sono associati un’utenza (come primo schema).

La procedura di calcolo è la stessa di prima e troviamo i volume di:

$v=\frac{267,3×12}{\begin{array}{c}100×1,16\\\end{array}}$ = 27,65$m^{3}$ per ΔT da 180°C a 80°C (2A)

 $v=\frac{267,3×12}{\begin{array}{c}35×1,16\\\end{array}}$ =79$m^{3}$ per ΔT da 80°C a 45°C (2B)

 $v=\frac{267,3×12}{\begin{array}{c}15×1,16\\\end{array}}$ =$184m^{3}$ per ΔT da 45°C a 30°C (2C)



Figura n°9: schema gruppo scambiatori-termopozzi per il secondo impianto modificato

Anche in questo caso ci troviamo a dover utilizzare più Termopozzi da 50$m^{3}$, due manufatti per il secondo caso e quattro manufatti per il terzo caso.

### TERZO SCHEMA MODIFICATO

Nel terzo schema abbiamo sostanzialmente gli stessi volumi per il calcolo dei ΔT da 150°C a 80°C e da 45°C a 30°C, avendo sostanzialmente le stesse potenze termiche in entrata, ma nel calcolo del ΔT tra 80°C a 45°C c’è l’apporto dei 79,2 kWt dal condensatore del ciclo frigorifero con il fluido frigorigeno a 55°C e in più bisogna stimare un Termopozzo che possa stoccare i -10°C del fluido frigorigeno del circuito frigorifero proveniente dall’evaporatore.



Figura n°10: schema gruppo scambiatori-termopozzi per il terzo impianto modificato, solo parte fredda gruppo frigo.



Figura n°10: schema gruppo scambiatori-termopozzi per il terzo impianto modificato.

Il calcolo dei volumi in questi due casi è:

$v=\frac{(79,2+38,07)×12}{35 ×1,16}$ = 34,64$m^{3}$ per ΔT da 80°C a 45°C (3B)

$v=\frac{ 57,2×12}{25×1,16}$= 23,66$m^{3}$ per ΔT da -5°C a 20°C (3C)

Si possono approssimare dei volumi di 40 $m^{3}$e 30$m^{3}$rispettivamente.

# CONCLUSIONI

Il lavoro svolto in questo elaborato ha portato al riconsiderare le energie in gioco in un impianto pre-esistente, cercando di sfruttare al massimo, nei vari casi proposti, la potenza termica sprigionata dalla biomassa.

La biomassa è un ottimo mezzo da sfruttare in impianti di piccola-media taglia e per assetti in micro-cogenerazione, non solo perché sarebbe logisticamente difficoltoso progettare e rifornire un impianto di grossa taglia (molti MW), ma perché si possono sfruttare i benefici derivanti dalla possibilità di sfruttarla in cogenerazione.

 Il Termopozzo si è rivelata un tecnologia importante dal momento che ci consente di stoccare potenze termiche a vari gradienti di temperature, grazie alla composizione di cui è fatta e dagli oli diatermici utilizzabili, e può fungere sia da scambiatore, lì dove abbiamo una richiesta immediata da un’utenza di energia termica, e sia da contenitore di termico, quindi possibilità di stoccare energia per un certo tempo.

In questa tesi abbiamo considerato un certo tempo di accumulo e abbiamo progettato i volumi dei vari Termopozzi in base a questo parametro.

 Il CAR definisce dei confini ben precisi entro i quali un impianto deve stare per poter accedere a determinati benefici di tipo economico come:

* L’esonero dal obbligo di acquisto di certificati verdi previsto per gli importatori e produttori di energia elettrica che hanno importazioni e produzioni annue da fonti non rinnovabili;
* Possibilità di accedere al meccanismo dei Certificati Bianchi;
* Condizioni tecno-economiche semplificate per la connessione alla rete elettrica;
* Possibilità di accedere al servizio Scambio sul Posto dell’energia elettrica prodotta da impianti con potenza nominale fino a 200kW;
* Priorità di dispacciamento per l’energia elettrica riconosciuta di cogenerazione rispetto alle fonti convenzionali.

Il risparmio di energia primaria, che sia esso derivante da biomassa o da un qualsiasi combustibile fossile, garantisce meno emissioni nell’atmosfera dei vari agenti che sono i responsabili dell’effetto serra e della distruzione dello strato di ozono.

I benefici economici sono certamente un incentivo alla lotta a questi effetti, ma non devono certamente farci dimenticare che lo scopo più importante non è quello di sfruttare ogni cavillo per un mero ritorno economico, bensì di preservare l’ambiente in cui viviamo.

BIBLIOGRAFIA

Armanasco-Cavaliere-Rossetti-Quinteri 2014= Analisi delle prestazioni di un ciclo combinato cogenerativo innovativo EFMTG+ORC, Milano 2014.

GSE 2012= Guida alla cogenerazione ad alto rendimento CAR.

Lavanga 2014= Riqualificazione energetica, edile e verde verso strutture sub-urbane della “città metropolitana”, Genova 2014.

Moran-Shapiro-Munson-DeWitt 2003=Elementi di fisica tecnica per l’ingegneria,2003.

Petrecca 2014= Energy conversion and management: principles and applications, 2014.

Rossetti-Armanasco-Lucchini 2012= Analisi tecnico economica di impianti turbogas di piccola-media taglia con combusti di biomassa e combustibili fossili, Milano 2012.

SITOGRAFIA

 [www.gse.it](http://www.gse.it)

1. Cfr [www.gse.it](http://www.gse.it) [↑](#footnote-ref-1)
2. Cfr. Rossetti-Armanasco-Lucchini [↑](#footnote-ref-2)
3. Cfr. Distretto Tecnologico Energie Rinnovabili [↑](#footnote-ref-3)
4. Cfr. Moran-Shapiro-Munson-Dewitt [↑](#footnote-ref-4)
5. Cfr. Armanasco-Cavaliere-Rossetti-Quinteri-Riva [↑](#footnote-ref-5)
6. Cfr. GSE 2012 [↑](#footnote-ref-6)
7. Cfr. Lavanga 2014 [↑](#footnote-ref-7)
8. Cfr. Petrecca 2014 [↑](#footnote-ref-8)