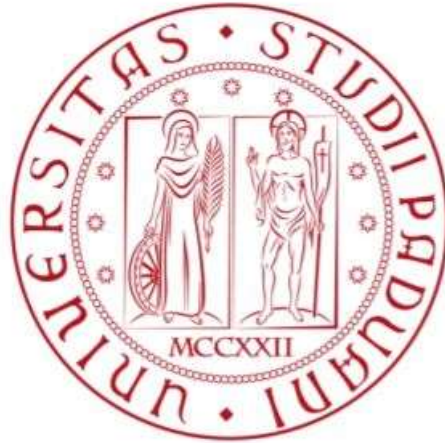


UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

**Dipartimento di Ingegneria Industriale DII**

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica



Tesi di laurea magistrale

**Analisi energetica ed efficientamento di un impianto di  
cogenerazione a servizio di una rete di teleriscaldamento**

Relatore: Prof. Arturo Lorenzoni

Tutor aziendale: Ing. Filippo Bittante

Laureando: Michael Poto

N. matricola:1179168

Anno Accademico 2019/2020







# Indice

<b>1. Introduzione.....</b>	<b>1</b>
<b>2. La cogenerazione.....</b>	<b>3</b>
2.1. Principi generali .....	3
2.2. Quadro normativo.....	5
2.2.1. Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n.79.....	5
2.2.2. Delibera 42/02 .....	6
2.2.3. Direttiva 11 febbraio 2004 del Parlamento Europeo e del Consiglio, n.2004/8/CE.....	6
2.2.4. Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n.20 .....	7
2.2.5. Decreto Legislativo 3 marzo 2001, n°28 .....	7
2.2.6. Decreto del ministero dello Sviluppo Economico del 4 agosto 2011 .....	7
2.2.7. Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 5 settembre 2011 .....	13
2.2.8. Altri decreti in materia di cogenerazione.....	14
2.3. La cogenerazione in Italia .....	14
2.3.1. Numero unità e capacità di generazione elettrica degli impianti.....	14
2.3.2. Produzione elettrica e termica .....	16
2.3.3. Energia primaria per combustibile.....	18
2.3.4. Rendimenti medi degli impianti .....	20
2.3.5. Distribuzione della cogenerazione sul territorio italiano .....	21
2.3.6. Unità di cogenerazione abbinate al teleriscaldamento.....	22
<b>3. Il teleriscaldamento .....</b>	<b>25</b>
3.1. Principi generali .....	25
3.2. Quadro normativo.....	26
3.2.1. Decreto Ministeriale del 24 ottobre 2005 .....	26
3.2.2. Decreto Legislativo 19 agosto 2005, n.192 .....	27
3.2.3. Decreto Legislativo 30 marzo 2011, n.28.....	27
3.2.4. Decreto Ministeriale 5 settembre 2011 .....	27
3.2.5. Decreto Legislativo 102/2014.....	28
3.3. Il teleriscaldamento in Italia .....	28
3.3.1. Diffusione delle reti in Italia.....	29
3.3.2. Volumetria riscaldata per settore .....	30
3.3.3. Diffusione del teleriscaldamento per zona climatica e dimensione demografica.....	31
3.3.4. Potenza termica installata dei generatori .....	31
3.3.5. Energia termica immessa nelle reti di teleriscaldamento.....	32

3.3.6.	Fonti energetiche utilizzate.....	33
3.3.7.	Evoluzione del settore.....	34
3.4.	Caratteristiche e componenti di un sistema di teleriscaldamento.....	36
3.4.1.	Centrale termica.....	36
3.4.2.	Reti e distribuzione del calore.....	37
3.4.3.	Sottostazioni di pompaggio.....	42
3.4.4.	Sottostazioni di scambio termico.....	42
<b>4.</b>	<b>Descrizione dell'impianto oggetto di studio.....</b>	<b>44</b>
4.1.	La generazione in centrale.....	44
4.1.1.	Il sistema di caricamento del cippato.....	45
4.1.2.	Le camere di combustione.....	46
4.1.3.	I generatori di calore.....	47
4.2.	Sistema di pompaggio.....	53
4.3.	Raffreddatori di liquido.....	54
4.4.	Impianto di trattamento acqua.....	54
4.5.	Sistemi di abbattimento delle emissioni inquinanti della centrale.....	54
<b>5.</b>	<b>Analisi termica ed elettrica della centrale.....</b>	<b>60</b>
5.1.	Analisi termica.....	60
5.1.1.	Analisi della rete.....	61
5.1.2.	Analisi condensatore gruppo ORC.....	64
5.1.3.	Analisi scambiatore raffreddamento griglia.....	68
5.1.4.	Analisi scambiatore olio diatermico-acqua.....	72
5.1.5.	Analisi della caldaia a biomassa per la produzione di acqua calda.....	75
5.1.6.	Analisi caldaia olio di colza.....	76
5.1.7.	Analisi dry cooler.....	78
5.1.8.	Analisi termica complessiva.....	79
5.2.	Analisi elettrica.....	82
5.2.1.	Analisi dei consumi.....	82
5.2.2.	Analisi della produzione.....	87
<b>6.</b>	<b>Analisi delle prestazioni del turbogeneratore ORC.....</b>	<b>89</b>
6.1.	Calcolo del consumo di biomassa.....	89
6.1.1.	Il cippato e le caratteristiche utili al calcolo.....	90
6.1.2.	Calcolo dell'energia della biomassa.....	90
6.1.3.	Biomassa al variare dell'umidità.....	93
6.2.	Calcolo dei rendimenti.....	97

<b>7. Configurazione attuale e modello base della centrale.....</b>	<b>100</b>
7.1. Configurazione attuale dell'anello di centrale.....	100
7.2. Costruzione del modello dello stato attuale della centrale .....	105
7.2.1. Modellazione della centrale.....	105
7.2.2. Curve di potenza delle pompe .....	112
7.2.3. Verifica del modello .....	123
<b>8. Casi di ottimizzazione della centrale .....</b>	<b>127</b>
8.1. Caso 1 .....	127
8.1.1. Energia termica recuperabile .....	129
8.1.2. Calcolo energetico ed economico della biomassa potenzialmente risparmiabile .....	131
8.2. Caso 2.....	137
8.2.1. Configurazione grafica .....	138
8.2.2. Fase di calcolo .....	141
8.2.3. Risultati principali .....	147
8.3. Caso 3.....	151
8.3.1. Configurazione grafica .....	151
8.3.2. Fase di calcolo .....	153
8.3.3. Risultati principali .....	156
8.4. Caso 4.....	160
8.4.1. Configurazione grafica .....	161
8.4.2. Fase di calcolo .....	163
8.4.3. Risultati principali .....	169
8.4.4. Produzione da ORC .....	172
8.5. Caso 5.....	175
8.5.1. Configurazione grafica .....	176
8.5.2. Fase di calcolo .....	178
8.5.3. Risultati principali .....	182
8.5.4. Produzione da ORC .....	186
8.6. Caso 6.....	186
8.6.1. Configurazione grafica .....	186
8.6.2. Fase di calcolo .....	188
8.6.3. Risultati principali .....	192
8.6.4. Produzione da ORC .....	195
8.7. Confronto dei casi .....	196
8.8. Analisi economica delle soluzioni migliori.....	197
8.8.1. Analisi economica caso 3 .....	198

8.8.2. Analisi economica caso 6 .....	199
<b>9. Conclusioni .....</b>	<b>201</b>
<b>Bibliografia .....</b>	<b>204</b>
<b>Sitografia .....</b>	<b>205</b>
<b>Specifica fonti figure e tabelle non elaborate personalmente.....</b>	<b>205</b>





# 1. Introduzione

Il presente elaborato è stato redatto nel corso di uno stage formativo di sei mesi svolto presso Sinergo Spa, società di progettazione nell'entroterra veneziano che offre servizi di progettazione integrata nei campi dell'architettura e dell'ingegneria.

Il lavoro di tesi tratta l'analisi energetica e l'efficientamento di un impianto di cogenerazione al servizio di una rete di teleriscaldamento. Si tratta di un'opera pubblica che, prendendo come riferimento positivo realtà già esistenti in ambito Italiano ed Europeo, si inserisce in un programma di valorizzazione energetica delle risorse del territorio nazionale ed, in particolare, di quello montano dove è situato. Per ragioni di riservatezza si preferisce non specificare l'ubicazione dell'impianto.

Il sistema si compone essenzialmente di una centrale di produzione di calore di tipo cogenerativa a biomassa legnosa che va a servire una rete di teleriscaldamento urbana. L'impianto è attivo dal 2009 per la parte termica e dal 2010 per la parte di produzione di energia elettrica con buoni risultati e funzionalità.

Nel lavoro svolto ci si è concentrati principalmente sulla parte di generazione di calore della centrale con opportuni riferimenti al funzionamento della rete, in particolare alla sua richiesta termica durante l'anno.

Cogenerazione e teleriscaldamento sono i due macro argomenti in cui rientrano i concetti del lavoro svolto, che nel corso degli anni sono stati interesse di un costante spirito di rinnovamento volto sempre più alla promozione di tecnologie efficienti. Per tale motivo, nella prima parte dell'elaborato vengono espone alcune nozioni in materia di cogenerazione e teleriscaldamento con un breve cenno al quadro normativo e allo stato attuale in Italia.

Successivamente ci si è concentrati sulla descrizione sommaria dell'impianto oggetto di studio, in particolare vengono descritti i principali sistemi di generazione presenti in centrale con i relativi sottosistemi di trattamento fumi, pompaggio, raffreddamento e trattamento dell'acqua.

Conclusa la parte descrittiva del sistema, si passa all'analisi di funzionamento della centrale, distinguendo l'analisi termica da quella elettrica. Nella prima trova spazio la parte di generazione di calore, mentre per la seconda viene riportata l'elaborazione dei dati relativi al consumo e produzione di energia elettrica in centrale. Tutti i dati che vengono presentati sono i più recenti a disposizione, relativi al funzionamento del 2019.

Nel sesto capitolo si analizzano le prestazioni del principale generatore di centrale, ovvero il turbogeneratore ORC. Per far ciò si è reso necessario effettuare uno studio dettagliato del consumo di biomassa avvenuto durante l'anno rielaborando i dati a disposizione.

Successivamente si è passati alla fase di ottimizzazione della centrale. In primo luogo si è creato un modello rappresentativo dello stato attuale della centrale su cui poi sono state apportate delle modifiche in base alle soluzioni di efficientamento pensate. Sono stati sviluppati sei diversi casi di ottimizzazione, di cui cinque facendo riferimento all'attuale richiesta termica della rete e uno in base ad una previsione di ampliamento della rete di teleriscaldamento.

Per ogni caso studio si riporta la descrizione della soluzione pensata, la rappresentazione grafica aggiornata della centrale, la fase di calcolo e i principali risultati.

In un'analisi finale trovano spazio delle considerazioni economiche sulla fattibilità degli interventi proposti.

## 2. La cogenerazione

### 2.1. Principi generali

Con il termine cogenerazione si intende la produzione combinata di energia elettrica/meccanica e di energia termica (calore) ottenute in appositi impianti utilizzando la stessa energia primaria.

Generalmente per produrre la sola energia elettrica si utilizzano centrali termoelettriche che disperdono energia termica in ambiente. Questa energia termica è di scarso valore termodinamico essendo a bassa temperatura.

Secondariamente per produrre energia termica comunemente si usano delle caldaie in grado di convertire l'energia primaria del combustibile, di elevato valore termodinamico, in energia termica di ridotto valore termodinamico.

A tal proposito, la cogenerazione diventa utile nel caso in cui si ha la necessità o la volontà di avere contemporaneamente energia elettrica ed energia termica. In tal caso, si può pensare di realizzare un ciclo termodinamico che sfrutta i livelli termici più alti per produrre energia elettrica, cedendo il calore residuo a più bassa temperatura per soddisfare le esigenze termiche. Così facendo si eviterà di installare una caldaia e acquistare energia elettrica dalla rete.

A titolo di esempio, nell'immagine seguente, viene indicato come per ottenere la stessa quantità di energia utile finale, 35 unità di energia elettrica e 50 di calore, sia necessaria una quantità di energia primaria pari quasi a 148 nel caso di produzione separata, con rendimento elettrico medio delle centrali termoelettriche pari al 38% e rendimento medio di generazione di calore con una caldaia pari al 90%, e sia invece sufficiente una quantità di energia primaria pari a 100 nel caso della cogenerazione con rendimento totale dell'85%.

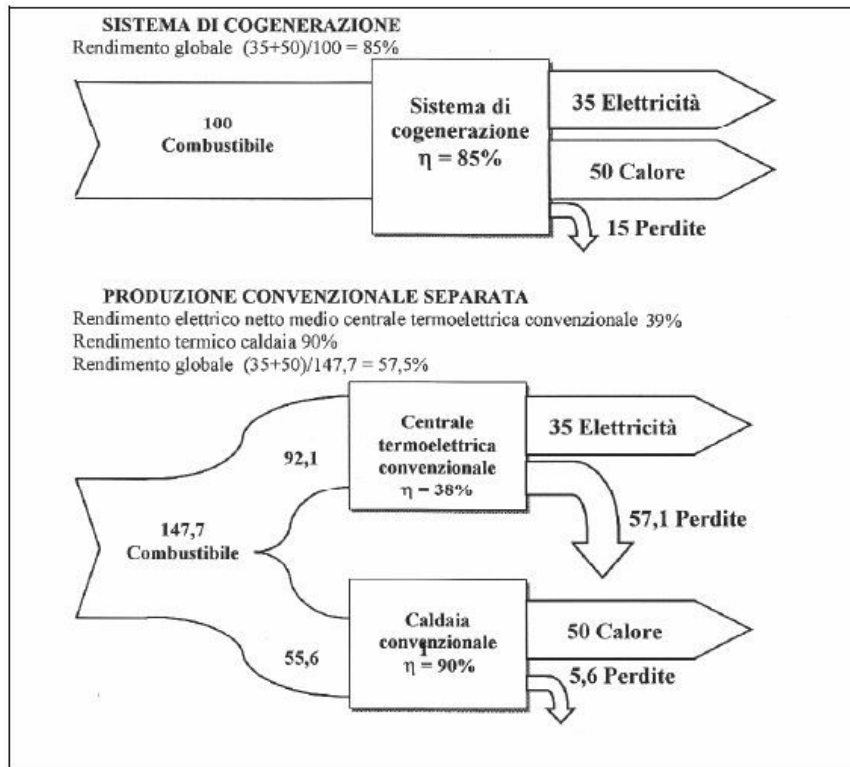


Figura 1 Confronto sistema di cogenerazione e produzione separata

La produzione combinata di energia elettrica e calore, se efficace, comporta principalmente:

- un risparmio economico conseguente al minor consumo di combustibile;
- una riduzione dell'impatto ambientale, conseguente sia alla riduzione delle emissioni sia al minor rilascio di calore residuo nell'ambiente (minore inquinamento atmosferico e minore inquinamento termico);
- la sostituzione di modalità di fornitura del calore meno efficienti e più inquinanti.

La cogenerazione trova applicazione sia in ambito industriale che civile.

Nel caso di impieghi di tipo civile il calore viene generalmente prodotto a temperatura relativamente bassa e il fluido termovettore è prevalentemente acqua. Nel caso di impieghi industriali, si ha produzione di calore a temperatura e pressione più elevata.

Negli usi industriali si preferisce utilizzare il calore pregiato per le lavorazioni, mentre quello a più bassa temperatura viene destinato al riscaldamento degli ambienti produttivi.

Non mancano situazioni miste, in cui si ha produzione di calore a vari livelli di temperatura e pressione.

Il calore viene utilizzato principalmente nella forma di vapore o di altri fluidi termovettori (acqua calda/surriscaldata, olio diatermico,...). Le utenze o gli usi privilegiati per la cogenerazione sono quelle caratterizzate da una domanda piuttosto costante nel tempo di

energia termica e di energia elettrica, come ospedali, piscine, centri sportivi oltre che le industrie e le reti di teleriscaldamento urbano.

La cogenerazione è quindi molto diffusa nel settore industriale, ma negli ultimi anni si sta diffondendo anche nel settore terziario e residenziale. Esistono infatti applicazioni di micro-cogenerazione, ovvero impianti di piccole dimensioni installati presso utenze quali abitazioni indipendenti o condomini.

Negli ultimi anni, anche le reti di teleriscaldamento italiane hanno registrato un costante aumento in termini di estensione e di volumetria riscaldata. La maggior parte di queste sono alimentate da calore prodotto mediante cogenerazione.

## 2.2. Quadro normativo

Nel corso dell'ultimo decennio la cogenerazione è stata oggetto di particolare attenzione da parte dei vari enti e organismi, statali e internazionali. L'interesse deriva dal costante spirito di rinnovamento volto sempre più alla promozione di tecnologie efficienti e si è riflesso quindi nel crescente sviluppo di questa tecnologia.

Per tali motivi si è reso necessario disciplinare il settore con una serie di normative. Di seguito si farà un breve cenno alle principali norme emanate nel corso degli anni.

### 2.2.1. Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n.79

Il concetto di cogenerazione viene introdotto nella legislazione italiana con il Decreto Legislativo n.79 del 16 marzo 1999: "*Attuazione della direttiva 96/92/CE recante norme comuni per il mercato interno dell'energia elettrica*", il "Decreto Bersani", come applicazione appunto della direttiva europea.

Il decreto si pone nell'ottica europea della liberalizzazione del settore elettrico e della promozione della competizione tra i distributori di energia.

I principali benefici introdotti nel decreto sono:

- La priorità di dispacciamento dell'energia elettrica prodotta da impianti di cogenerazione rispetto alle fonti convenzionali;
- Esenzione per produttori e importatori di energia che importano o producono più di 100 GWh<sub>el</sub>/anno di energia elettrica da fonti non rinnovabili dall'obbligo di acquisto di certificati verdi o in alternativa dall'immissione nella rete elettrica di una quota di energia elettrica da fonti rinnovabili.

Oltre a benefici, il decreto ha introdotto dei vincoli da rispettare per tutti i distributori. Nel campo della cogenerazione gli obblighi più importanti sono stati introdotti tre anni dopo con la Delibera 42/02.

### 2.2.2. Delibera 42/02

Nella Delibera 42/02 del 19 Marzo 2002: “*Condizioni per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come cogenerazione ai sensi dell’articolo 2, comma 8, del decreto legislativo 16 marzo 1999, n.79*”, vengono stabiliti per la prima volta alcuni parametri in merito alla cogenerazione. Vengono formulati due indici:

- Indice di Risparmio Energetico (IRE);
- Limite Termico (LT).

Nella delibera trova spazio anche l’indicazione dei valori minimi a cui un impianto cogenerativo deve sottostare.

### 2.2.3. Direttiva 11 febbraio 2004 del Parlamento Europeo e del Consiglio, n.2004/8/CE

La direttiva in questione ha come obiettivo la promozione e sviluppo della cosiddetta Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR), basata sulla domanda di calore utile e sul risparmio di energia primaria.

Secondo la Direttiva, per calore utile si intende il calore prodotto in un processo di cogenerazione per soddisfare una domanda economicamente giustificabile, cioè una domanda non superiore al fabbisogno di calore, che sarebbe altrimenti soddisfatta a condizioni di mercato mediante processi di generazione di energia termica diversi dalla cogenerazione.

Parallelamente vengono introdotte due definizioni fondamentali nel campo della cogenerazione:

- la definizione di “energia elettrica cogenerativa”, ovvero l’energia elettrica prodotta da cogenerazione;
- la definizione di Cogenerazione ad Alto Rendimento.

La presente direttiva è stata abrogata dalla direttiva 2012/27/UE sull’efficienza energetica. Quest’ultima lascia comunque invariati i principi fondamentali già introdotti dalla precedente.

#### 2.2.4. Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n.20

Il decreto legislativo 8 febbraio 2007, n.20 non è altro che l'attuazione della direttiva europea 2004/8/CE che mira a migliorare l'efficienza energetica della cogenerazione e a promuoverne la diffusione.

Il decreto, per definire la CAR, si avvale di un criterio basato sull'indice PES (*Primary Energy Saving*) che rappresenta il risparmio di energia primaria che la cogenerazione permette di ottenere rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica ed energia termica. Successivamente verrà descritto nel dettaglio il concetto di PES e relativo calcolo.

#### 2.2.5. Decreto Legislativo 3 marzo 2001, n°28

Il decreto definisce gli strumenti, i meccanismi, gli incentivi e il quadro istituzionale, finanziario e giuridico, necessari per il raggiungimento degli obiettivi fino al 2020 in materia di fonti rinnovabili. Al comma 4 dell'art.29 "Certificati bianchi", viene previsto un regime di sostegno per gli impianti cogenerativi entrati in esercizio dopo il 1° aprile 1999 che non godono già di determinati incentivi.

#### 2.2.6. Decreto del ministero dello Sviluppo Economico del 4 agosto 2011

Il decreto ministeriale stabilisce i nuovi criteri per il riconoscimento della condizione di CAR e riprende quanto già riportato con la direttiva europea 2004/8/CE. In particolare si dice che:

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

- la produzione di energia elettrica da unità di produzione combinata di energia elettrica e calore a ciclo combinato con recupero di calore e con turbina a condensazione con estrazione di vapore è da ritenere interamente energia elettrica quantificabile come cogenerativa se dette unità presentano un rendimento di primo principio annuo almeno pari all'80%.

Se le unità di produzione combinata di energia elettrica e calore presentano rendimenti di primo principio inferiori alle soglie rispettivamente del 75% e dell'80%, l'energia elettrica prodotta è divisa in due frazioni: una qualificabile come cogenerativa, l'altra come non-

cogenerativa. La quantità di energia elettrica detta cogenerativa è quindi la quota parte di energia elettrica che sarebbe prodotta se, a parità di calore utile, l'unità funzionasse con un rendimento di primo principio pari al valore di soglia caratteristico per ciascuna tecnologia. Per quanto concerne la definizione di CAR, si riprende ancora una volta il concetto di PES.

In particolare con CAR si intende:

- la produzione combinata di energia elettrica e calore utile che fornisce un risparmio di energia primaria, pari almeno al 10%, rispetto ai valori di riferimento per la produzione separata di elettricità e calore;
- la produzione combinata di energia elettrica e calore utile mediante unità di piccola cogenerazione ( $P < 1\text{MW}$ ) e di micro-cogenerazione ( $P < 50\text{kW}$ ) che forniscono un risparmio di energia primaria.

Per le unità di cogenerazione riconosciute CAR sono previsti dei benefici, di seguito i principali:

- priorità, nell'ambito del dispacciamento, dell'energia elettrica prodotta rispetto alla produzione da fonti convenzionali;
- agevolazioni dal punto di vista delle condizioni tecnico-economiche per la connessione alla rete pubblica;
- accesso al servizio di Scambio sul Posto per unità con potenza nominale inferiore a 200 kW;
- altre agevolazioni fiscali in base al combustibile utilizzato per la cogenerazione.

Come illustrato in precedenza, ai fini del riconoscimento di funzionamento in Cogenerazione ad Alto Rendimento, una data unità di cogenerazione deve necessariamente conseguire un risparmio di energia primaria (PES) superiore a valori minimi prestabiliti. In particolare:

- $\text{PES} \geq 0,1$  (10%) per le unità di cogenerazione con  $P < 1\text{MW}_e$ ;
- $\text{PES} > 0$  per le unità con capacità di generazione inferiore a  $1\text{MW}_e$  (si parla di piccola e micro-cogenerazione).

L'allegato II del DM 4 agosto 2011, illustra la procedura di calcolo delle grandezze:

- " $E_{\text{chp}}$ " o "Elettricità chp";
- " $H_{\text{chp}}$ " o "Calore utile";
- " $F_{\text{chp}}$ " o "Alimentazione CHP".

Tali grandezze sono le più significative utili al calcolo del PES.

La procedura del calcolo del PES può essere sintetizzata in quattro fasi principali:

- Definizione dei confini dell'unità di cogenerazione;

- Calcolo del rendimento globale dell'unità di cogenerazione;
- Dimensionamento dell'unità virtuale;
- Calcolo del risparmio di energia primaria (PES).

Nello schema seguente si vuole dare una illustrazione grafica della procedura. Si precisa che con il pedice "unità" si fa riferimento all'energia elettrica e di alimentazione complessive dell'unità di cogenerazione (unità reale). Queste ultime vengono utilizzate per il calcolo del rendimento globale. Con il pedice "chp" si indica l'energia elettrica e di alimentazione riferite al funzionamento in cogenerazione (unità virtuale). Queste sono da utilizzare per il calcolo del PES.

Per quanto concerne l'energia termica utile cogenerata si utilizza sempre l'espressione  $H_{chp}$ .

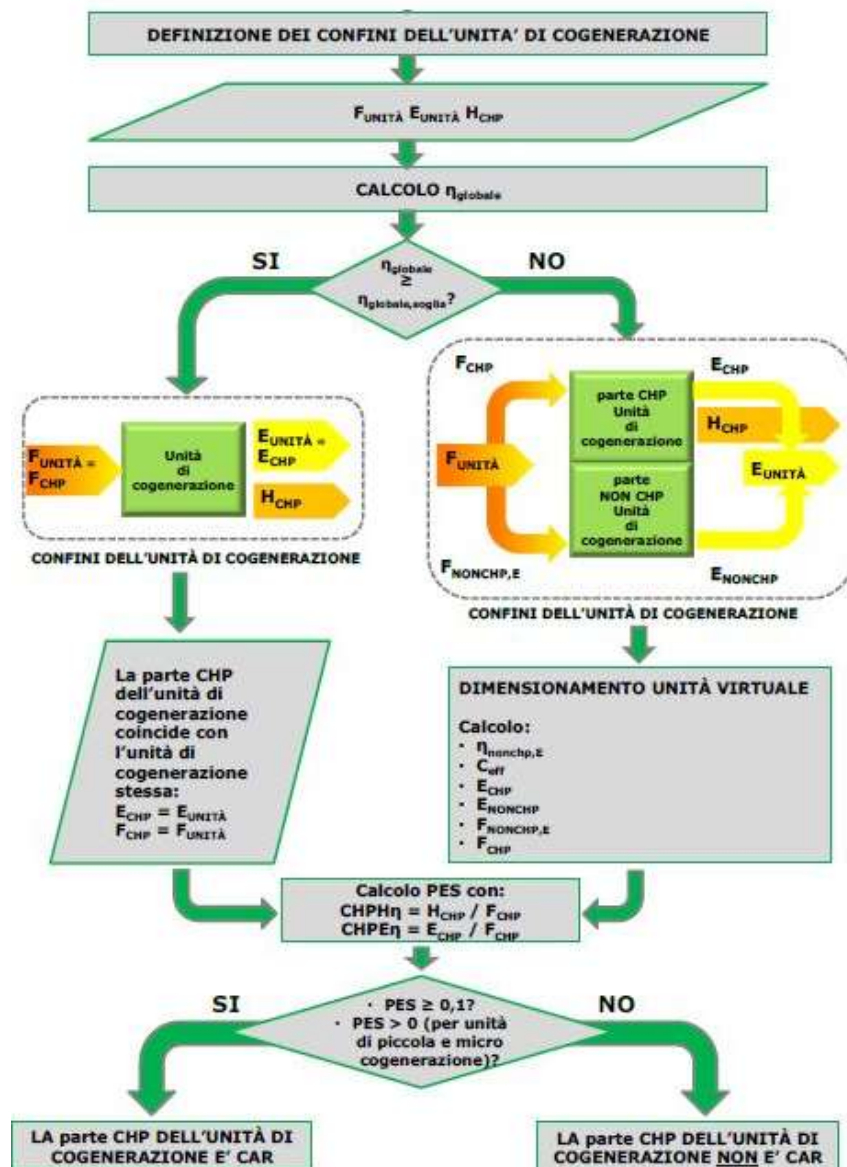


Figura 3 - Diagramma di sintesi della procedura di calcolo del PES

Figura 2 Diagramma procedura calcolo del PES

Si noti come il primo step della procedura riguarda il calcolo del rendimento globale che deve essere confrontato con quello di soglia. Il rendimento globale di soglia è pari al 75% o all'80% in base alla tipologia di unità, così come descritto nella tabella di seguito riportata.

$\eta_{\text{globale}} \geq 0,75$	$\eta_{\text{globale}} \geq 0,80$
Turbina a vapore a controcompressione	Turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore
Turbina a gas con recupero di calore	
Motore a combustione interna	
Microturbine	
Motori Stirling	Turbina a condensazione con estrazione di vapore
Pile a combustibile	
Motori a vapore	
Cicli Rankine a fluido organico	
Ogni altra tecnologia o combinazioni di tecnologie che non includono turbine a condensazione con estrazione di vapore	Ogni altra tecnologia o combinazioni di tecnologie che includono turbine a condensazione con estrazione di vapore

Figura 3 Valori di soglia del rendimento globale suddiviso per tipologia

Il rendimento globale viene definito come segue:

$$\eta_{\text{globale,unit\`a}} = \frac{E_{\text{unit\`a}} + H_{\text{chp}}}{F_{\text{unit\`a}}} \geq 75\%; 80\%$$

Dove:

- $E_{\text{unit\`a}}$  è pari alla somma dell'energia elettrica e dell'energia meccanica prodotte dall'unità. In energia elettrica prodotta rientra anche la quota parte consumata in loco oltre a quella esportata;
- $H_{\text{chp}}$  è l'energia termica utile cogenerata prodotta dall'unità;
- $F_{\text{unit\`a}}$  è l'energia termica di alimentazione immessa senza considerare altri apporti di combustibile esterni utilizzati per produrre energia termica non cogenerata.

Se l'espressione sopra definita risulta non verificata, come è possibile notare dal diagramma di sintesi della procedura, si assume che parte dell'energia elettrica non sia prodotta in regime di cogenerazione e quindi sarà necessario dimensionare l'unità virtuale.

L'unità virtuale è quella che, dato il calore utile cogenerato ( $H_{\text{chp}}$ ), produce una quantità di energia elettrica  $E_{\text{chp}}$  e consuma una quantità di energia di alimentazione  $F_{\text{chp}}$ , tali da conseguire un rendimento globale pari al valore di soglia previsto dalla normativa.

Di seguito una rappresentazione della macchina virtuale, utile per capire le definizioni che verranno proposte di seguito. L'unità fisica viene virtualmente scomposta in due: l'unità cogenerativa (CHP) e l'altra non cogenerativa (NON CHP).

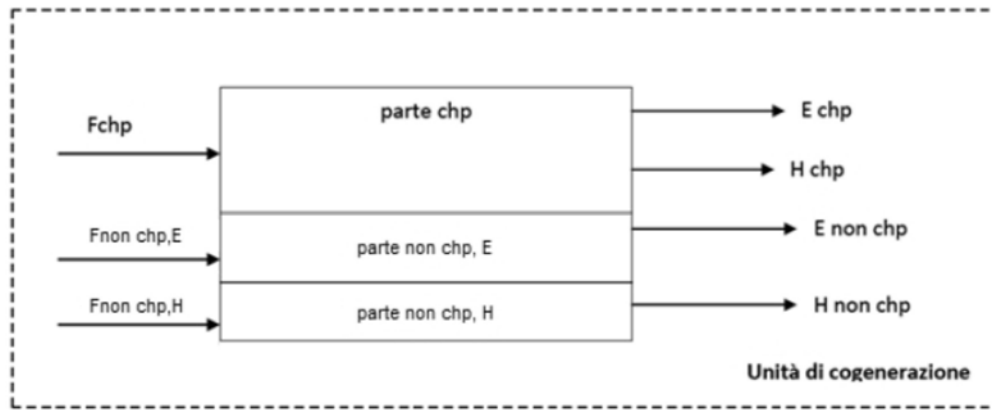


Figura 4 Schema tipo della macchina virtuale

Si abbia un'unità di cogenerazione del tipo indicato nella tabella precedente con il vincolo  $\eta_{\text{globale}} \geq 75\%$ , il cui rendimento globale non raggiunga il valore di soglia stabilito.

Per dimensionare la macchina virtuale si procede in questa maniera:

Si impongono le condizioni al contorno:

$$\frac{E_{\text{chp}} + H_{\text{chp}}}{F_{\text{chp}}} = \eta_{\text{globale,soglia}} (75\%)$$

Omettendo lo sviluppo analitico dell'equazione si arriva a calcolare il "Rapporto effettivo tra energia prodotta e calore ( $C_{\text{eff}}$ )":

$$C_{\text{eff}} = \frac{\eta_{\text{non chp E}}}{\eta_{\text{globale,soglia}} - \eta_{\text{non chp E}}}$$

dove  $\eta_{\text{non chp E}}$ , che rappresenta il rendimento elettrico dell'unità, è dato da:

$$\eta_{\text{non chp E}} = \frac{E}{F}$$

Andando a svolgere semplici sostituzioni analitiche si ottiene l'energia elettrica della macchina virtuale in regime di cogenerazione:

$$E_{\text{chp}} = C_{\text{eff}} * H_{\text{chp}}$$

Una volta definito il valore di  $E_{\text{chp}}$  si ricavano di conseguenza tutte le altre grandezze che vanno a caratterizzare la macchina virtuale.

La quota parte di energia elettrica/meccanica non cogenerativa prodotta dal sistema che non partecipa al processo di cogenerazione risulta:

$$E_{\text{non chp}} = E - E_{\text{chp}}$$

La parte di energia immessa che non partecipa al processo di cogenerazione risulta:

$$F_{\text{non chp E}} = \frac{E_{\text{non chp}}}{\eta_{\text{non chp E}}}$$

La parte di energia immessa nel sistema che partecipa al processo di cogenerazione risulta:

$$F_{\text{chp}} = F - F_{\text{non chp H}} - F_{\text{non chp E}}$$

Nel caso delle tecnologie che comprendono turbine di condensazione con estrazione del vapore, il calcolo del  $C_{\text{eff}}$  può essere svolto solo una volta noto il “Coefficiente di perdita di potenza ( $\beta$ )”. In questo caso:

$$C_{\text{eff}} = \frac{\eta_{\text{non chp E}} - \beta * \eta_{\text{globale, soglia}}}{\eta_{\text{globale, soglia}} - \eta_{\text{non chp E}}}$$

Il coefficiente  $\beta$  rappresenta la mancata produzione di energia elettrica nella turbina a vapore per ogni unità di energia termica estratta; è legato ai parametri costruttivi e di esercizio della turbina. Il suo calcolo non viene sviluppato ma è ampiamente trattato nella normativa.

Il punto fondamentale del DM 4 agosto 2011 riguarda la formula indicata di calcolo del risparmio di energia primaria. Il tutto è descritto nell'allegato III del decreto.

In particolare:

$$\text{PES} = \left( 1 - \frac{1}{\frac{\text{CHPH}_{\eta}}{\text{RefH}_{\eta}} + \frac{\text{CHPE}_{\eta}}{\text{RefE}_{\eta}}} \right) * 100\%$$

Dove:

$$\text{CHPH}_{\eta} = \frac{H_{\text{chp}}}{F_{\text{chp}}};$$

$$\text{CHPE}_{\eta} = \frac{E_{\text{chp}}}{F_{\text{chp}}}$$

$\text{RefH}_{\eta}$  = valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di calore;

$\text{RefE}_{\eta}$  = valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica.

In sostanza il PES dà un'indicazione di quanto si è in grado di risparmiare in termini di energia di alimentazione dalla produzione combinata degli output (energia elettrica e calore) rispetto alla loro potenziale produzione separata. Il confronto avviene a parità di output ( $E_{\text{chp}}$  e  $H_{\text{chp}}$ ).

Si parla di potenziale produzione separata perché nella definizione di PES si utilizzano rendimenti assunti ( $RefH_{\eta}$  e  $RefE_{\eta}$ ) legati alla tecnologia. Tali valori sono tabellati e liberamente accessibili.

### 2.2.7. Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 5 settembre 2011

Con il DM 5 settembre 2011 vengono stabilite le condizioni e le procedure per l'accesso della cogenerazione al regime di sostegno. In base a tale decreto, le unità cogenerative che soddisfano la condizione CAR, hanno diritto al riconoscimento dei Titoli di Efficienza Energetica (o Certificati Bianchi) di tipologia II, in numero proporzionale al risparmio energetico realizzato (RISP) nell'anno in questione. Se positivo quest'ultimo viene calcolato come:

$$RISP = \frac{E_{chp}}{\eta_{E}^{RIF}} + \frac{H_{chp}}{\eta_{T}^{RIF}} - F_{chp}$$

Dove:

- RISP: è il risparmio di energia primaria realizzato dall'unità di cogenerazione [MWh];
- $E_{chp}$ : Energia elettrica prodotta dall'unità di cogenerazione [MWh];
- $H_{chp}$ : Energia termica utile prodotta dall'unità di cogenerazione [MWh];
- $\eta_{E}^{RIF}$ : Rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, assunto pari a 0,46 e corretto in funzione della tensione di allacciamento, della quantità di energia consumata in loco e della quantità di energia esportata verso la rete.
- $\eta_{T}^{RIF}$ : Rendimento medio convenzionale del parco di produzione termico italiano, assunto pari a 0,82 nel caso di utilizzo diretto dei gas di scarico e 0,90 nel caso di produzione di acqua calda/vapore.

L'entità del risparmio conseguito dall'unità di cogenerazione è convertito in Certificati Bianchi secondo la seguente relazione:

$$CB = RISP * 0,086 * K$$

Dove:

K = coefficiente di armonizzazione che varia in base alla potenza dell'unità di cogenerazione. Generalmente compreso tra 1 (per  $P \geq 100MW$ ) e 1,4 (per  $P \leq 1MW$ ).

### 2.2.8. Altri decreti in materia di cogenerazione

Negli anni successivi al 2011 non ci sono state grandi variazioni per quanto concerne il quadro normativo che disciplina la cogenerazione.

Il regolamento delegato (UE ) 2015/2402 del 12 ottobre 2015 ha rivisto i valori di riferimento armonizzati per la produzione separata di energia elettrica e di calore per il calcolo e verifica del PES.

L'anno successivo con Decreto del Ministero dello sviluppo economico 4 agosto 2016 si disciplina la riconversione di impianti esistenti a bioliquidi sostenibili per il riconoscimento CAR.

Il decreto del Ministero dello sviluppo economico 16 marzo 2017 conclude il quadro normativo sulla cogenerazione andando a disciplinare gli impianti di micro cogenerazione ad alto rendimento e impianti di micro generazione alimentati da fonti rinnovabili.

## 2.3. La cogenerazione in Italia

Dopo aver definito cos'è la cogenerazione e la normativa che la regola, in questa sezione si vuole dare un cenno alla situazione attuale della tecnologia in Italia. I dati che verranno presentati sono i più recenti, pubblicati dal Ministero dello Sviluppo Economico nel 2019 e riferiti all'anno di produzione 2017.

### 2.3.1. Numero unità e capacità di generazione elettrica degli impianti

Di seguito vengono presentati i dati più significativi per quanto concerne il funzionamento delle unità di cogenerazione installate in Italia. I valori di ogni voce vengono distinti in base alla tecnologia di cogenerazione impiegata nella produzione combinata di energia elettrica e termica.

Le tecnologie di cogenerazione prese in esame sono esattamente quelle definite dall'Allegato I Parte II della Direttiva 2012/27/UE:

- turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore (C.C.);
- turbina a vapore a contropressione (T.V.Cp.);
- turbina di condensazione a estrazione di vapore (T.V.Cd.);
- turbina a gas con recupero di calore (T.G.);
- motore a combustione interna (M.C.I.);
- microturbine a gas (M.T.G.);

- motori Stirling, pile a combustibile, motori a vapore, cicli Rankine a fluido organico e ogni altro tipo di tecnologia o combinazione di tecnologie che non rientra nelle definizioni precedenti (Altro).

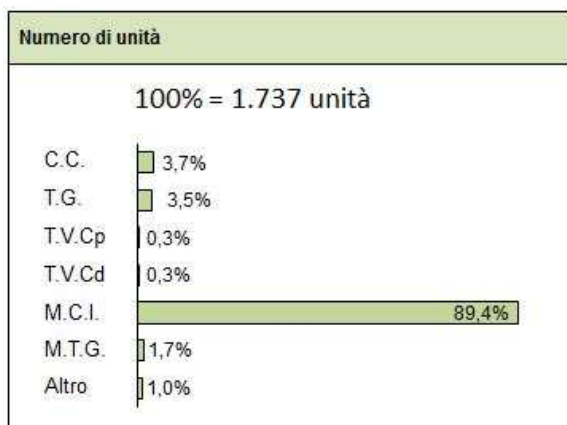


Figura 5 Unità di impianti cogenerativi

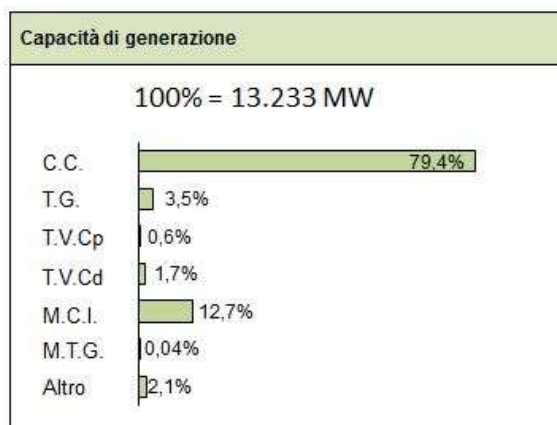


Figura 6 Capacità di generazione elettrica

Dalla figura 5 sopra riportata è possibile notare che la tecnologia maggiormente utilizzata sono i motori a combustione interna che coprono quasi il 90% delle 1.737 unità di impianti di cogenerazione installati in Italia. Seguono, in percentuale molto inferiore, le tecnologie alimentate a gas; nello specifico le turbine a ciclo combinato e con recupero di calore. Trovano poco spazio le microturbine, impianti che lavorano con cicli Rankine a fluido organico e altre combinazioni di tecnologie.

Le turbine a gas a ciclo combinato con recupero di calore presentano una maggior capacità di generazione elettrica installata, mentre i motori a combustione interna risultano la tecnologia maggiormente utilizzata in termini di numerosità.

### 2.3.2. Produzione elettrica e termica

Di seguito i dati relativi alla produzione elettrica e termica registrati nel 2017 e suddivisi per tecnologia impiegata nella produzione di tipo cogenerativa.

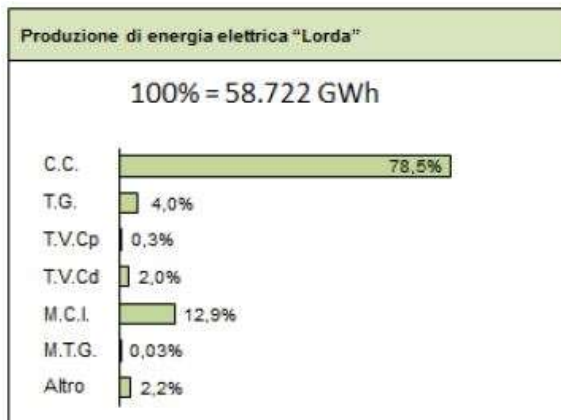


Figura 7 Produzione energia elettrica da cogenerazione



Figura 8 Produzione calore da cogenerazione

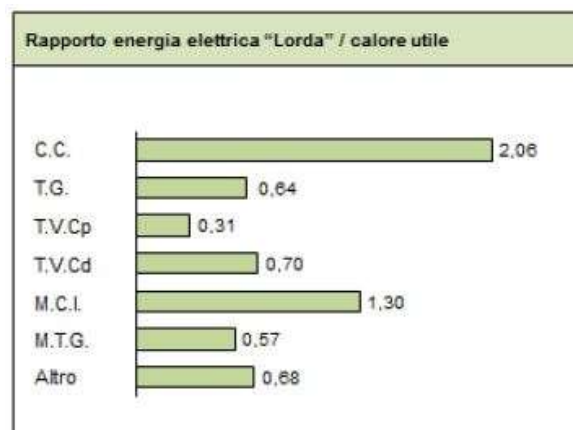


Figura 9 Rapporto energia elettrica/calore

Come ci si poteva aspettare dai principi su cui si fonda la cogenerazione, la quota di energia elettrica lorda annualmente prodotta è nettamente superiore rispetto al calore utile generato. Per entrambe le generazioni, energia elettrica e termica, la turbina a ciclo combinato produce più di tutte le altre tecnologie, seguita subito dopo dai motori a combustione interna. Il rapporto energia elettrica "Lorda"/calore utile è un indicatore utile da tenere in considerazione in base alla tipologia di fabbisogno dell'utenza che sarà servita dalla tecnologia: maggiormente termico o maggiormente elettrico.

Per quanto riguarda i 58.722 GWh di energia elettrica lorda prodotta è possibile fare un'ulteriore considerazione; a tal proposito è bene differenziare la quota parte di energia elettrica prodotta in regime di "Alto rendimento" e "Basso rendimento".

La normativa in materia di cogenerazione, in particolare l'Allegato II della Direttiva 2012/27/UE definisce il concetto di cogenerazione ad alto rendimento.

Ai fini della presente direttiva, la cogenerazione ad alto rendimento risponde ai seguenti criteri:

- la produzione mediante cogenerazione delle unità di cogenerazione fornisce risparmi di energia primaria pari ad almeno il 10 % rispetto ai valori di riferimento per la produzione separata di energia elettrica e calore;
- la produzione mediante unità di piccola cogenerazione e di micro-cogenerazione che forniscono un risparmio di energia primaria può essere definita cogenerazione ad alto rendimento.

Quindi si definisce:

- Energia elettrica "Lorda": energia elettrica totale prodotta dalle unità di cogenerazione;
- Energia elettrica ad "Alto rendimento": energia elettrica che rispetta i criteri della direttiva;
- Energia elettrica "Basso rendimento": energia elettrica ottenuta per differenza tra l'energia elettrica "Lorda" ed energia elettrica ad "Alto rendimento".

Di seguito la rappresentazione della suddivisione appena descritta.



*Figura 10 Energia elettrica a Basso e Alto rendimento*

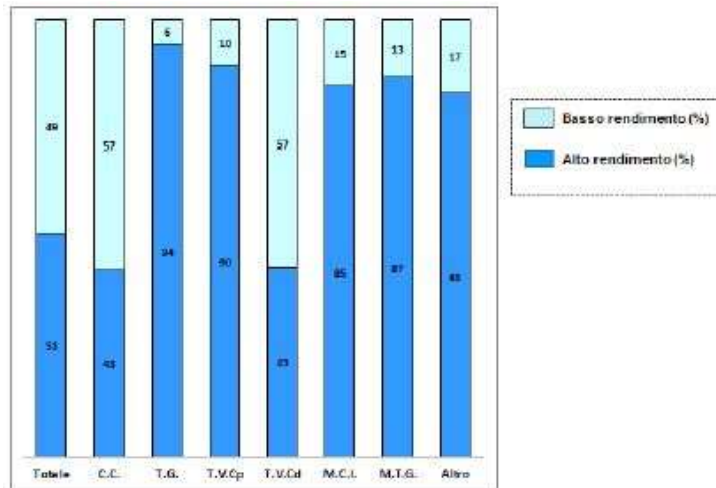


Figura 11 Energia elettrica Basso e Alto rendimento per componente

Analizzando i seguenti dati è possibile notare che per le turbine a gas a ciclo combinato con recupero di calore si ha una minore produzione di energia elettrica ad Alto rendimento rispetto al valore “lordo”; questo è giustificabile soprattutto per il basso rendimento globale della tecnologia combinato ad un significativo rapporto energia elettrica “Lordea”/calore utile.

Parallelamente si notano alte percentuali di energia elettrica ad Alto rendimento per le turbine a gas con recupero semplice, microturbine e motori a combustione interna; questo deriva dal fatto che tali tecnologie presentano rendimenti elettrici medio-alti e rendimenti termici medi superiori rispetto alle altre tecnologie.

Nel complesso la produzione ad Alto rendimento e Basso rendimento è pressochè ripartita in maniera uguale (51,3% e 48,7%).

### 2.3.3. Energia primaria per combustibile

In questa sezione si vuole dare un quadro generale dei combustibili utilizzati in Italia per alimentare gli impianti di cogenerazione attualmente installati.

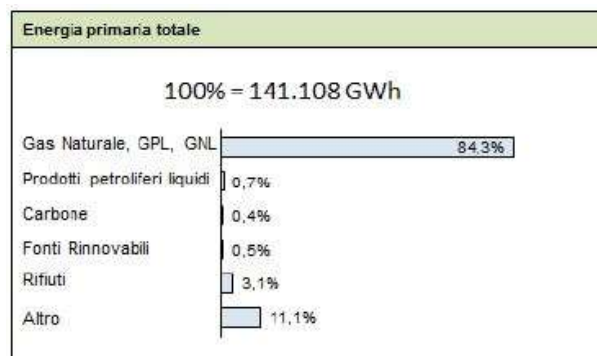


Figura 12 Energia primaria ripartita per tipologia di combustibile

Si noti come il gas naturale rappresenta la principale fonte di alimentazione di energia primaria mentre la nota positiva è rappresentata dallo scarso impiego di fonti fossili fortemente inquinanti come il carbone e derivati petroliferi.

Le fonti rinnovabili accoppiati ad impianti di cogenerazione sono pressochè inutilizzate mentre i rifiuti sono da anni una soluzione da tenere in considerazione.

Di seguito la ripartizione per tecnologia.

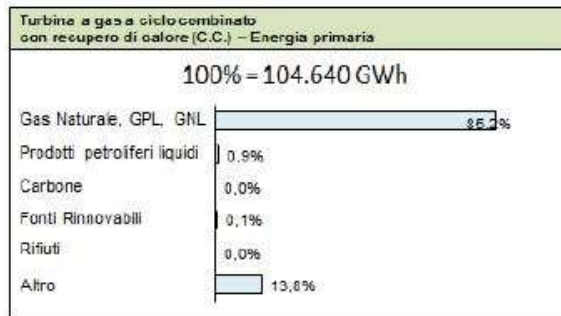


Figura 13 Energia primaria per C.C.



Figura 14 Energia primaria per T.G.

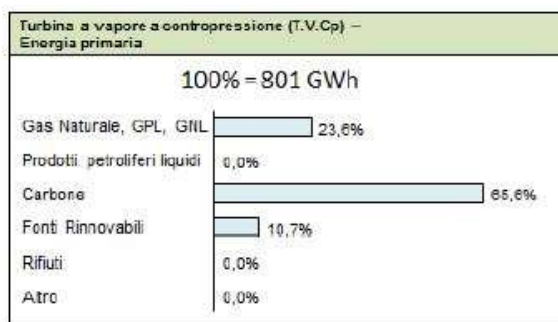


Figura 15 Energia primaria per T.V.Cp

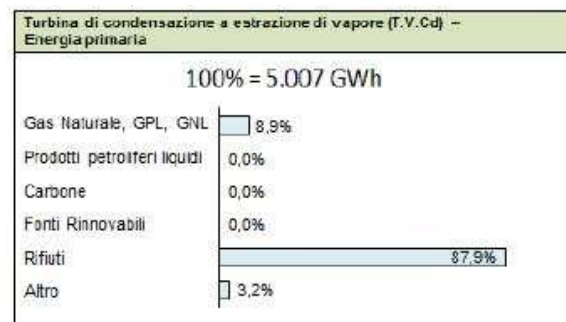


Figura 16 Energia primaria per T.V.Cd

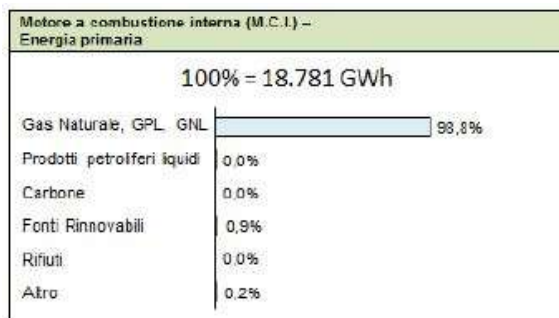


Figura 17 Energia primaria per M.C.I.

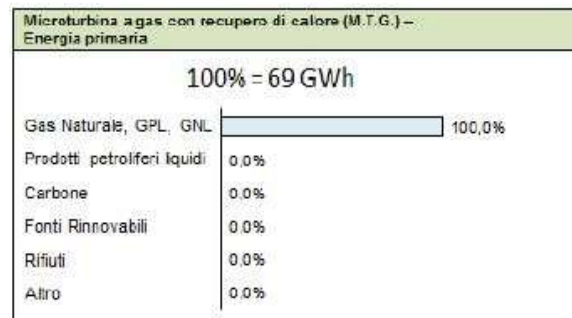


Figura 18 Energia primaria per M.T.G.

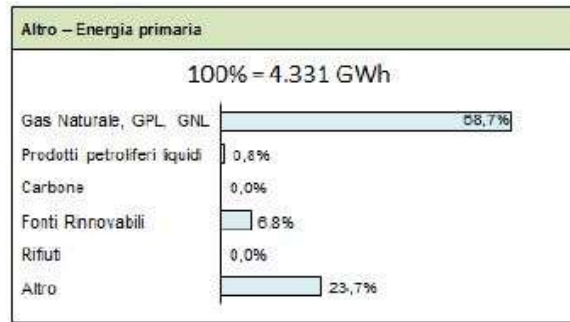


Figura 19 Energia primaria per altre tecnologie

Il gas naturale oltre ad essere la principale fonte di alimentazione degli impianti di cogenerazione in generale è anche la fonte maggiormente utilizzata nei motori a combustione interna, che, come detto in precedenza, sono la tecnologia più diffusa. Il gas naturale domina come fonte anche per le turbine a gas in “assetto semplice” e nelle microturbine dove ricopre il 100% di utilizzo.

I rifiuti sono utilizzati solamente in turbine di condensazione ad estrazione di vapore mentre il carbone è utilizzato esclusivamente in unità di datata installazione e costituite da turbine a vapore in contropressione.

#### 2.3.4. Rendimenti medi degli impianti

Di seguito una breve illustrazione delle prestazioni medie degli impianti installati nella penisola, anche in questo caso suddivisi per tecnologia impiegata. In ciascuna esse viene riportato il dato del rendimento elettrico medio, rendimento termico medio, perdite di conversione e il conseguente rendimento di primo principio.

	Rendimento elettrico medio	Rendimento termico medio	Perdite medie di conversione	$\eta_{\text{primo principio}}$ (%)
TOTALE	41,6%	25,6%	32,8%	67,2
C.C.	44,1%	21,4%	34,6%	65,4
T.G.	31,4%	49,3%	19,3%	80,7
T.V.Cp	19,7%	63,7%	16,5%	83,5
T.V.Cd	23,9%	34,2%	41,9%	58,1
M.C.I.	40,3%	31,0%	28,7%	71,3
M.T.G.	25,6%	45,0%	29,4%	70,6
Altro	30,4%	44,9%	24,8%	75,2

Figura 20 Rendimenti elettrici e termici medi degli impianti di cogenerazione

Gli impianti di cogenerazione attualmente installati in Italia presentano un rendimento elettrico medio poco superiore al 41% mentre il termico si attesta attorno al 26%; risulta un rendimento di primo principio medio del 67,2%. Se si sofferma solamente al valore numerico, la turbina a vapore a contropressione presenta un rendimento di primo principio più alto delle altre tecnologie, tuttavia molto dipende da come viene utilizzato il principio della cogenerazione. A tal proposito è opportuno fare alcune considerazioni.

In primo luogo si nota che le turbine a gas a ciclo combinato presentano un rapporto energia elettrica/calore elevato; questo a conferma della pratica diffusa di installare questa tecnologia che va a servire utenze caratterizzate da una ridotta richiesta termica rispetto al fabbisogno elettrico.

Le restanti tecnologie presentano per la maggior parte rendimenti termici maggiori di quelli elettrici evidenziando quindi la necessità di avere una discreta efficienza sul calore generato. I rendimenti termici conseguiti da queste evidenziano l'utilizzo principalmente al servizio di utenze con elevata richiesta termica rispetto ai fabbisogni elettrici.

### 2.3.5. Distribuzione della cogenerazione sul territorio italiano

In questa sezione si vuole mostrare com'è distribuito l'impiego della tecnologia sul territorio italiano. In particolare si farà riferimento alla diversa distribuzione degli impianti e alla capacità di generazione totale per area geografica.

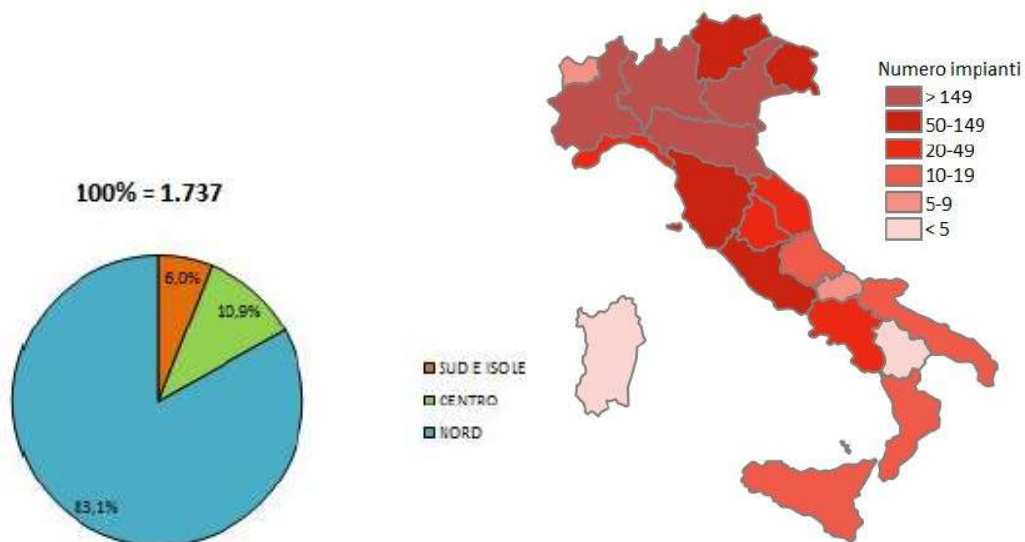


Figura 21 Unità per macroarea

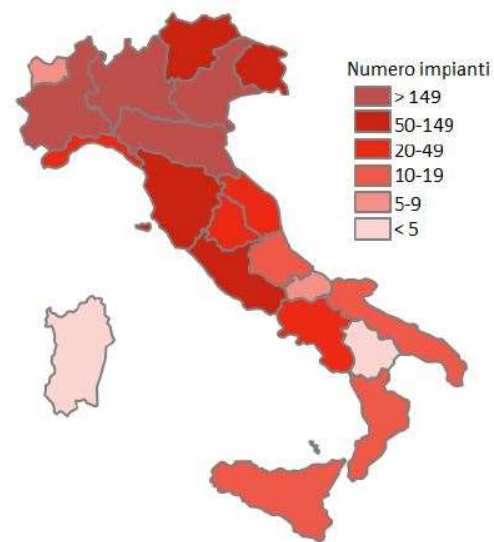


Figura 22 Numero di impianti per regione italiana

Dai dati riportati è evidente la presenza della cogenerazione nel Nord del Paese per oltre l'83% del parco impianti totale. Da sottolineare che in tutte e tre le macroregioni (Sud ed isole, Nord e Sud) i motori a combustione interna sono presenti in maggioranza.

Parallelamente si può vedere la distribuzione sul territorio per quanto riguarda la capacità di generazione elettrica totale degli impianti di cogenerazione installati. Di seguito la situazione aggiornata.

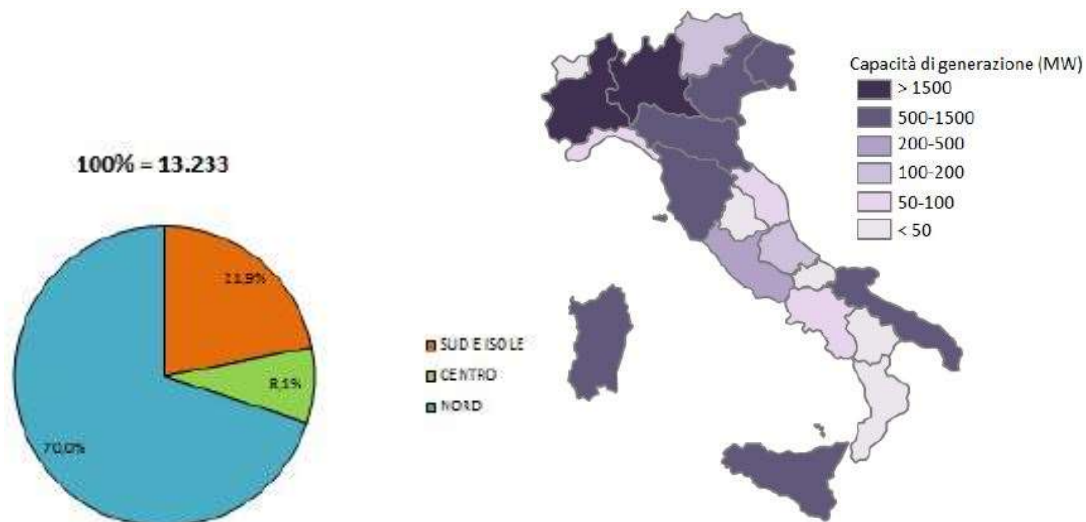


Figura 23 Capacità generazione totale per macroarea Figura 24 Capacità di generazione totale per regione

Anche in termini di capacità di generazione elettrica installata, il Nord primeggia e in tutte e tre le macroregioni gli impianti più diffusi in termini di capacità di generazione risultano essere le turbine a ciclo combinato. Piemonte e Lombardia le regioni con potenziale di generazione maggiore.

### 2.3.6. Unità di cogenerazione abbinate al teleriscaldamento

In quest'ultimo paragrafo, in linea con gli aspetti che verranno trattati in questo elaborato, è utile fare cenno al legame che c'è tra cogenerazione e teleriscaldamento. Anche in questo caso si differenzia il tutto per tecnologia utilizzata andando ad analizzare il numero di impianti installati, la loro capacità di generazione e produzione di energia elettrica e calore.

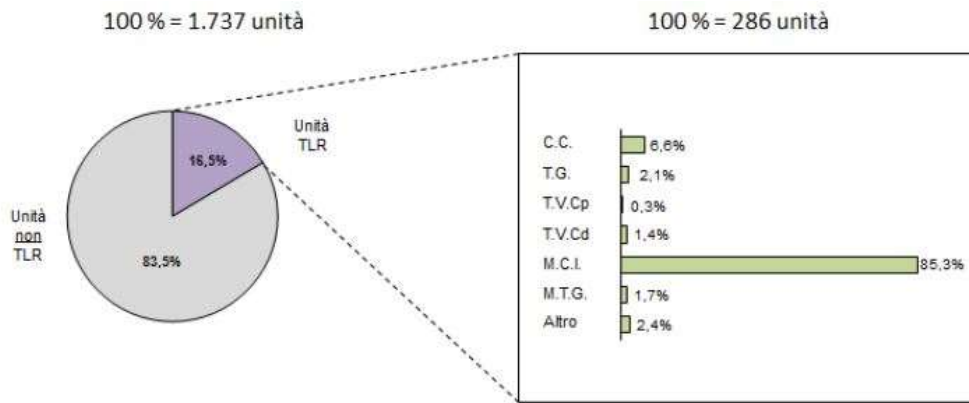


Figura 25 Unità di impianti cogenerativi per teleriscaldamento

La figura sopra esposta mostra il numero delle unità di teleriscaldamento sul numero totale delle unità di cogenerazione. Delle 1.737 unità installate, solo 286 sono utilizzate per il teleriscaldamento di cui la maggioranza lavorano con motori a combustione interna.

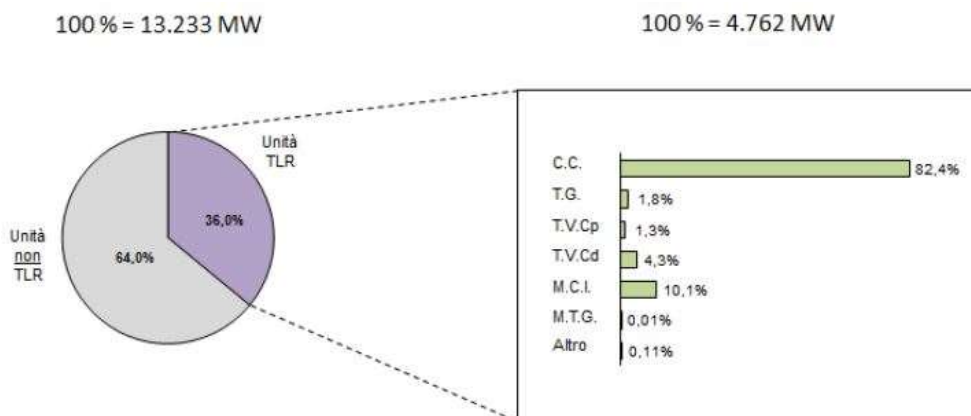


Figura 26 Capacità di generazione elettrica delle unità per il teleriscaldamento

Se si parla di capacità di generazione elettrica, il “peso” del teleriscaldamento aumenta: più di un terzo della capacità totale con oltre 4.700 MW. Le turbine a ciclo combinato presentano una capacità maggiore rispetto alle altre tecnologie.

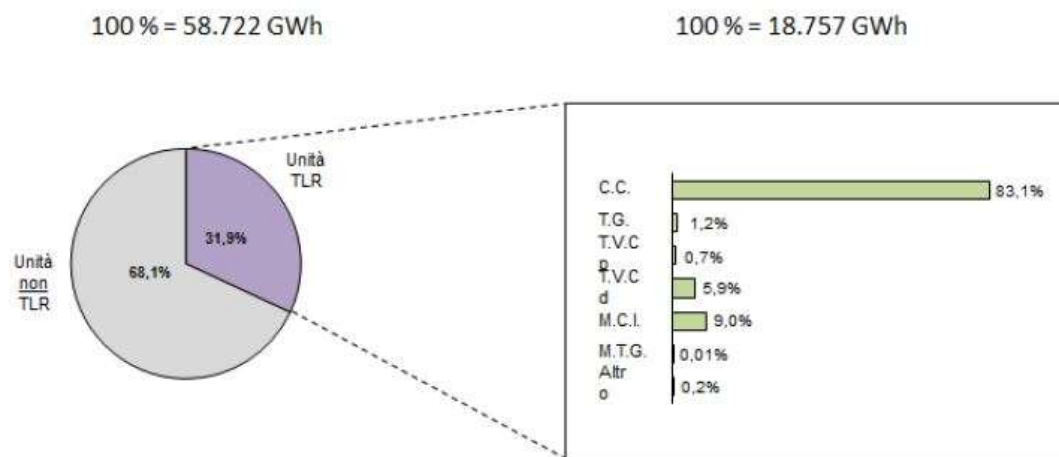


Figura 27 Produzione di energia elettrica "lorda" delle unità per il teleriscaldamento

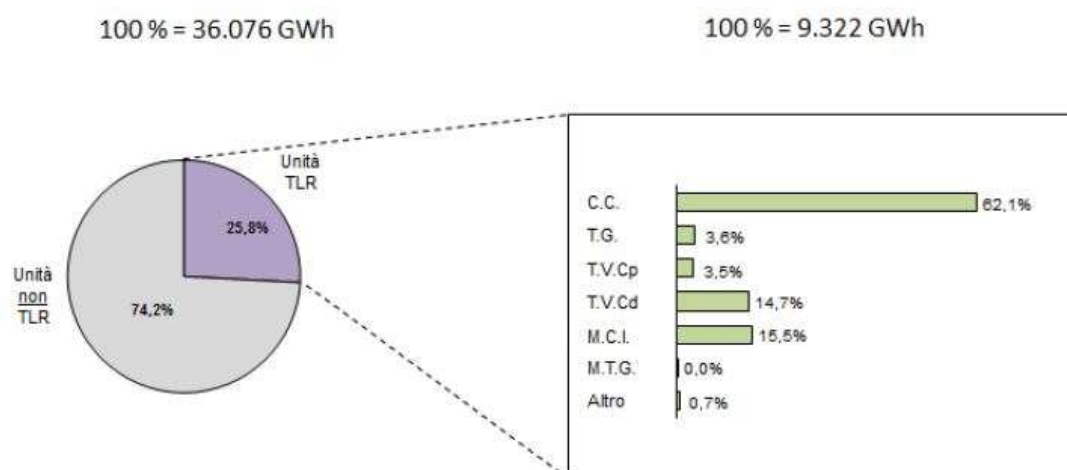


Figura 28 Produzione di energia termica "lorda" delle unità per il teleriscaldamento

In termini di produzione elettrica, più di un terzo dell'energia elettrica viene prodotta in impianti abbinati a reti di teleriscaldamento mentre una percentuale maggiore per quanto concerne il calore utile prodotto; solo 9.322 GWh termici dei 36.076 GWh vengono prodotti da impianti concepiti per essere abbinati con il teleriscaldamento.

Anche in questo caso la tecnologia di turbina a ciclo combinato risulta essere la più utilizzata sia per la produzione elettrica che per quella termica.

## 3. Il teleriscaldamento

### 3.1. Principi generali

Il termine “teleriscaldamento” significa letteralmente “riscaldamento a distanza” e consiste essenzialmente nella distribuzione, attraverso una rete di tubazioni, di un fluido termovettore come acqua calda, acqua surriscaldata, vapore o altro genere, proveniente da una grossa centrale di produzione, a delle utenze e successivo ritorno alla centrale stessa.

Gli elementi principali di un sistema di teleriscaldamento si possono sintetizzare in una centrale termica, in cui viene generato il calore, una rete di distribuzione e un insieme di sottocentrali di pompaggio e di scambio termico.

Il fluido, una volta giunto alle utenze, trasferisce il calore ad un altro fluido tramite uno scambiatore di calore. Generalmente viene creata una suddivisione del circuito tra primario e secondario; in altre configurazioni si preferisce realizzare un unico circuito dove il fluido termovettore raggiunge direttamente l’impianto di distribuzione interno dell’utenza per riscaldare gli ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria.

L’allacciamento di un’utenza ad una rete di teleriscaldamento non altera minimamente l’impianto di distribuzione interno preesistente, bensì, lo scambiatore di calore, se installato, sostituisce la caldaia convenzionale.

Ad ogni scambiatore possono essere allacciate più utenze, dove, presso ciascuna di esse è installata una apposita apparecchiatura che consente di gestire autonomamente le temperature dei locali e di registrare i relativi consumi.

Per valorizzare al meglio la tecnologia è necessario individuare un insieme di utenze concentrate in un’area ben definita, come un quartiere, un’area commerciale o industriale o un insieme di utenze pubbliche prossime tra loro.

“District heating”, definizione in inglese di teleriscaldamento, richiama proprio questa caratteristica di riscaldamento “distrettuale”. A tal proposito non è perciò consigliabile una rete di teleriscaldamento che colleghi utenze isolate, sparse o comunque lontane tra loro.

E’ chiaramente dimostrata l’altissima affidabilità del servizio tale da applicare il sistema ad intere aree urbane, rendendolo un vero e proprio servizio pubblico così com’è l’acquedotto o la rete elettrica.

Alla base del teleriscaldamento c'è il principio di separazione tra produzione e consumo di calore. La produzione è spesso centralizzata e realizzata con le migliori tecnologie con l'obiettivo di massimo rendimento.

Dal punto di vista energetico, per essere in grado di trarre il massimo vantaggio, il calore immesso nella rete dovrebbe essere generato da un sistema cogenerativo. Con quest'ultimo la centrale è in grado di produrre energia elettrica e recuperare contemporaneamente l'energia termica che si sprigiona durante il processo termodinamico che nelle centrali elettriche convenzionali viene disperso in atmosfera come "scarto". Infatti, i sistemi di teleriscaldamento che utilizzano centrali a cogenerazione consentono il raggiungimento di una maggior efficienza energetica globale.

A parità di energia utile prodotta, la produzione combinata di energia elettrica e termica consente un minor consumo di combustibile, massimizzando lo sfruttamento delle risorse immesse.

Un possibile ulteriore sviluppo del servizio di teleriscaldamento è costituito dal servizio di raffrescamento estivo, nei periodi dell'anno in cui la richiesta è relativamente scarsa e la disponibilità di calore è in grande quantità.

## 3.2. Quadro normativo

Il teleriscaldamento, a differenza della cogenerazione, è stato per anni un settore abbastanza carente dal punto di vista normativo. I primi cenni normativi sul teleriscaldamento si hanno con la pubblicazione del DM 24 ottobre 2005.

Di seguito i principali decreti in materia.

### 3.2.1. Decreto Ministeriale del 24 ottobre 2005

Con questo decreto si ha la prima definizione di teleriscaldamento, la si trova nell'art.2 comma 3 che cita: "*impianto di cogenerazione abbinato al teleriscaldamento è un sistema integrato, costituito [...] da una rete di teleriscaldamento per la distribuzione di calore [...] a una pluralità di edifici o ambienti per impieghi connessi prevalentemente con gli usi igienicosanitari e la climatizzazione, il riscaldamento, il raffrescamento, il condizionamento di ambienti [...]*".

Nel decreto vengono formulate per la prima volta le condizioni necessarie che una rete deve soddisfare:

- alimentare tipicamente, mediante una rete di trasporto dell'energia termica, una pluralità di edifici o ambienti;
- essere un sistema aperto ovvero, nei limiti di capacità del sistema, consentire l'allacciamento alla rete di ogni potenziale cliente senza discriminazione;
- la cessione dell'energia termica deve essere regolata da contratti di somministrazione e vendita.

### 3.2.2. Decreto Legislativo 19 agosto 2005, n.192

Con il decreto 192/2005 si inserisce un nuovo vincolo in materia di teleriscaldamento; si obbliga di predisporre l'allacciamento al teleriscaldamento quando le tratte di rete esistenti sono ad una distanza minore di 1.000 m dagli edifici.

### 3.2.3. Decreto Legislativo 30 marzo 2011, n.28

Il D.lgs 28/2011 fornisce un'ulteriore definizione di teleriscaldamento: *“teleriscaldamento o teleraffrescamento è la distribuzione di energia termica in forma di vapore, acqua calda o liquidi refrigerati, da una o più fonti di produzione verso una pluralità di edifici o siti tramite una rete, per il riscaldamento o il raffreddamento di spazi, per processi di lavorazione e per la fornitura di acqua calda sanitaria”*.

Altro punto fondamentale del decreto è l'imposizione ai comuni con più di 50.000 abitanti di definire specifici piani di sviluppo del teleriscaldamento.

### 3.2.4. Decreto Ministeriale 5 settembre 2011

All'art.2, comma1, lettera f del DM 5 settembre 2011 la definizione di teleriscaldamento cambia nuovamente, i concetti però rimangono gli stessi. La parte fondamentale del decreto è l'aggiunta di ulteriori condizioni che devono essere soddisfatte:

- la rete deve svilupparsi su terreni pubblici ovvero su più terreni privati, in ogni caso non esclusivamente riconducibili all'operatore;
- l'allacciamento alla rete deve avvenire mediante dispositivi dotati di appositi strumenti di contabilizzazione e la periodica fatturazione agli utenti del servizio;

- la cessione dell'energia termica deve riguardare utenti del servizio diversi da soggetti o pertinenze riconducibili all'operatore e deve essere regolata da contratti di somministrazione.

### 3.2.5. Decreto Legislativo 102/2014

Il D.lgs 102/2014 riprende la direttiva europea 2012/27/CE (EED- Energy Efficiency Directive) e fornisce la definizione di teleriscaldamento più completa formulata fin ora.

Si definisce teleriscaldamento: *“Sistema di trasporto dell'energia termica, realizzato prevalentemente su suolo pubblico, finalizzato a consentire a chiunque interessato, nei limiti consentiti dall'estensione della rete, di collegarsi alla medesima per l'approvvigionamento di energia termica per il riscaldamento o il raffreddamento di spazi, per processi di lavorazione e per la copertura del fabbisogno di acqua calda sanitaria”*.

La definizione, esaustiva nella sua forma, mette in evidenza i due requisiti più importanti che devono verificarsi contemporaneamente, ovvero:

- la rete deve servire una pluralità di edifici;
- la rete deve servire una pluralità di clienti.

L'art.2 del decreto introduce per la prima volta il concetto di teleriscaldamento efficiente. Secondo la definizione riportata nell'articolo una rete di teleriscaldamento è considerato un sistema efficiente se usa, in alternativa, almeno:

- il 50% di energia derivante da fonti rinnovabili;
- il 50% di calore di scarto;
- il 75% di calore cogenerato;
- il 50% di una combinazione delle precedenti.

## 3.3. Il teleriscaldamento in Italia

Il teleriscaldamento in Italia è ormai da anni una tecnologia diffusa e consolidata. Dai dati più recenti a disposizione risalenti a dicembre 2017, in Italia sono in esercizio quasi 300 reti distribuite in 240 comuni, perlopiù nelle regioni settentrionali del Paese. Si sviluppano complessivamente per un'estensione di 4.600 km con oltre 9 GW di potenza termica installata.

Se si fa riferimento al solo settore residenziale, il teleriscaldamento è in grado di coprire circa il 2% del fabbisogno di energia termica del Paese per la produzione di acqua calda sanitaria e per il riscaldamento degli ambienti. Si tratta di una percentuale ancora troppo

bassa rispetto alle più avanzate esperienze europee come la Danimarca, dove si raggiunge il 61%. Tra le cause che hanno portato a una certa arretratezza da parte dell'Italia ci sono anche gli ingenti investimenti richiesti dal teleriscaldamento alle aziende, che prevedono tempi di rientro piuttosto lunghi.

In questa sezione si vuole dare una breve descrizione dello stato attuale del teleriscaldamento in Italia. Si fa riferimento ai dati più recenti disponibili pubblicati dal GSE.

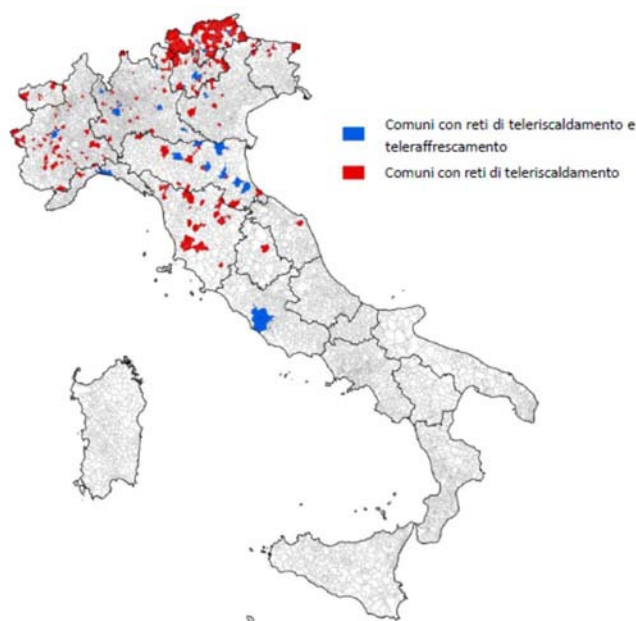
### 3.3.1. Diffusione delle reti in Italia

Come già detto in precedenza, il teleriscaldamento in Italia è una tecnologia consolidata e in forte espansione nel nord del Paese; qualche sistema si registra nelle regioni centrali.

La tecnologia, infatti, non si presta a tutte le realtà; le condizioni climatiche, la dimensione demografica e la densità abitativa costituiscono i fattori principali da tenere in considerazione per valutare l'opportunità di realizzare una rete di teleriscaldamento.

Parallelamente al teleriscaldamento, negli ultimi anni, si è consolidata anche la presenza di reti di teleraffrescamento, seppur in numero minore.

Di seguito lo stato attuale della diffusione di teleriscaldamento e teleraffrescamento nella penisola.



*Figura 29 Diffusione delle reti in Italia a fine 2017*

Andando nel dettaglio, in Italia a fine 2017, risultano in esercizio 295 reti di teleriscaldamento. I territori comunali che “ospitano” almeno un tratto di rete sono 238, distribuiti in 13 regioni e province autonome del centro e nord Italia.

La Lombardia, la provincia di Bolzano e il Piemonte primeggiano per estensione complessiva delle reti e numero di sottocentrali di utenza.

La volumetria riscaldata nel Paese supera i 345 m<sup>3</sup>.

Di seguito alcuni dati che ben rappresentano lo stato attuale del teleriscaldamento in Italia.

Regioni	Numero di comuni teleriscaldati	Numero di reti di teleriscaldamento	Potenza Termica installata (MW)	Estensione complessiva delle reti (km)	Numero di sottocentrali di utenza	Volumetria riscaldata (milioni di m <sup>3</sup> )
Piemonte	44	46	2.659	963	11.360	91,9
Valle d'Aosta	7	8	137	64	817	3,1
Lombardia	39	44	3.208	1.313	33.253	146,9
Prov. Aut. Bolzano	53	78	762	1.023	19.255	22,8
Prov. Aut. Trento	25	27	322	197	3.387	9,4
Veneto	9	9	325	134	2.250	15,7
Friuli Venezia Giulia	7	7	15	17	262	0,3
Liguria	3	4	93	18	83	4,2
Emilia Romagna	20	31	1.241	631	8.255	43,3
Toscana	28	38	131	163	6.574	2,6
Umbria	1	1	18	11	73	0,6
Marche	1	1	15	15	411	0,7
Lazio	1	1	171	26	537	3,6
<b>Italia</b>	<b>238</b>	<b>295</b>	<b>9.095</b>	<b>4.574</b>	<b>86.517</b>	<b>345,1</b>

Figura 30 Stato attuale del teleriscaldamento in Italia

### 3.3.2. Volumetria riscaldata per settore

In Italia il teleriscaldamento non è solamente impiegato per usi residenziale; una quota parte va a servire industrie e terziario. Il 64% della volumetria complessivamente riscaldata è associata ad utenze residenziali, il 33% terziario ed il restante 3% riguarda le utenze industriali.

Una grossa parte della volumetria riscaldata complessiva si trova in Lombardia (147 milioni di m<sup>3</sup>); seguono Piemonte, Emilia Romagna e la provincia autonoma di Bolzano.

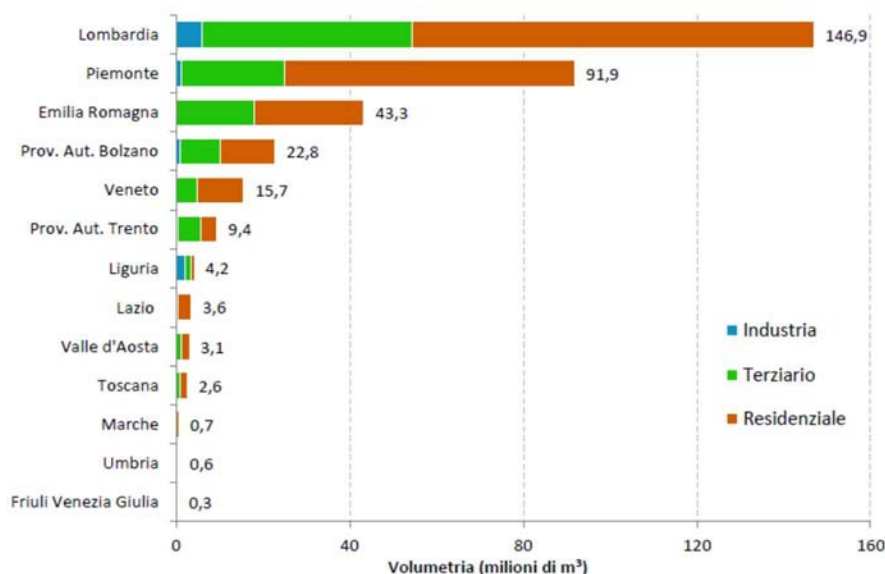


Figura 31 Volumetria riscaldata per settore

### 3.3.3. Diffusione del teleriscaldamento per zona climatica e dimensione demografica

Come si è già detto in precedenza, la scelta di realizzare una rete di teleriscaldamento è strettamente correlata alla zona climatica di riferimento e alla dimensione demografica della zona servita. A conferma di ciò, dai dati a disposizione del GSE, il 65% dei comuni teleriscaldati è di piccole dimensioni (popolazione al di sotto di 10.000 abitanti).

In secondo luogo, la maggior parte sia dei comuni teleriscaldati (85%) sia delle reti presenti nel territorio (93%) si concentra nelle zone climatiche più fredde (E ed F).

### 3.3.4. Potenza termica installata dei generatori

In Italia si conta 9,1 GW di potenza termica di generatori a servizio di reti di teleriscaldamento. Di questi 9,1 GW, la maggioranza degli impianti lavorano per la sola produzione di energia termica, mentre il 30% lavora in cogenerazione producendo quindi anche energia elettrica.

Regioni	Impianti cogenerativi			Impianti di sola produzione termica			Totale
	alimentati da FER	alimentati da fonti fossili	alimentati da rifiuti	alimentati da FER	alimentati da fonti fossili	alimentati da calore di recupero	
Piemonte	18	989	-	42	1.610	-	2.659
Valle d'Aosta	5	8	-	23	85	17	137
Lombardia	76	586	449	99	1.983	17	3.208
Prov. Aut. Bolzano	85	43	30	213	391	-	762
Prov. Aut. Trento	12	56	-	64	189	1	322
Veneto	17	55	25	13	213	1	325
Friuli Venezia Giulia	3	-	-	6	6	-	15
Liguria	-	35	-	1	56	-	93
Emilia Romagna	10	244	118	19	850	-	1.241
Toscana	5	-	-	121	6	-	131
Umbria	-	4	-	-	13	-	18
Marche	-	1	-	-	13	-	15
Lazio	-	58	-	-	113	-	171
<b>Italia</b>	<b>229</b>	<b>2.079</b>	<b>622</b>	<b>599</b>	<b>5.529</b>	<b>36</b>	<b>9.095</b>

Figura 32 Suddivisione regionale della potenza termica installata [MW]

Dalla tabella sopra riportata è possibile notare come in Lombardia è installata buona parte della potenza complessiva, circa il 35% con i suoi 3,2 GW.

E' possibile fare un'altra considerazione per quanto concerne le fonti utilizzate per alimentare le centrali di produzione; le fonti fossili sono di gran lunga maggiormente utilizzate, tuttavia esistono realtà in cui si preferisce ricorrere a fonti rinnovabili.

Per esempio il territorio provinciale di Bolzano è caratterizzato da un intenso uso di biomassa dettato dall'ampia disponibilità di materia, mentre in Toscana la maggioranza dell'energia termica viene generata da fonte geotermica.

### 3.3.5. Energia termica immessa nelle reti di teleriscaldamento

Gli ultimi dati disponibili riferiti all'anno 2017, attestano che l'energia termica ha superato gli 11 TWh. Oltre il 60% dell'energia termica immessa deriva da impianti di tipo cogenerativo e l'alimentazione avviene perlopiù tramite l'impiego di fonti fossili. Gli impianti alimentati da fonti rinnovabili immettono in rete solo il 25% dell'energia da teleriscaldamento (2,8 TWh).

Di seguito i numeri relativi all'energia termica immessa nelle reti per tipologia di impianto e fonte energetica.

Regioni	Impianti cogenerativi		Impianti di sola produzione termica			Totale
	alimentati da FER (compresi rifiuti Bio)	alimentati da fonti fossili (compresi rifiuti non bio)	alimentati da FER (compresi rifiuti Bio)	alimentati da fonti fossili (compresi rifiuti non bio)	alimentati da calore di recupero	
Piemonte	45.864	2.673.813	56.668	551.096	-	3.327.442
Valle d'Aosta	17.155	13.682	40.987	22.837	24.698	119.360
Lombardia	893.813	2.021.343	136.943	1.079.600	48.101	4.179.800
Prov. Aut. Bolzano	383.242	197.818	545.235	136.875	-	1.263.170
Prov. Aut. Trento	65.342	117.695	89.195	53.839	1.420	327.492
Veneto	35.414	199.378	18.339	165.914	3.782	422.827
Friuli Venezia Giulia	11.214	-	7.504	953	-	19.672
Liguria	-	11.995	1.707	64.545	-	78.247
Emilia Romagna	193.154	586.342	73.064	416.740	-	1.269.300
Toscana	5.645	-	176.560	2.690	-	184.895
Umbria	-	14.538	-	1.351	-	15.889
Marche	-	6.164	-	13.948	-	20.112
Lazio	-	20.614	-	69.433	-	90.047
<b>Italia</b>	<b>1.650.843</b>	<b>5.863.382</b>	<b>1.146.203</b>	<b>2.579.822</b>	<b>78.001</b>	<b>11.318.251</b>

Figura 33 Suddivisione regionale dell'energia termica immessa nelle reti [MWh<sub>t</sub>]

I dati sopra riportati si riferiscono all'energia termica immessa, tuttavia, come in ogni sistema reale sono presenti delle perdite. In Italia, le perdite di distribuzione sono mediamente del 18% dell'energia immessa. Considerando l'anno di riferimento del 2017, l'energia termica complessivamente erogata alle utenze è di circa 9,3 TWh.

### 3.3.6. Fonti energetiche utilizzate

In Italia l'energia termica a servizio delle reti di teleriscaldamento è in maggioranza prodotta utilizzando fonti energetiche fossili come gas naturale, carbone e quote non rinnovabili di energia proveniente dallo smaltimento di rifiuti. La quota minoritaria di utilizzo di fonti rinnovabili riguarda principalmente la biomassa, la geotermia e la frazione rinnovabile dell'energia estraibile dallo smaltimento dei rifiuti.

Di seguito la composizione percentuale di utilizzo delle fonti utilizzate per produrre l'energia termica immessa per regione.

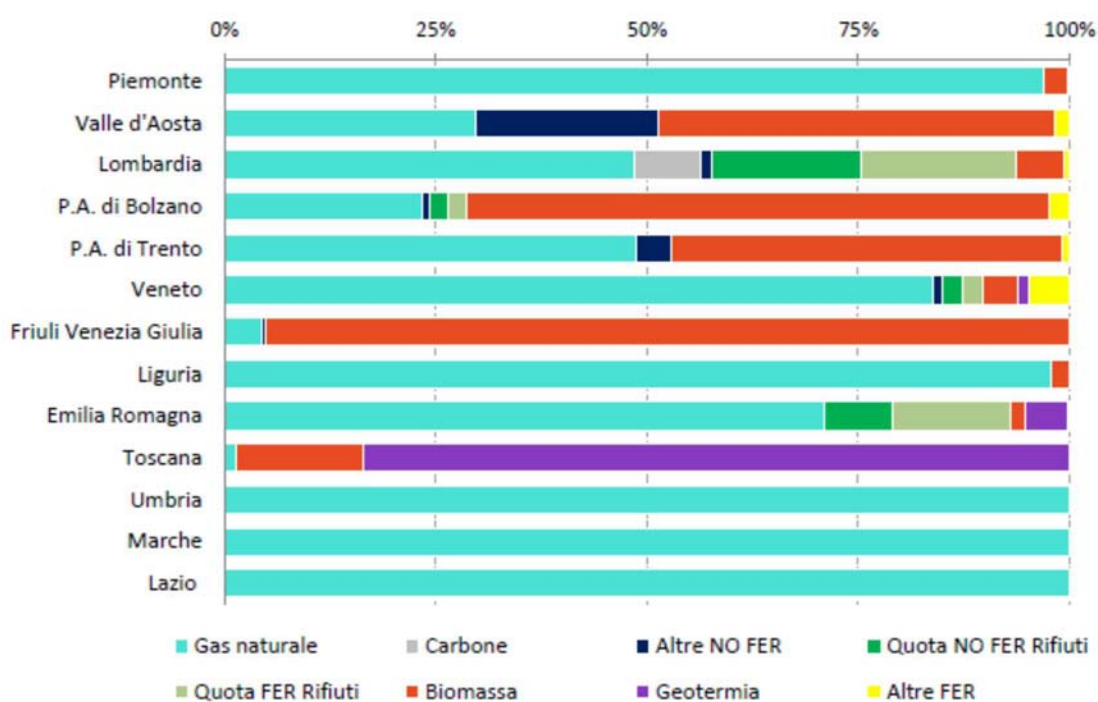


Figura 34 Composizione percentuale delle fonti energetiche utilizzate

Dai dati sopra illustrati è possibile notare come il gas naturale è la fonte energetica quasi completamente utilizzata. In Friuli Venezia Giulia, nelle provincie autonome di Trento e Bolzano e in Valle d'Aosta è diffuso l'impiego di biomassa solida, mentre in Toscana si preferisce utilizzare la geotermia vista l'abbondante disponibilità della fonte.

L'utilizzo di rifiuti come fonte energetica ricopre un ruolo marginale nella scala nazionale, solo in Emilia Romagna e in Lombardia alcune reti sfruttano l'energia termica generata dallo smaltimento di rifiuti.

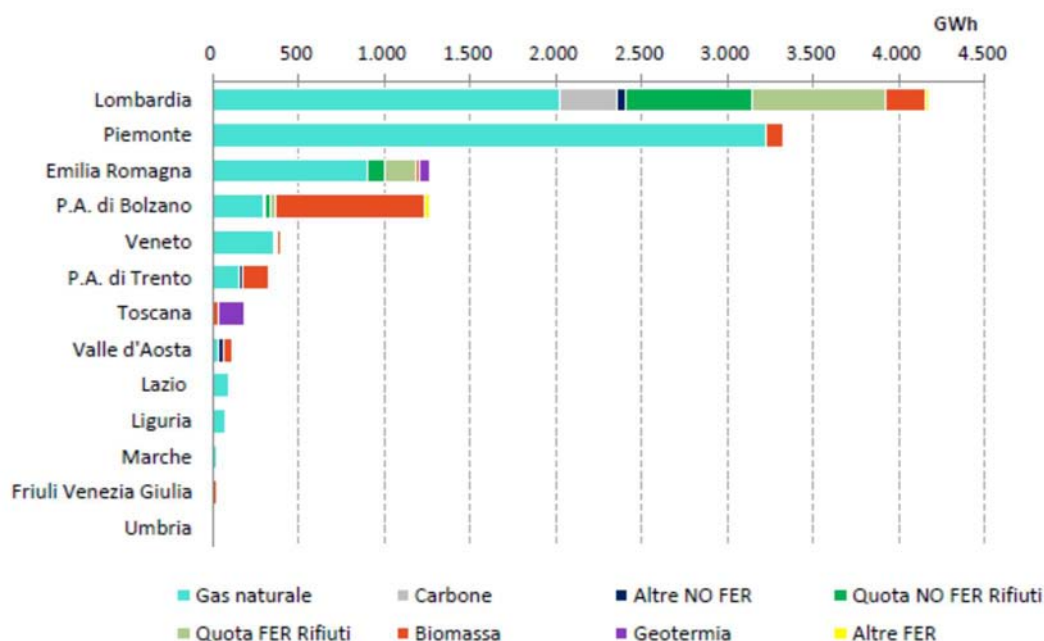


Figura 35 Composizione assoluta dell'energia termica immessa per fonte

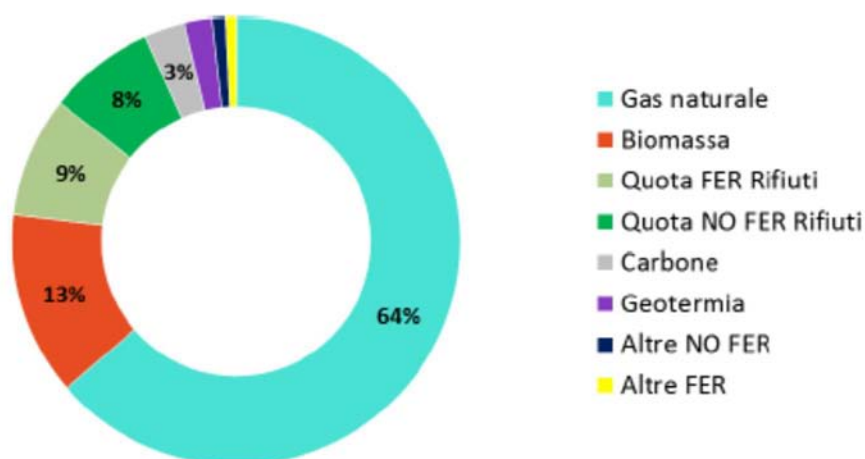


Figura 36 Energia termica immessa nelle reti di teleriscaldamento per fonti

### 3.3.7. Evoluzione del settore

Dagli anni settanta ad oggi il teleriscaldamento in Italia ha registrato un sensibile aumento in termini di volumetria totale riscaldata ed estensione delle reti.

Si è passati da un valore medio di 20 milioni di m<sup>3</sup> di volume teleriscaldato degli anni ottanta a gli oltre 340 milioni di m<sup>3</sup> registrati nel 2017.

Con il passare degli anni le reti esistenti sono sempre state ampliate in termini di chilometri di estensione e modernizzate per seguire gli standard di efficienza energetica imposti dalla legge. Dal 2003 si è iniziato a realizzare reti completamente nuove.

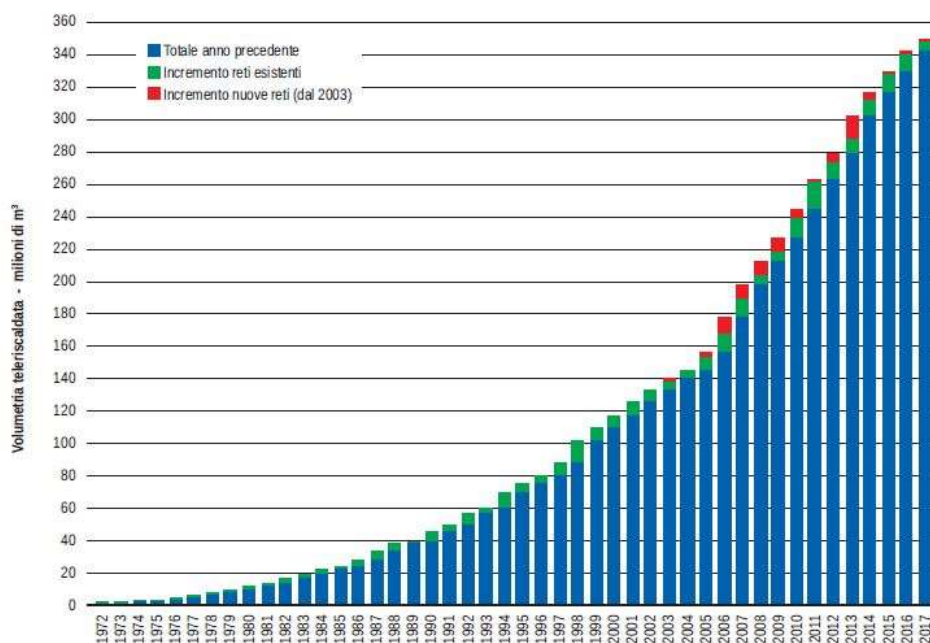


Figura 37 Andamento della volumetria totale teleriscaldata

L'aumento della volumetria teleriscaldata è la logica conseguenza dell'importante sviluppo della rete di distribuzione e quindi dell'incremento del calore prodotto.

A livello nazionale si è passati dai circa 300 km di rete di tubazioni posate negli anni ottanta ai 4.600 km registrati nel 2017. Anche il numero di sottocentrali d'utenza è aumentato con lo stesso andamento dell'estensione superando le 80.000 unità.

Per quanto concerne il calore prodotto è possibile notare che fino al 1997 il fabbisogno di energia termica veniva soddisfatto solamente mediante l'utilizzo di combustibili fossili. Dall'anno successivo le fonti rinnovabili hanno iniziato a dare un grande contributo.

Di seguito le rappresentazioni grafiche di quanto appena descritto.

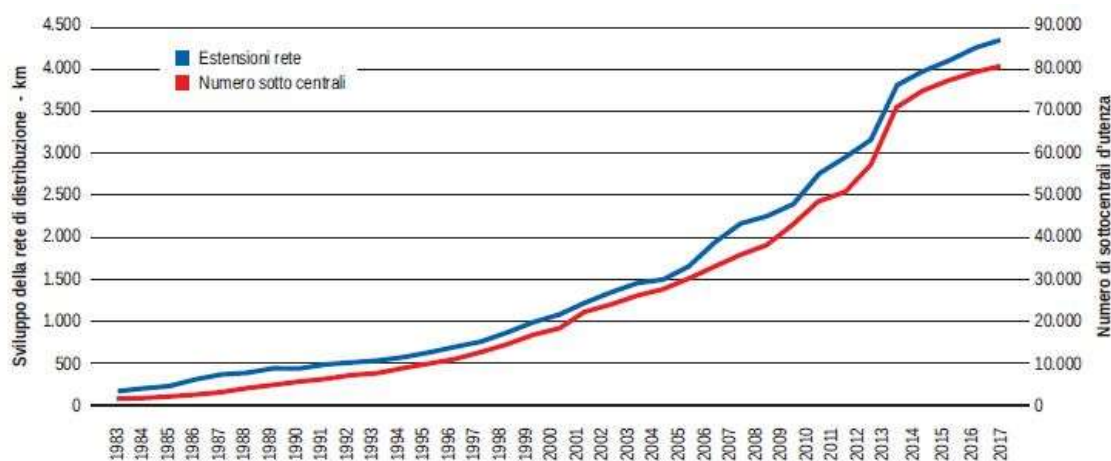


Figura 38 Sviluppo delle reti e delle sottocentrali negli anni

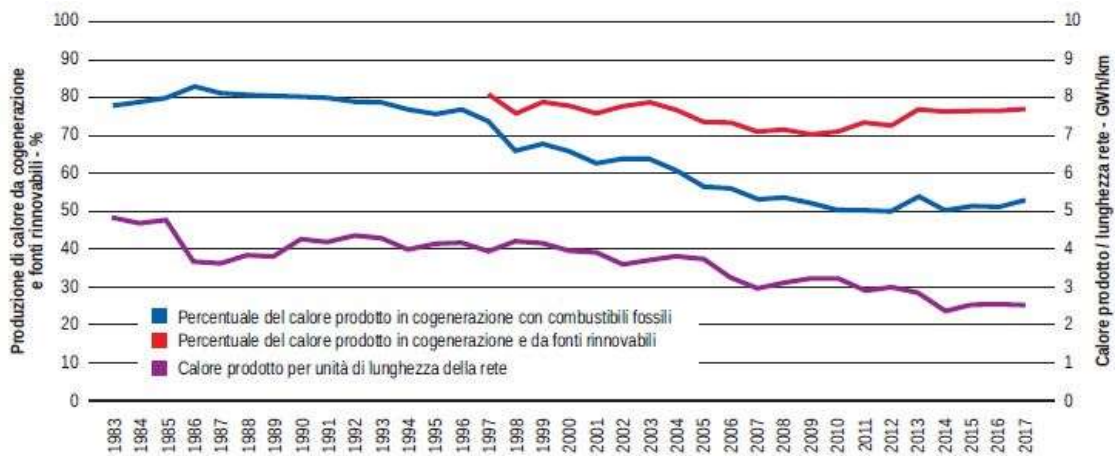


Figura 39 Andamento del calore prodotto negli anni

### 3.4. Caratteristiche e componenti di un sistema di teleriscaldamento

Le componenti principali di un sistema di teleriscaldamento sono: una centrale termica, ove viene prodotto il calore, una rete di trasporto e distribuzione, costituita da speciali condotte sotterranee, e un insieme di sottocentrali.

Di seguito verranno presentate le caratteristiche principali di questi componenti facendo anche cenno al meccanismo di funzionamento.

#### 3.4.1. Centrale termica

Un impianto di teleriscaldamento può essere definito semplice o combinato a seconda del tipo di centrale che lo alimenta.

Si parla di impianto semplice quando la rete è alimentata da una centrale costituita da caldaie che producono esclusivamente calore, trasportabile da un fluido termovettore che può essere acqua calda, acqua surriscaldata o vapore.

Questa configurazione generalmente viene poco utilizzata o comunque non trova utilizzo come generatore principale; il più delle volte questo tipo di centrale viene utilizzata solo nei primi anni di avviamento o come integrazione ad un generatore cogenerativo per coprire i picchi di richiesta termica o quando la macchina cogenerativa è in manutenzione.

La seconda tipologia di impianto, in riferimento alla generazione, è il tipo combinato. Quest'ultimo è alimentato da una centrale costituita da gruppi che consentono la produzione contemporanea di energia elettrica e calore (cogenerazione). Tra le tecnologie a cogenerazione più utilizzate nel teleriscaldamento si trovano i motori a combustione interna, cicli a vapore, turbine a gas e cicli combinati.

### 3.4.2. Reti e distribuzione del calore

L'energia termica una volta prodotta viene distribuita fino alle utenze attraverso una rete di tubazioni isolate. La rete è così formata da condotte di mandata e di ritorno opportunamente dimensionate. Le tubazioni sono adagiate al di sotto del livello stradale; le configurazioni con tubazioni a vista sono rare.

Il fluido termovettore più utilizzato è l'acqua con una temperatura di mandata tipicamente pari a  $80\div 90^{\circ}\text{C}$  e temperatura di ritorno in centrale tra i  $35$  e i  $60^{\circ}\text{C}$ . La temperatura di ritorno dipende molto dai terminali di riscaldamento installati nelle utenze. Non mancano applicazioni che utilizzano vapore o olio diatermico come fluido termovettore.

Al fine gestire al meglio la richiesta termica delle utenze, spesso si installano dei piccoli accumuli termici al fine di smorzare i picchi di richiesta.

Un comune sistema di distribuzione di un impianto di teleriscaldamento si articola essenzialmente in tre elementi: rete di distribuzione, stazione di pompaggio e sottostazioni di scambio termico.

#### Tipologie di reti

La distribuzione del calore nel teleriscaldamento può avvenire in due modi: in modo diretto e in modo indiretto.

Per rete diretta si intende un circuito idraulico che collega direttamente la centrale di produzione alle utenze. Una rete si dice indiretta quando è costituita da due circuiti distinti separati da uno scambiatore di calore posto in prossimità dell'utenza. In quest'ultima configurazione il fluido vettore non oltrepasserà mai i confini dell'utenza. Una rete di tipo diretta presenta minori costi di installazione e perdite di calore ma può presentare complicazioni importanti in fase di esercizio legate alla regolazione.

Parallelamente, una distribuzione di tipo indiretta presenta costi di investimento maggiori e perdite maggiori dovute alla presenza di scambiatori di calore aggiuntivi. Tuttavia si registrano benefici per quanto concerne la manutenzione, la regolazione e la contabilizzazione.

Un altro elemento distintivo e particolarmente importante è che la separazione in due circuiti distinti (rete di tipo indiretta) permette di distinguere le responsabilità in merito alla gestione dell'acqua.

La rete diretta è più diffusa in Germania e paesi dell'Est mentre la distribuzione indiretta è quella che comunemente viene utilizzata in Italia.

Di seguito una semplificazione di ciò che è stato appena descritto, semplice nella forma ma che rende l'idea della differenza.

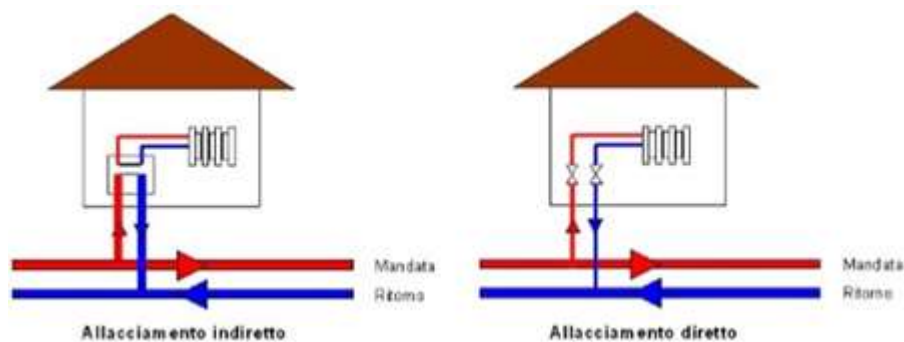


Figura 40 Distribuzione diretta e indiretta

Le tubazioni che trasportano il fluido vettore sono dimensionate con diversi diametri. A tal proposito il mondo della progettazione preferisce distinguere formalmente le diverse tratte. La rete di tubazioni si compone essenzialmente di una tubazione principale, detta “dorsale” avente diametro maggiore e di una tubazione secondaria con diametri più piccoli in grado di raggiungere le utenze.

#### Principali conformazioni delle reti

Un'altra distinzione riguarda la forma e come queste tubazioni sono disposte; si hanno quindi tre tipologie principali di reti: ramificata, ad anello e a maglie.

*Rete ramificata:* è formata da una tubazione principale che va a servire le utenze più grandi dalla quale si ramificano tubazioni di diametro inferiore che raggiungono le utenze di modesta richiesta termica, dette secondarie.

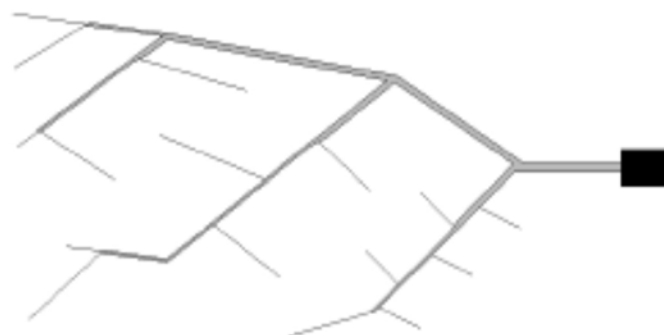


Figura 41 Rete ramificata

*Rete ad anello*: per questa configurazione è previsto un circuito chiuso con un'unica tubazione sia per la mandata che per il ritorno. In questo caso il fluido parte dalla centrale, cede il calore all'utenza e ritorna all'impianto in un'unica tubazione.



*Figura 42 Rete ad anello*

*Rete a maglie*: E' la configurazione più complessa e con i più alti costi d'installazione, tuttavia permette una più efficace regolazione e gestione della distribuzione del calore. E' formata da una serie di circuiti chiusi collegati tra loro ed ideale per applicazioni dove è presente un'alta densità abitativa.



*Figura 43 Rete a maglie*

### Componenti nella distribuzione

In questa sezione si vuole descrivere brevemente le componenti principali presenti solitamente nella linea di distribuzione del calore.

#### *Tubazione di mandata e di ritorno*

La tubazione di mandata è quel tratto di rete che collega la centrale di produzione alle utenze, viceversa, la tubazione di ritorno parte dalle utenze e fa ritorno in centrale. Il fluido termovettore che fluisce nella tubazione di mandata ha temperatura più alta rispetto alla tubazione di ritorno.

### *Punto di immissione del calore*

Il punto di immissione del calore in rete è la sezione in cui la dorsale di mandata e la rete di distribuzione si interfacciano. Nella rete si individuano essenzialmente due punti di immissione principali: sulla tubazione di mandata, in corrispondenza al punto di immissione del fluido termovettore nel teleriscaldamento, mentre sulla tubazione di ritorno in corrispondenza del punto di restituzione del fluido alla centrale.

### *Valvole di sezionamento*

Solitamente sulla tubazione di mandata e di ritorno vengono inserite delle valvole che consentono di sezionare parti di rete. Vengono installate sulla dorsale principale o sulle linee secondarie e prendono il nome quindi di valvole di sezionamento primarie e secondarie. Il tipo a sfera è normalmente la valvola più utilizzata.

### *Punto di sfiato*

Nella progettazione della rete bisogna tenere in considerazione la predisposizione di punti di sfiato o drenaggio. Il tutto viene gestito attraverso una valvola a sfera, azionabile solo localmente e ubicata in un pozzetto detto pozzetto di sfiato/drenaggio.

### *Sistema di rilevazione delle perdite*

Esistono diversi sistemi di rilevazione delle perdite di rete; il metodo più utilizzato si basa sulla localizzazione a misura di resistenza. Tale metodo richiede la posa di due fili conduttori all'interno della tubazione: un filo di rame di diametro 1,3÷1,5 mm con resistenza pari a 13,0÷11,2 Ohm/km e un filo di uguali dimensioni ma in rame stagnato. La localizzazione della perdita si ottiene eseguendo una misura comparativa della resistenza di isolamento del filo sensore rispetto al tubo e misura della resistenza del circuito sensore.

### *Tubazione per cavi segnale*

Oltre alla tubazione dove scorre il fluido termovettore, solitamente viene pensata una conduttura in materiale plastico per consentire il passaggio di cavi segnale. Tali tubazioni vengono posate sempre sotto il livello stradale ma a quote più elevate della tubazione del fluido.

### Materiali delle tubazioni

La tubazione di una rete di teleriscaldamento può essere in acciaio, ghisa, vetroresina o materiale plastico. Il tubo è solitamente coibentato con lana di roccia o di vetro o schiuma di

poliuretano espanso. L'insieme tubo ed isolante è protetto meccanicamente da una guaina esterna bituminata o in polietilene ad alta densità.

Il progredire della tecnologia ha permesso di sviluppare tubazioni pre-coibentate avente già un sistema di rilevamento delle perdite integrato. Al giorno d'oggi le nuove reti vengono sempre realizzate con tubazioni preisolate; solo i pezzi speciali vengono coibentati in opera. La scelta dei materiali delle tubazioni è da fare in maniera estremamente accurata per limitare le problematiche frequenti quali corrosione, dilatazioni termiche e perdite.



*Figura 44 Sezione di una tubazione di una rete di teleriscaldamento*

### Posa

Le tubazioni solitamente vengono posate direttamente nel terreno. In questa tipologia di posa la tubazione interrata è protetta nella parte superiore con uno strato di terreno di almeno 60 cm oppure con l'ausilio di lastre cemento (soluzione più onerosa). La parte inferiore poggia su terreno o sabbia. Più raramente può essere eseguita una posa in superficie utilizzata in situazioni particolari come attraversamenti di ferrovie, canali o zone industriali.

La posa delle tubazioni viene generalmente effettuata a cielo aperto; ci sono però dei casi in cui non è possibile scavare e in questo caso si ricorre a fori ciechi. Una volta terminata la posa, la fase di rinterro e di ripristino stradale è di fondamentale importanza da eseguire con cura per evitare successivi movimenti di assestamento.

Nel teleriscaldamento il fluido che circola nelle tubazioni è ad alta temperatura, questo genera fenomeni di dilatazione delle tubazioni stesse. Queste dilatazioni possono causare sollecitazioni di compressione e di trazione originate dall'attrito del terreno contro il tubo. Per compensare queste dilatazioni si ricorre alla compensazione naturale delle tubazioni o con compensatori monouso.



*Figura 45 Posa delle tubazioni*

### 3.4.3. Sottostazioni di pompaggio

Le sottostazioni di pompaggio servono a compensare automaticamente le perdite di pressione della rete.

Una sottostazione di pompaggio è composta da elettropompe di circolazione, filtri, vaso di espansione, impianto di trattamento acqua, sistema di controllo automatico e serbatoio di riserva. Per efficientare una rete si usa inserire anche dei sistemi di regolazione della velocità delle pompe basati su inverter.

I livelli di pressione di esercizio della rete dipendono essenzialmente dai dislivelli presenti, mentre le perdite di pressione che le pompe dovranno compensare dipendono dallo sviluppo della rete, dalle sue diramazioni e dalle velocità del fluido.

Quando il fluido termovettore è acqua calda, la velocità del fluido all'interno delle tubazioni può variare nel range 1,5-3 m/s. Valori massimi si attestano in corrispondenza delle tubazioni principali mentre valori minimi nelle diramazioni verso le utenze.

La scelta della velocità di esercizio del fluido è sempre un compromesso tra due fattori: velocità elevate comportano perdite di carico significative, mentre basse velocità richiedono tubazioni di grosso diametro con conseguente aumento delle dispersioni termiche e dei costi.

### 3.4.4. Sottostazioni di scambio termico

La sottostazione di scambio termico sostanzialmente ha il compito di sostituire il ruolo della caldaia. L'elemento principale è lo scambiatore di calore interposto tra il circuito della rete di teleriscaldamento e il circuito dell'utenza. La valvola di regolazione, il regolatore elettronico della temperatura di mandata e il contabilizzatore di energia termica vanno a

completare la lista di componenti generalmente presenti in una sottostazione di scambio termico. Quest'ultima è necessaria solo nei sistemi di distribuzione diretta.

Ogni utenza possiede una propria sottocentrale in grado di gestire autonomamente il calore necessario per il riscaldamento degli ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria; inoltre garantisce la separazione fisica del circuito di rete dai circuiti interni degli utenti.

Le sottocentrali che servono utenze residenziali e piccole realtà industriali e del terziario sono dotate anche di particolari meccanismi che regolano, in modo più specifico, la richiesta di energia termica. Questi ultimi sono in grado di differenziare il funzionamento nei mesi invernali (dove è richiesta acqua calda sanitaria e riscaldamento) dai mesi estivi (dove è richiesta solo produzione di acqua calda sanitaria).

Di seguito due schemi diversi di regolazione delle sottocentrali. Nella primo impianto non è prevista la produzione di acqua calda ad uso sanitario, nel secondo schema è previsto sia il riscaldamento che la produzione di acqua calda sanitaria.

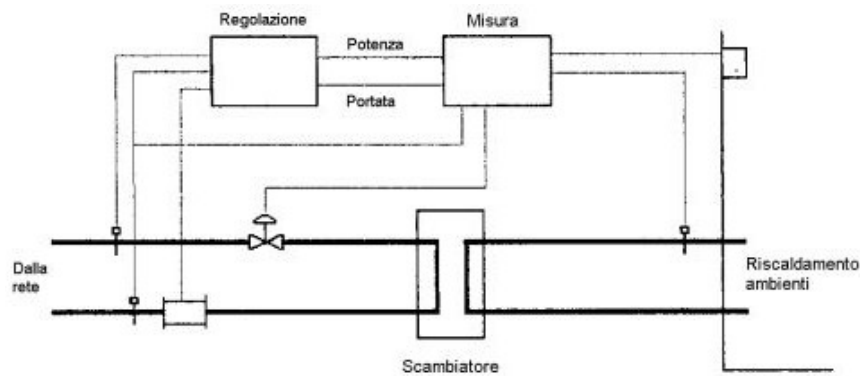


Figura 46 Schema di regolazione delle sottocentrali senza produzione di ACS

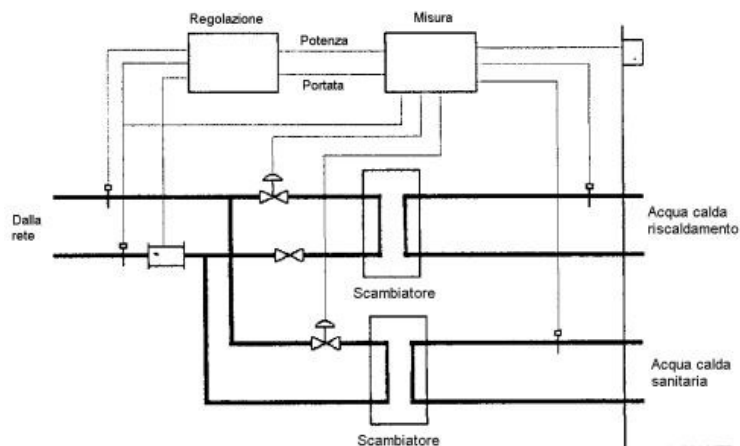


Figura 47 Schema di regolazione delle sottocentrali con produzione di ACS

## 4. Descrizione dell'impianto oggetto di studio

L'impianto di teleriscaldamento e cogenerazione oggetto di studio è un'opera pubblica che, prendendo come riferimento positivo realtà già esistenti in ambito Italiano ed Europeo, si inserisce in un programma di valorizzazione energetica delle risorse del territorio nazionale ed, in particolare, di quello montano dove è situato.

Si tratta di un impianto di teleriscaldamento e cogenerazione a biomassa legnosa, attivo dal 2009 per la parte termica e dal 2010 per la parte di produzione di energia elettrica con buoni risultati e funzionalità.

L'energia termica proveniente dalla combustione della biomassa produce acqua calda che, immessa in un sistema di tubazioni sotterranee (rete di teleriscaldamento), viene distribuita all'utenza pubblica e privata. Ogni utenza allacciata preleva l'energia (acqua calda) dalla rete tramite una sottocentrale (sottostazione) composta essenzialmente da uno scambiatore di calore e dai necessari dispositivi di regolazione, misura, protezione e sicurezza.

Il lavoro di tesi si concentra essenzialmente sulla parte di generazione di calore; a tal proposito, in questo capitolo, si vuole dare una descrizione sommaria della sola centrale di produzione. Verranno descritti i sistemi di generazione presenti con i relativi sottosistemi di trattamento fumi, il sistema di pompaggio e i sistemi di raffreddamento e trattamento dell'acqua.

### 4.1. La generazione in centrale

La centrale termica oggetto di studio è costituita da due generatori di calore a biomassa (cippato di legno) di cui uno ad olio diatermico della potenza di 6.800 kW ed uno ad acqua della potenza di 3.500 kW. E' presente inoltre un terzo generatore di calore alimentato ad olio di colza della potenza di 5.830 kW che viene utilizzato in caso di emergenza per la sola produzione termica.

Il primo generatore (ad olio diatermico) si compone di un sistema di caricamento del cippato di legno, un focolare, una caldaia a griglia mobile ad olio diatermico ed un sistema di cogenerazione del tipo ORC (Ciclo Rankine Organico), un sistema di rimozione delle ceneri derivanti dalla combustione del legno, una linea fumi, un sistema di abbattimento e di monitoraggio in continuo delle emissioni inquinanti.

Il secondo impianto si compone di sistema di caricamento del cippato di legno, un focolare, una caldaia a griglia mobile ad acqua, un sistema di rimozione delle ceneri, una linea fumi, un sistema di monitoraggio in continuo delle emissioni inquinanti.

Il sistema di rimozione delle ceneri, linea fumi, sistema di abbattimento e di monitoraggio delle emissioni sono parti comuni del primo e del secondo generatore di calore.

Il fulcro della centrale di cogenerazione è il primo generatore di calore: la caldaia alimentata a cippato di legno riscalda l'olio diatermico destinato ad alimentare il ciclo termodinamico dove un turbogeneratore ORC permette di convertire in energia elettrica parte del calore trasmesso dall'olio diatermico ad una temperatura di circa 300°C.

L'energia termica che non può essere convertita in energia elettrica viene utilizzata per riscaldare l'acqua di teleriscaldamento.

Il secondo generatore di calore ha invece la sola funzione di produrre energia termica da trasferire alla rete di teleriscaldamento.

In centrale sono presenti altri sistemi ausiliari di generazione di calore che verranno presentati nel corso del capitolo.

#### 4.1.1. Il sistema di caricamento del cippato

In prossimità della centrale termica è stato realizzato un deposito coperto per immagazzinare il cippato che non viene immediatamente bruciato. Il deposito è stato pensato per avere due zone distinte: la prima, di superficie maggiore, è dedicata al deposito vero e proprio, mentre la zona a ridosso della centrale è occupata da due silos di caricamento delle caldaie. Le dimensioni dei due silos sono state calcolate per garantire un'autonomia minima di 36 ore ad un regime costante dell'80% della potenza nominale dei due generatori.

L'alimentazione del cippato avviene tramite un robusto dispositivo meccanico concepito in modo tale che la biomassa distribuita nel silo venga movimentata da aste di spinta scorrevoli, corredate di cunei di estrazione.

L'asta di spinta, a sua volta, viene azionata da un pistone idraulico che provoca il movimento alternato avanti-indietro. In questo modo la biomassa viene spinta nel canale di carico della caldaia, che è posto ad un livello più basso rispetto al piano del silo.

Dopo che il canale di carico è stato riempito di cippato, uno spintore oleodinamico provvede a riempire la tramoggia di carico della caldaia. Il sistema utilizzato risulta estremamente efficiente ed in grado di evitare eventuali problematiche legate alla pezzatura irregolare del materiale.

Il canale di alimentazione è dotato di un sistema di sensori ottici in grado di verificare istantaneamente il livello di cippato presente nel canale stesso.

La capacità di carico viene determinata dal carico termico momentaneo del generatore di calore.



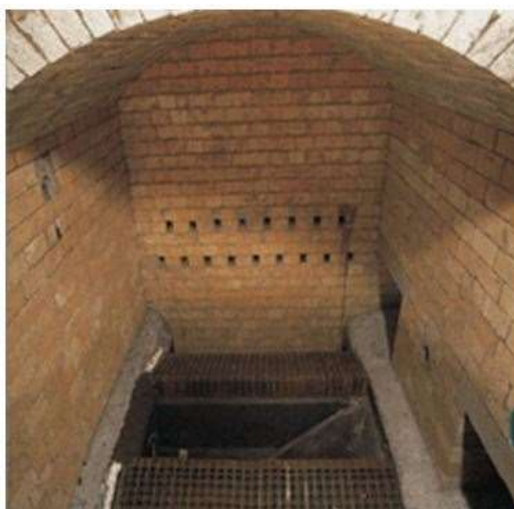
*Figura 48 Sistema di sensori ottici di rilevazione del livello di cippato*

#### 4.1.2. Le camere di combustione

Le camere di combustione dei due generatori sono costruttivamente uguali e si differenziano solamente per le dimensioni; entrambi i focolari sono dotati di griglia mobile e di sistema di ventilazione primaria e secondaria.

Il cippato è inviato alla zona iniziale della camera di combustione grazie ad uno spintore che spinge la biomassa dalla tramoggia. Le pareti del focolare sono realizzati con materiali refrattari, mentre il fondo è costituito da una griglia mobile che, grazie ad un movimento alternato, permette l'avanzamento del cippato fino alla sua completa combustione.

Il movimento della griglia è regolato in velocità in base alla richiesta termica della caldaia.



*Figura 49 Camera di combustione tipo di una caldaia a biomassa*

La griglia mobile consente di ottenere un processo di combustione ottimale. Questa tecnologia è in grado di bruciare anche materiali in condizioni non propriamente ideali, per esempio in presenza di biomassa molto umida (contenuto di acqua superiore al 40%) o che presentano molte impurità.

La griglia è sostanzialmente un insieme di elementi metallici sovrapposti, bloccati tramite una barra e appoggiati sopra i carrelli fissi di movimento alternato.

L'aria in ingresso in camera di combustione è di due tipi: primaria e secondaria. L'aria primaria viene calibrata in modo tale da raggiungere in modo specifico le zone di combustione, mentre, l'aria secondaria viene immessa nel focolare con opportune aperture create sul materiale refrattario di rivestimento del focolare.

Al termine della griglia mobile si trova la buca di raccolta delle ceneri.

#### 4.1.3. I generatori di calore

Di seguito vengono presentati i sistemi di generazione del calore per la generazione di acqua calda in centrale che andrà a servire la rete di teleriscaldamento. Nella prima parte trovano spazio i generatori principali di centrale per poi fare cenno ai sistemi ausiliari attualmente utilizzati.

##### Caldaia a cippato per la produzione di acqua calda

La caldaia ad acqua calda a tubi di fumo ha una potenza complessiva di 3.500 kW; fanno parte del sistema un economizzatore e un preriscaldatore dell'aria comburente. Il primo è un economizzatore dell'acqua che ha la funzione di riscaldare l'acqua di ritorno dalla rete di

teleriscaldamento e che è in grado di fornire una potenza di 300 kW. Il preriscaldatore dell'aria comburente, di 245 kW di potenza, ha la funzione di preriscaldare l'aria che viene inviata alla camera di combustione.

Questa caldaia è stata pensata per entrare in funzione in alcuni periodi dell'anno, quando il fabbisogno termico non potrà più essere soddisfatto dal solo condensatore del gruppo ORC.

Potenza nominale caldaia	3.500 kW
Superficie griglia	7,4 m <sup>2</sup>
Intervallo di potenza regolabile	30-100%
Rendimento	85,6 %
Quantità di combustibile	1.725 kg/h
Coefficiente di eccesso d'aria $\lambda$	1,45
Ossigeno residuo al carico nominale	6,45%
Tenore di CO <sub>2</sub> nel gas di scarico al carico nominale	13,86 %

La potenza nominale della caldaia, il rendimento e la quantità di combustibile sono riferiti ad un tenore idrico del combustibile del 50%

*Tabella 1 Prestazioni della caldaia a cippato per la produzione di acqua calda*

### Caldaia a cippato per la produzione di olio diatermico

Il sistema è costituito da un generatore a tubi d'olio della potenza di 5.500 kW che riscalda l'olio diatermico fino ad una temperatura prossima ai 300°C.

Il gruppo olio diatermico è completato da un economizzatore a tre stadi così concepito in fase di progetto:

- 1° stadio – ECO olio diatermico: in questo stadio si eleva la temperatura dell'olio diatermico dai 244°C d'entrata ai 252°C di uscita. Ha una potenza di 686 kW e abbassa la temperatura dei fumi da 370 a 285°C.
- 2° stadio – ECO olio diatermico: l'economizzatore riscalda l'olio diatermico portandolo da una temperatura di 124°C fino a 240°C. Ha una potenza di 596 kW e abbassa la temperatura dei fumi da 285°C a 210°C.
- 3° stadio – ECO acqua: ha la funzione di riscaldare l'acqua di ritorno dalla rete di teleriscaldamento. Ha una potenza termica di 497 kW e abbassa la temperatura dei gas combusti da 210°C a 140°C.

Potenza nominale caldaia	6.800 kW
Superficie griglia	12,8 m <sup>2</sup>
Intervallo di potenza regolabile	30-100%
Rendimento	84,6 %
Quantità di combustibile	3.400 kg/h
Coefficiente di eccesso d'aria $\lambda$	1,45
Ossigeno residuo al carico nominale	6,45%
Tenore di CO <sub>2</sub> nel gas di scarico al carico nominale	13,86 %

La potenza nominale della caldaia, il rendimento e la quantità di combustibile sono riferiti ad un tenore idrico del combustibile del 50%

*Tabella 2 Prestazioni della caldaia a cippato per la produzione di olio diatermico*

<b>Caldia a recupero di calore: 5,5 MW</b>		
Potenza nominale caldaia	5.550 kW	
Differenza di temperatura in caso di potenza nominale	52 K	
Portata in volume gas combusto senza recircolaz.	18.803 Nm <sup>3</sup> /h	
Temperatura d'ingresso gas combusto	1030 °C	
Perdita di pressione lato gas combusto	1500 Pa	
Temperatura d'uscita gas combusto	370°C	
Rendimento caldaia ca.	85%	
Quantità di circolazione termovettore	159 m <sup>3</sup> /h	
Temperatura percorsa	315 °C	
Temperatura d'esercizio max. ammessa	320°C	
Pressione d'esercizio max. ammessa	13 bar	
Perdita di pressione lato olio termico ca.	3,32 bar	
Dimensioni (H x D)	8.479x3.682 mm	
Diametro nominale collegamenti	150 DN	
Collegamento lato gas combusto	1.602x802 mm	
Contenuto ca.	7.980 litri	
Peso (vuoto) / Peso d'esercizio ca.	24/32 t	
<b>Eco 1 olio termico: 2x343 kW (Potenza termica max: 686 kW)</b>		
	Attraverso i tubi	Attorno ai tubi
Mezzo	Diphyl THT	Gas combusto
Ingresso temperatura ca.	244°C	370 °C
Uscita temperatura ca.	252°C	285 °C
Portata in volume ca.	159 m <sup>3</sup> /h	18.803 Nm <sup>3</sup> /h
Perdita di pressione ca.	20 mbar	401 Pa
Sovrapressione d'esercizio max. ammessa	13 bar	100 mbar
Contenuto ca.	1111 litri	
Peso (vuoto)	2500 kg	
<b>Eco 2 olio termico: 2x298 kW (Potenza termica max: 596 kW)</b>		
	Attraverso i tubi	Attorno ai tubi
Mezzo	Diphyl THT	Gas combusto
Ingresso temperatura ca.	124°C	285 °C
Uscita temperatura ca.	240 °C	210 °C
Portata in volume ca.	16 m <sup>3</sup> /h	18.803 Nm <sup>3</sup> /h
Perdita di pressione ca.	60 mbar	339 Pa
Sovrapressione d'esercizio max. ammessa	13 bar	100 mbar
Contenuto ca.	1088 litri	
Peso (vuoto)	2200 kg	
<b>Eco 3 acqua: 497 kW (Potenza termica max: 497 kW)</b>		
	Attraverso i tubi	Attorno ai tubi
Mezzo	Acqua	Gas combusto
Ingresso temperatura	80°C	210°C
Uscita temperatura	90°C	140°C
Posa portata in volume	45 m <sup>3</sup> /h	18.803 m <sup>3</sup> /h
Pressione d'esercizio max. ammessa	10 bar	100 mbar
Contenuto ca.	559 litri	
Peso (vuoto)	2500 kg	

Diphyl THT= terpenile parzialmente idrato

Tabella 3 Caratteristiche di potenza della caldaia a cippato per la produzione di olio diatermico

### Caldaia olio di colza

La caldaia ad olio di colza è il terzo grande generatore della centrale con una potenza utile di 5.830 kW. Come la caldaia ad acqua, è stata installata per entrare in funzione in caso di aumento della richiesta di energia termica, soprattutto in vista dell'idea di estensione della rete di teleriscaldamento.

### Il turbogeneratore ORC

Il turbogeneratore ORC (Organic Rankine Cycle) è un sistema che permette la produzione contemporanea di energia elettrica e calore sottoforma di acqua calda a 80-90°C. Il turbogeneratore viene accoppiato ad una caldaia (in questo caso alimentata a biomassa), la quale riscalda l'olio diatermico. L'olio diatermico, che alimenta il turbogeneratore, raggiunge temperature prossime ai 300°C e riscalda tramite uno scambiatore di calore il vero e proprio fluido di processo, ovvero un olio siliconico non tossico. Quest'ultimo va ad azionare una turbina che esegue un ciclo Rankine a circuito chiuso.

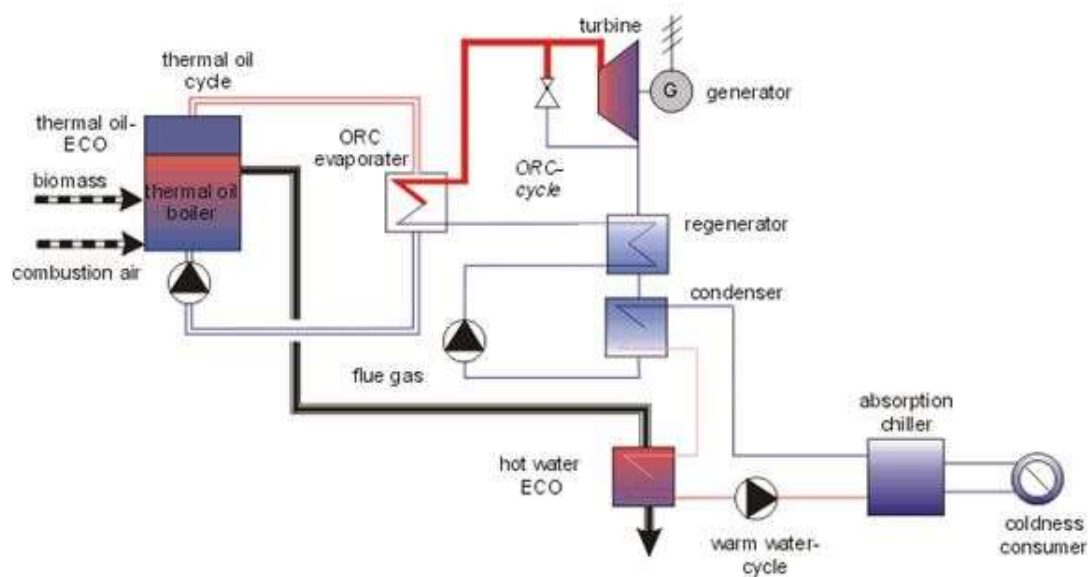


Figura 50 Schema generale di un impianto ORC

A seguire il ciclo termodinamico e il relativo schema termico semplificato dei componenti.

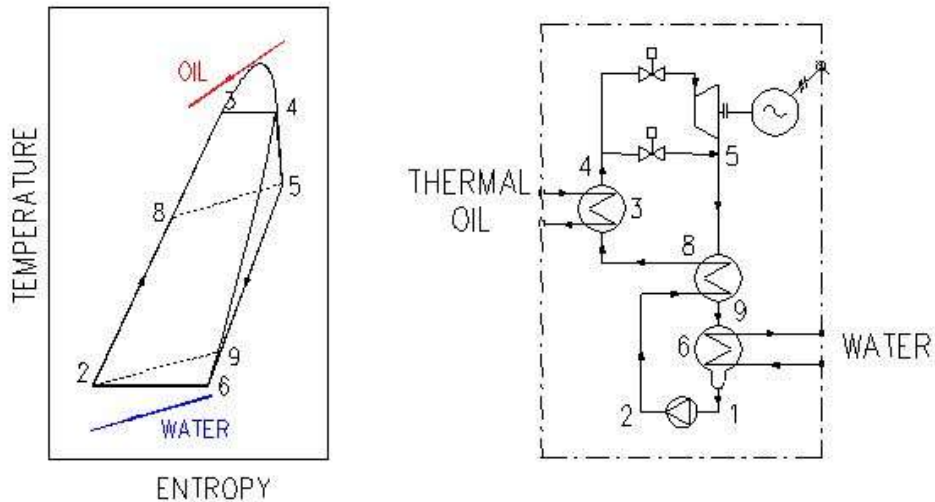


Figura 51 Ciclo termodinamico e schema termico semplificato gruppo ORC

Il turbogeneratore sfrutta l'alta temperatura dell'olio diatermico per preriscaldare (dal punto 8 al punto 3 del ciclo in figura) e vaporizzare (da 3 a 4) un opportuno fluido di lavoro nell'evaporatore. Il vapore del fluido organico così generato raggiunge la turbina espandendo (da 4 a 5). Alla turbina è accoppiata un generatore elettrico.

Il vapore scaricato dalla turbina scorre un rigeneratore (da 5 a 9) dove riscalda il fluido organico (da 2 a 8) per poi condensare nel condensatore, raffreddato dal passaggio dell'acqua del circuito di raffreddamento (da 9 a 1).

Il fluido organico ormai "freddo" è pompato (da 1 a 2) al rigeneratore e di seguito all'evaporatore, completando così la sequenza di operazioni nel circuito chiuso.

Durante il normale funzionamento, se la pressione nell'evaporatore diminuisce a causa della diminuzione della potenza termica disponibile, la potenza elettrica prodotta si riduce di conseguenza automaticamente.

Parallelamente la potenza elettrica prodotta varia in funzione della temperatura di ritorno o della portata d'acqua. Il turbogeneratore può essere utilizzato a carico parziale in caso di diminuzione della potenza termica messa a disposizione dalla caldaia.

L'efficienza del turbogeneratore è molto elevata, poiché la macchina ha, nelle condizioni ideali di funzionamento, un rendimento elettrico netto pari a circa il 18% e termico del 79-80%, con perdite termiche ed elettriche intorno al 2-3%. Il sistema è sicuro poiché il fluido di lavoro è impiegato in un circuito chiuso e non è necessario sostituirlo durante il periodo di vita del turbogeneratore, stimato in circa 20 anni.

La produzione combinata di energia termica ed elettrica con questa tecnologia comporta i seguenti principali vantaggi:

- assenza di produzione di vapore acqueo nel ciclo, evitando quindi circuiti in pressione e tutte le relative complicanze di natura tecnico-tecnologica;
- utilizzo di turbine ad elevata efficienza e basso numero di giri, con conseguente bassa manutenzione;
- massima valorizzazione della biomassa;
- olio di processo non tossico, non dannoso all'ozono e non esplosivo;
- impianti silenziosi (circa 75 dB a 1 m);
- ampia possibilità di modulazione della produzione di energia elettrica, senza penalizzazioni eccessive dei rendimenti.

Il condensatore del gruppo ORC fornisce l'energia necessaria di base; qualora il fabbisogno di energia termica dovesse essere maggiore, vengono attivate le altre caldaie e sistemi di integrazione previsti. Si parla di una potenza utile di progetto pari a 5.200 kW.

Il gruppo ORC è ottimizzato per lavorare con temperature di ingresso ed uscita dell'acqua dal condensatore, rispettivamente di 60 ed 80°C. Durante l'anno è difficile mantenere costanti queste temperature per via della variazione della richiesta termica durante la giornata e per le diverse stagioni dell'anno. Questo ovviamente comporterà un leggero scadimento del rendimento del gruppo ORC.

Nella stagione estiva il fabbisogno di potenza termica delle utenze è decisamente minore, infatti viene richiesto calore solo per la produzione di acqua calda sanitaria. In questo periodo dell'anno la potenza richiesta dalla rete è molto inferiore rispetto alla potenza estratta dal condensatore del gruppo ORC. Una frazione dell'acqua uscente dal condensatore stesso verrà quindi fatta circolare attraverso una batteria di raffreddatori di liquido, al fine di smaltire la potenza in eccesso.

E' logico pensare che la richiesta di energia termica dalla rete subisca dei cali non solo a livello stagionale ma anche giornalmente. Infatti, anche durante le ore notturne dei mesi invernali si possono avere dei cali di potenza termica richiesta. A tal proposito, il posizionamento dei refrigeratori all'aperto impone l'additivazione con glicole del fluido che li attraversa e la separazione del circuito da quello del condensatore a mezzo di uno scambiatore di calore.

### Scambiatore olio diatermico-acqua

Lo scambiatore olio diatermico-acqua, di potenza pari a 6.550 kW, è un ulteriore scambiatore che viene impiegato quando il gruppo ORC è fuori servizio, per esempio in caso di manutenzione, o quando funziona a carichi parziali. In questo caso l'olio diatermico invece di alimentare il gruppo ORC va a servire direttamente lo scambiatore in questione che cederà il calore all'acqua dell'anello di centrale.

### Economizzatore caldaia olio diatermico

L'economizzatore in questione è lo stesso già trattato durante la descrizione della caldaia a cippato per la produzione di olio diatermico. Nel progetto originario è pensato per recuperare la parte rimanente di energia termica dei fumi di combustione della caldaia a biomassa. Se inserito nell'anello dell'acqua della centrale dà il suo supporto a coprire il fabbisogno termico di base. Si tratta di un economizzatore della potenza di 497 kW.

## 4.2. Sistema di pompaggio

Il sistema di pompaggio dell'acqua prodotta in centrale è composto da due pompe centrifughe a velocità variabile poste in parallelo, una delle quali di scorta. La velocità di rotazione viene regolata al fine di mantenere la pressione differenziale a monte delle utenze più sfavorite al di sopra di un valore minimo, indispensabile per una corretta regolazione delle sottocentrali.

Di seguito le principali caratteristiche della pompa di rete.

<b>Liquido</b>		<b>Tecnico</b>	
Liquido pompato:	Acqua	Velocità per dati pompa:	2980 rpm
Gamma temperatura del liquido:	0 ... 120°C	Portata:	289 m <sup>3</sup> /h
Temp. liquido:	20 °C	Prevalenza:	143,7 m
Densità:	998,2 kg/m <sup>3</sup>	Diametro effettivo girante:	328 mm
		Girante nom:	315 mm
<b>Dati elettrici</b>		<b>Installazione</b>	
Motore:	Asincrono raffr. ad aria	Max temperatura ambiente:	40°C
Nr poli:	2	Max pressione di funzionamento:	16 bar
Potenza – P2:	160 kW	Aspirazione pompa:	DN 100
Frequenza di rete:	50 kW	Mandata pompa:	DN 80
Voltaggio:	3 x 380-415D/660-690Y V	Pressione d'esercizio:	PN 16
<b>Materiali</b>			
Corpo pompa:	Ghisa		
Girante:	Ghisa		

*Tabella 4 Caratteristiche pompa di rete*

Per quanto concerne i generatori, questi hanno un gruppo di circolazione proprio; le pompe impiegate sono perlopiù a velocità variabile per consentire di poter variare la portata in maniera proporzionale alla potenza termica immessa.

### 4.3. Raffreddatori di liquido

I raffreddatori di liquido hanno la funzione di garantire il funzionamento del turbogeneratore a pieno carico anche con richiesta di potenza termica dalla rete inferiore. Tuttavia svolgono anche una funzione di sicurezza dell'impianto; vengono impiegati in caso di emergenza quale può essere, per esempio, il distacco dalla rete elettrica della centrale e conseguente attivazione del gruppo elettrogeno. Sono presenti due raffreddatori con potenza utile di 2.700 kW. Il circuito dei raffreddatori di liquido è separato da quello della rete a mezzo di uno scambiatore di calore.

### 4.4. Impianto di trattamento acqua

L'acqua immessa nella rete di teleriscaldamento viene trattata da un impianto di addolcimento opportunamente dimensionato, per consentire tempi di riempimento non troppo elevati e la possibilità di integrazioni in esercizio qualora ci fossero perdite lungo la rete.

L'addolcitore è un sistema automatizzato, basato sull'impiego di resine cationiche forti rigenerate con cloruro di sodio. E' formato da due colonne di 115 litri di resina caduna; tale valore è in grado di garantire la portata di acqua addolcita a 4°F, a partire dall'acqua prelevata dalla rete idrica, che ha una durezza di poco inferiore ai 20°F.

L'impianto di trattamento acqua è provvisto di due dispositivi per l'additivazione con condizionanti composto da un contatore ad impulsi e da una pompa dosatrice.

### 4.5. Sistemi di abbattimento delle emissioni inquinanti della centrale

Nell'impianto di cogenerazione e teleriscaldamento oggetto di studio sono previsti, di progetto, tre sistemi di abbattimento a catena delle emissioni:

- un multiciclone indipendente installato in ogni caldaia;
- un precipitatore elettrostatico a secco, in comune alle due caldaie ad olio diatermico e ad acqua calda;
- un condensatore in comune alle due caldaie.

Di seguito i principali parametri dei componenti della catena di trattamento fumi.

Contenuto di umidità relativa del cippato		40 - 60	%
Volume nominale fumi	caldaia ad acqua calda	11.500	Nm <sup>3</sup> /h
	Caldaia ad olio	22.900	Nm <sup>3</sup> /h
O <sub>2</sub> residuo a carico nominale	caldaia ad acqua calda	6,92	%
	Caldaia ad olio	6,92	%
Percentuale CO <sub>2</sub> nei fumi a carico nominale	caldaia ad acqua calda	13,4	%
	Caldaia ad olio	6,92	%
Elettrofiltro	Volume nominale dei fumi	34.500	Nm <sup>3</sup> /h
	Volume fumi massimo	62.300	m <sup>3</sup> /h
	Temperatura di esercizio	90-250	°C
	Umidità fumi	80-180	g/Kg
	Densità fumi	0,60	g/Kg
	Contenuto di polveri massimo a monte dell'elettrofiltro	2.000	mg/Nm <sup>3</sup>
	Contenuto di polveri garantito a valle dell'elettrofiltro	< 30	mg/Nm <sup>3</sup>
	Perdita di pressione	283	Pa
Condensatore	Volume fumi massimo	62.500	Nm <sup>3</sup> /h
	Volume aria massimo	185.000	Nm <sup>3</sup> /h
	Perdite di pressione massima dell'aria in ingresso	1.100	Pa
	Capacità massima di condensazione	2.750	kW
	Perdita di pressione fumi in uscita	665	Pa
	Volume di condensa	680	l/h
	Contenuto di polveri dopo la condensazione	< 20	mg/Nm <sup>3</sup>
	Temperatura fumi depurati	35 – 55	°C
	Temperatura minima di assenza di vapori con umidità relativa massima 80%	-10	°C
Valore limite di emissioni garantite <sup>2</sup>	CO	< 50	mg/Nm <sup>3</sup>
	NO <sub>x</sub> sotto forma di NO <sub>2</sub>	< 200	mg/Nm <sup>3</sup>
	C organico	< 10	mg/Nm <sup>3</sup>
	Polveri	< 10	mg/Nm <sup>3</sup>
	SO <sub>x</sub> sotto forma di SO <sub>2</sub>	< 100	mg/Nm <sup>3</sup>

Figura 52 Dati tecnici degli impianti trattamento fumi

### Il multiciclone

Il multiciclone è un sistema di pre-depurazione basato su più cicloni in parallelo, ogni caldaia dispone di un suo multiciclone.

La pre-depurazione è il processo in cui i fumi subiscono una prima fase di trattamento nel quale c'è un abbattimento parziale degli inquinanti; una lavorazione più accurata viene svolta dai sistemi di abbattimento più efficaci che seguono. La fase di pre-depurazione si rende necessaria per salvaguardare i dispositivi di depurazione seguenti in quanto, i fumi, in uscita dalla caldaia presentano una concentrazione di polveri molto alta che può danneggiare o intasare i dispositivi dell'elettrofiltro che segue.

Il multiciclone è un sistema semplice ed economicamente conveniente con alte efficienze di filtraggio. E' formato da più cicloni con un diametro compreso tra i 5 e i 20 cm, installati in parallelo, montati sulla stessa lastra di supporto e che pescano dalla medesima condotta. Oltre all'ingresso hanno in comune anche l'uscita: dall'interno di ogni dispositivo di diparte un tubo di scarico che convoglia in un'unica tubazione il flussi d'aria ripulito.

Il ciclone è un sistema di abbattimento di forma cilindrica in grado di raccogliere le particelle inquinanti sfruttando l'inerzia delle stesse. Il flusso di particelle entra dalla parte superiore in modo tangenziale per fargli assumere un moto a spirale direzionato verso il basso. La forza centrifuga fa fuoriuscire il particolato di dimensioni maggiori che, per inerzia, va a contatto con le pareti interne del ciclone. Alla base del ciclone è installata un'apposita tramoggia che raccoglie il particolato che scende per gravità dalle pareti.

Nella parte inferiore del ciclone il flusso d'aria inverte il senso del suo moto per via della differenza di pressione esistente fra l'apertura di entrata e quella di uscita, posta sulla sommità. All'uscita l'aria si presenta depurata del materiale più grossolano, tuttavia le particelle più piccole resistono al trattamento.

L'efficienza d'abbattimento delle polveri è compresa tra il 70 e il 90% e molto dipende dalle caratteristiche del cippato bruciato e dalla sua umidità. Il multiciclone della caldaia ad acqua calda è stato dimensionato per un volume nominale dei fumi di 11.500 Nm<sup>3</sup>/h mentre circa 23.000 Nm<sup>3</sup>/h per la caldaia ad olio.

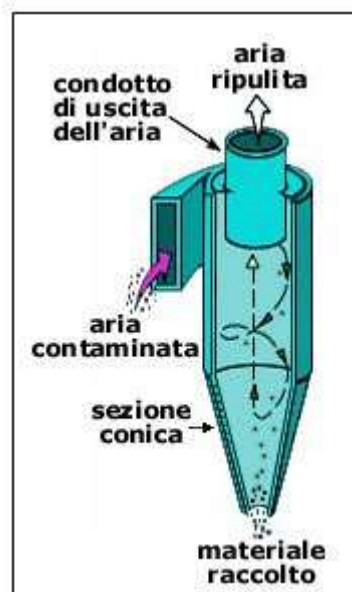


Figura 53 Schema di funzionamento di un ciclone

## Il precipitatore elettrostatico

Nella centrale in oggetto la precipitazione elettrostatica è il secondo sistema che segue il multiciclone. Il sistema è in grado di abbattere anche le particelle più fini sfuggite al precedente trattamento con un'efficienza superiore al 98%.

La struttura dell'elettrofiltro prevede una sorta di camera avente una sezione di grandi dimensioni in cui il flusso d'aria subisce una diminuzione di velocità; in questa zona sono altresì presenti una serie di griglie perforate per garantire un'appropriata distribuzione di flusso. Il flusso d'aria, superata questa zona iniziale, raggiunge la parte principale dell'elettrofiltro dove subisce il trattamento di depurazione.

L'elettrofiltro funziona nel seguente modo:

- Agli elettrodi di emissione viene applicata una alta tensione (in media da 20 a 60 kW) che provoca il cosiddetto effetto corona.
- L'impatto degli elettroni ad alta velocità con le molecole gassose produce degli ioni gassosi positivi e altre cariche negative.
- Gli ioni gassosi positivi aderiscono al poco particolato presente nei pressi dell'elettrodo per cui questo particolato viene caricato positivamente.
- Il particolato carico positivamente si deposita sugli elettrodi negativi di emissione ed è infine rimosso dai sistemi di pulizia automatica.

Di solito la rimozione delle particelle avviene attraverso un'azione meccanica di percussione o vibrazione; in rari casi si utilizza un detergente apposito. Esistono essenzialmente due tipi di percussori, quelli montati sulla sommità del filtro e quelli posizionati sulla fiancata.

L'impianto in questione è dotato di un elettrofiltro a secco con corona negativa, tuttavia sono presenti in commercio altre due tipologie: elettrofiltri ad umido con corona negativa ed elettrofiltri ad umido con corona positiva.

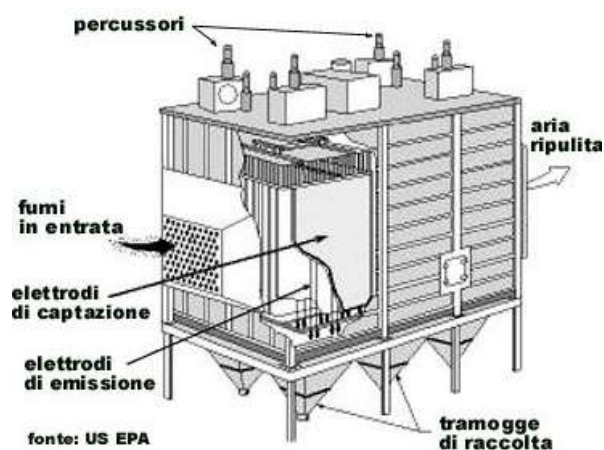


Figura 54 Rappresentazione grafica di un elettrofiltro a secco con corona negativa

Questo sistema permette di avere elevate rese di filtrazione su granulometrie anche molto ridotte, in abbinamento a perdite di carico contenute. Viceversa, si ha a che fare con elevati costi di installazione e manutenzione con ingombri non proprio contenuti.

### Condensatore

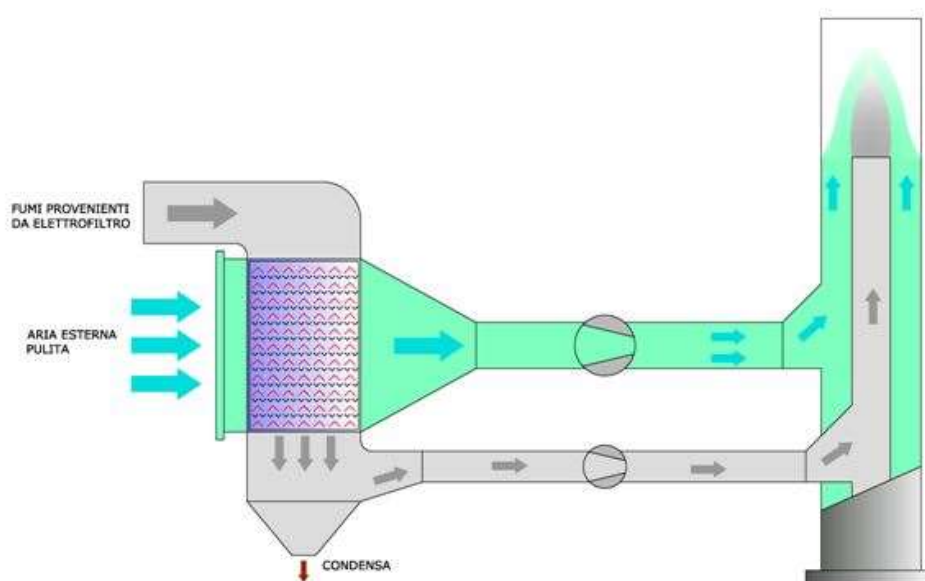
Il condensatore è il terzo componente presente lungo la linea trattamento fumi della centrale e segue l'elettrofiltro.

Il principio della condensazione è lo sfruttamento del calore sensibile e latente dei gas di scarico. I fumi uscenti dall'elettrofiltro vengono fatti condensare attraverso uno scambio termico con un fluido a temperatura inferiore (acqua o aria). La quota di sfruttamento del calore di condensazione dipende dalla differenza di temperatura tra i fumi ed il fluido di condensazione: più è grande e più è alta la quantità di energia termica recuperata.

Questo processo di condensazione in centrale ha una duplice funzione: recuperare il calore inutilizzato a monte e abbattere gran parte delle emissioni nocive. Infatti, nel processo di condensazione, i vapori inquinanti rimanenti vengono rimossi dal flusso d'aria contaminato cambiandone lo stato fisico da gassoso a liquido; una volta liquefatti, questi contaminanti vengono facilmente separati.

Per queste applicazioni esistono essenzialmente due tecnologie di condensazione: per contatto diretto e per contatto indiretto; nella prima la sostanza di raffreddamento interagisce direttamente con il flusso d'aria da depurare mentre si parla di condensazione per contatto indiretto quando è presente una barriera di separazione che impedisce la miscelazione.

Per quanto riguarda la procedura con cui viene eseguita la condensazione è possibile distinguere due casi: con aumento di pressione o con riduzione di temperatura. Il primo approccio ha costi operativi elevati e richiede frequente manutenzione ragion per cui il condensatore della centrale sfrutta la diminuzione di temperatura.



*Figura 55 Schema del condensatore e del camino della centrale*

Nella figura di sopra è schematizzato l'impianto di condensazione e la struttura del camino della centrale. Il sistema è stato pensato in modo tale che i fumi provenienti dall'elettrofiltro sono fatti incrociare con un flusso di aria fredda proveniente dall'esterno ma senza contatto diretto. L'incrocio delle due correnti porta come risultato l'aumento di temperatura dell'aria proveniente dall'esterno e una diminuzione di temperatura, con conseguente condensazione, da parte dei fumi.

Si noti come i due fluidi vengono miscelati tra loro solo nella canna fumaria che ha una particolare struttura a doppio tubo. Agendo in questo modo si riesce a deumidificare i gas di scarico eliminando la visibilità del pennacchio per temperature dell'aria esterna fino a  $-10^{\circ}\text{C}$ .

La condensa prodotta viene immagazzinata in una vasca è utilizzata per altri usi della centrale mentre la frazione residua del particolato che decanta viene estratto meccanicamente.

La temperatura di uscita dei fumi al camino è prevista in un range compreso tra i  $60$  e  $80^{\circ}\text{C}$ . Si prevede che in condizioni ideali, con funzionamento in regime massimo delle caldaie e combustibile con contenuto di acqua pari al  $50\%$ , il calore recuperabile nell'impianto di condensazione può arrivare fino a  $1.200\div 1.500$  kW che equivale circa al  $10\%$  del calore prodotto dalle due caldaie a cippato.

## 5. Analisi termica ed elettrica della centrale

In questo capitolo viene presentata l'analisi dello stato attuale della centrale. Nella prima parte viene descritta l'analisi termica della centrale per poi passare alla produzione elettrica del turbogeneratore e principali consumi elettrici. Tutti i dati elaborati sono i più recenti a disposizione e si riferiscono all'anno 2019.

### 5.1. Analisi termica

In questa prima sezione si analizza l'impiego di ogni singolo componente per la produzione di calore in centrale. Come già detto nei capitoli precedenti, ogni componente è inserito a servizio di un circuito d'acqua, definito per semplicità "anello di centrale", con il compito di fornire la sua potenza termica a disposizione per scaldare una determinata portata d'acqua. Nel caso del dissipatore il processo sarà ovviamente di raffreddamento, con una portata d'acqua che entra a temperatura più alta per uscire poi ad una temperatura inferiore.

I componenti principali impiegati nell'anno di riferimento sono:

- Condensatore gruppo ORC;
- Scambiatore raffreddamento griglia;
- Scambiatore olio diatermico – acqua;
- Caldaia a cippato per la produzione di acqua calda;
- Caldaia ad olio di colza.
- Dry cooler;

Si rimanda al capitolo sette per osservare il posizionamento dei componenti lungo l'anello principale dell'acqua calda di centrale.

Oltre ad analizzare il funzionamento dei componenti, verrà eseguita anche l'analisi della richiesta termica della rete durante l'anno.

Ci si soffermerà a valutare l'andamento delle temperature di mandata e ritorno, portata ed energia termica dei vari sistemi durante l'anno. I dati sono ottenuti da misurazioni inserite in un registro online dell'azienda di gestione della centrale e riferiti all'anno 2019. Non tutte le misurazioni sono state eseguite per cadenza oraria, a tal proposito i dati di portata e temperatura verranno illustrati come dati medi giornalieri mentre i dati di energia sono quelli effettivi di funzionamento.

### 5.1.1. Analisi della rete

L'acqua calda prodotta in centrale viene fatta uscire dalla centrale di produzione mediante una sistema di pompaggio basato su due pompe di circolazione di rete poste in parallelo e dotate di inverter.

Di seguito l'analisi della rete relativa all'anno 2019.

#### Energia termica richiesta

Il misuratore fornisce valori progressivi dell'energia termica non sempre con cadenza oraria. Da una semplice rielaborazione si sono ottenuti valori giornalieri dati dalla somma dell'energia termica oraria del giorno in oggetto richiesta dalla rete.

Di seguito i valori totali mensili e l'andamento giornaliero in forma grafica.

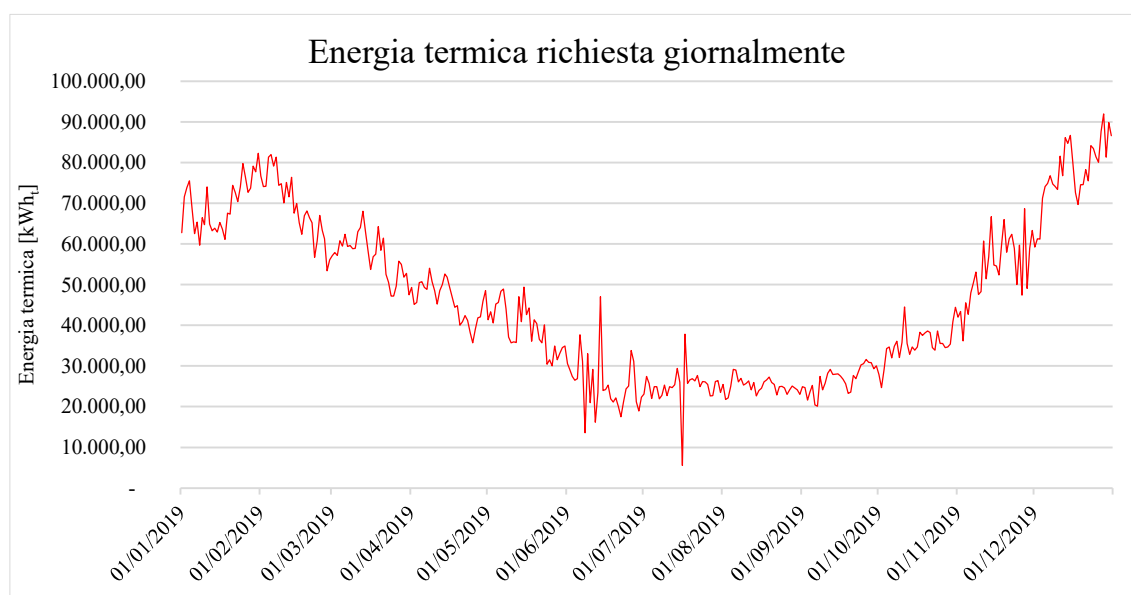


Figura 56 Andamento dell'energia termica giornaliera richiesta dalla rete

Mese	Energia termica mensile [kWh <sub>d</sub> ]
Gennaio	2.158.400,00
Febbraio	1.941.400,00
Marzo	1.770.100,00
Aprile	1.381.700,00
Maggio	1.217.200,00
Giugno	766.900,00
Luglio	771.800,00
Agosto	776.900,00
Settembre	802.700,00
Ottobre	1.096.300,00
Novembre	1.618.100,00
Dicembre	2.408.600,00
<b>Totale</b>	<b>16.710.100,00</b>

Tabella 5 Energia termica rete mensile

Dai dati riportati e dal grafico poco fa esposto è possibile notare l'importante variazione dell'energia termica richiesta dalla rete durante i diversi periodi dell'anno. I mesi estivi presentano una richiesta termica inferiore e questo è perfettamente in linea con la stagionalità del periodo e dall'andamento della temperatura esterna. Tuttavia, nei mesi estivi, si registra un valore minimo mensile di 766.990 kWh<sub>t</sub> del mese di Luglio. L'energia termica richiesta dalla rete nei mesi estivi è quella necessaria alla produzione di acqua calda sanitaria delle utenze allacciate alla rete di teleriscaldamento, mentre, nei mesi invernali, si notano valori elevati per via della duplice richiesta di produzione di acqua calda sanitaria e acqua calda per servire i terminali dedicati al riscaldamento degli ambienti.

2.408.600 kWh<sub>t</sub> è il valore massimo di richiesta dell'anno del mese di Dicembre. L'energia termica totale annua ammonta a 16.710.100 kWh<sub>t</sub>.

#### Temperatura di mandata e ritorno dalla rete

Come detto in precedenza, per quanto concerne i dati di temperatura, non si hanno a disposizione valori tutti con cadenza oraria precisa. Si sono riscontrati infatti degli intervalli vuoti di misurazione o con ampiezza diversi dai sessanta minuti; per tale motivo vengono illustrati i dati medi giornalieri di temperatura.

Con T<sub>m</sub> si indica la temperatura di mandata dalla centrale verso la rete mentre con T<sub>r</sub> si intende la temperatura di ritorno dell'acqua in centrale.

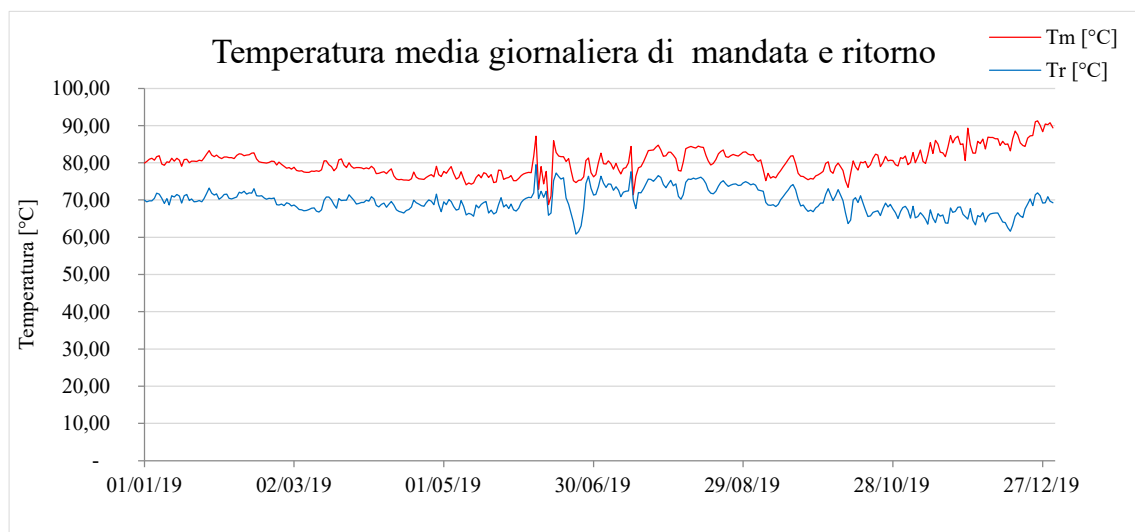


Figura 57 Andamento della temperatura media giornaliera di mandata e ritorno dalla rete

Dal grafico sopra riportato è possibile notare come la temperatura media di mandata e ritorno della rete oscillano rispettivamente agli 80 e 70°C mantenendo quindi un  $\Delta T$  prossimo ai

10°C. Dal mese di ottobre in poi si può notare un aumento importante del  $\Delta T$  tra mandata e ritorno e quindi un aumento della temperatura di mandata e una diminuzione di quella di ritorno sotto i 70°C. In alcuni giorni di giugno si nota che le due temperature a tratti si sovrappongono; questo in apparenza perché in questo mese c'è stato un periodo di sette giorni in cui la centrale non ha soddisfatto a pieno la richiesta di energia termica dalla rete per via di manutenzione tecnica prevista in centrale.

### Portata

Come già fatto per la temperatura di mandata e ritorno della rete, di seguito viene riportato l'andamento annuale della portata uscente dalla centrale verso la rete di teleriscaldamento.



*Figura 58 Andamento della portata media giornaliera di rete*

Dal grafico sopra riportato è possibile notare la sostanziale differenza tra portata inviata nei primi mesi invernali dell'anno e quelli finali. Sebbene si ha a che fare con la stessa stagione climatica, quindi temperature esterne molto simili durante la giornata, la portata per esempio nei mesi di novembre e dicembre è molto inferiore rispetto a gennaio e febbraio di inizio anno. Ad inizio anno si registrano portate che oscillano attorno ai 250 m<sup>3</sup>/h mentre nei mesi di novembre e dicembre non supera mai i 170 m<sup>3</sup>/h. Questa netta riduzione di portata non è conseguenza di una richiesta termica inferiore nei mesi finali dell'anno ma bensì frutto di ottimizzazioni fatte sul settaggio degli scambiatori presso gli utenti e chiusura di vecchi bypass presenti in rete. Infatti, se si confrontano gli andamenti di temperature di mandata e ritorno della rete con la portata è possibile notare come nei mesi finali dell'anno si ha un significativo aumento del  $\Delta T$  e una diminuzione della portata.

Di seguito il confronto tra i parametri di temperatura e portata.

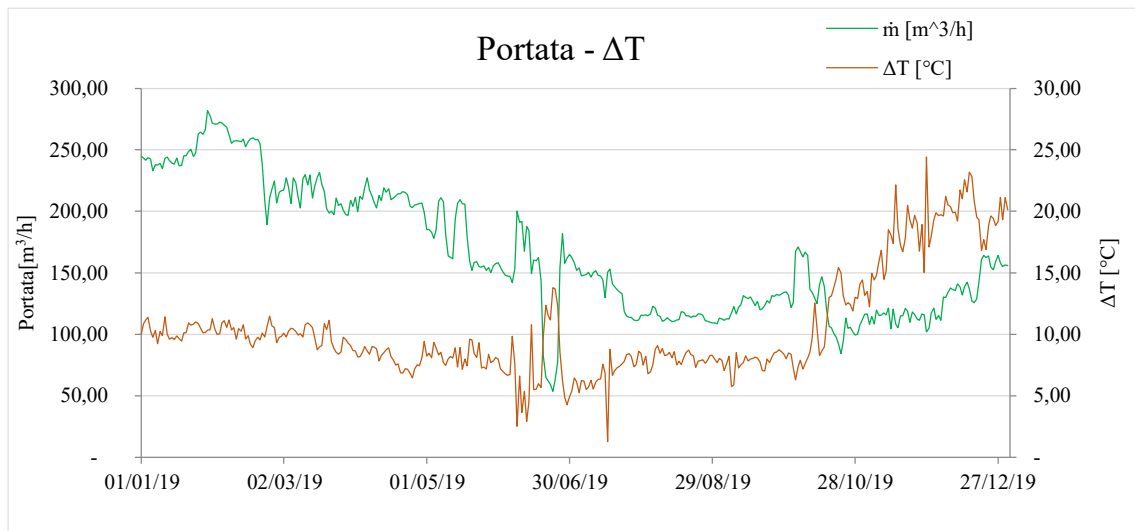


Figura 59 Confronto portata e  $\Delta T$  di rete

Si noti come nell'ultimo periodo del 2019, il  $\Delta T$  tra mandata e ritorno aumenta in modo significativo passando dai 10°C di media a valori prossimi ai 20°C a Novembre e Dicembre. Avendo a disposizione un maggiore  $\Delta T$ , la portata si riduce di molto.

### 5.1.2. Analisi condensatore gruppo ORC

Il condensatore del gruppo ORC è l'elemento principale che lavora per fornire parte del calore necessario per scaldare l'acqua in centrale.

#### Energia termica

Anche in questo caso il misuratore fornisce valori progressivi dell'energia termica prodotta dal condensatore gruppo ORC non sempre con cadenza oraria. Da una semplice rielaborazione si sono ottenuti valori giornalieri dati dalla somma dell'energia termica oraria prodotta. Di seguito i valori mensili della produzione termica e l'andamento giornaliero graficato.

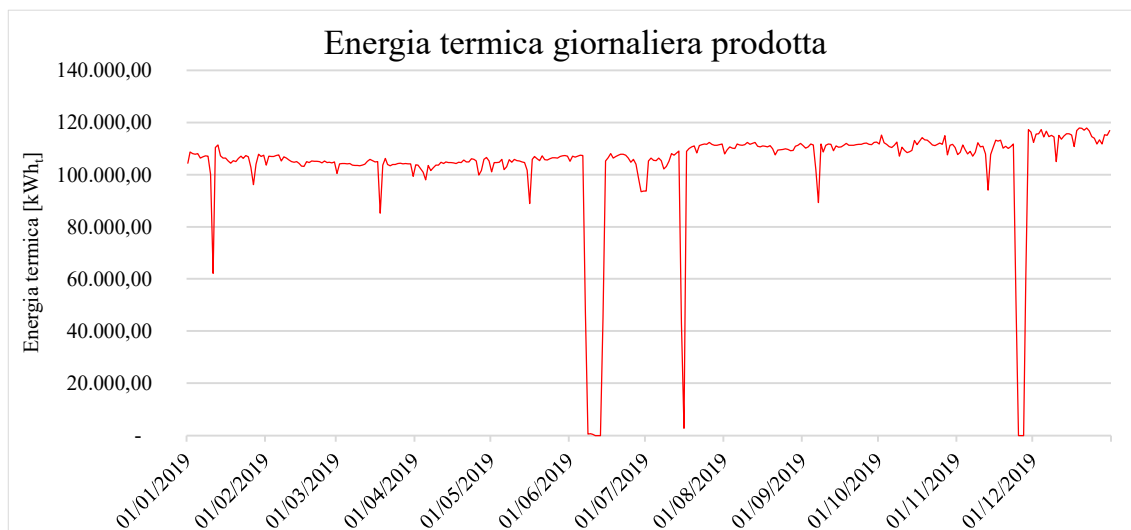


Figura 60 Andamento dell'energia termica giornaliera prodotta dal condensatore gruppo ORC

Mese	Energia termica mensile [kWh <sub>t</sub> ]
Gennaio	3.247.300,00
Febbraio	2.947.400,00
Marzo	3.203.800,00
Aprile	3.116.500,00
Maggio	3.249.700,00
Giugno	2.404.400,00
Luglio	3.181.500,00
Agosto	3.425.900,00
Settembre	3.306.400,00
Ottobre	3.453.200,00
Novembre	2.864.100,00
Dicembre	3.559.000,00
<b>Totale</b>	<b>37.959.200,00</b>

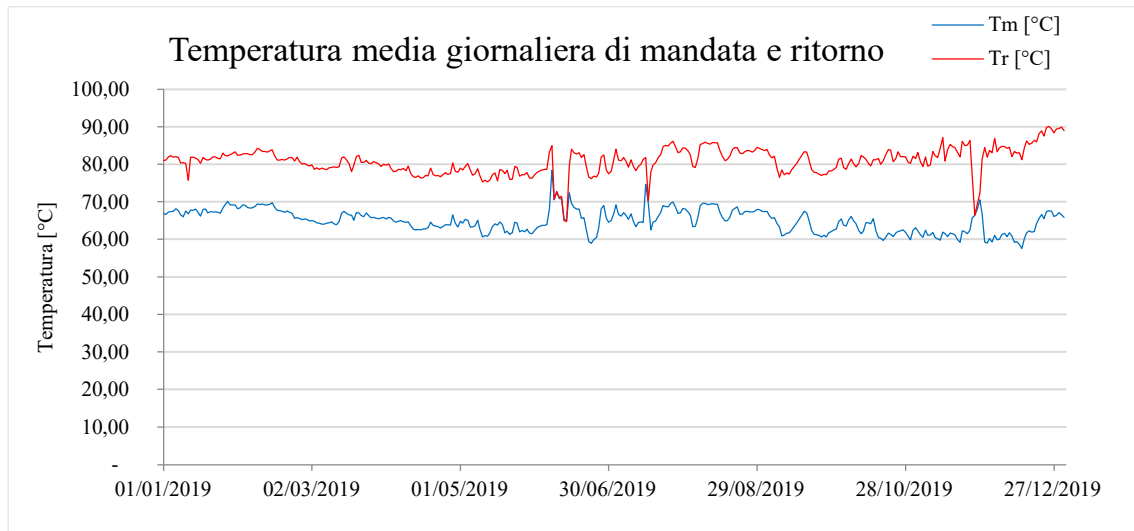
Tabella 6 Energia termica prodotta mensilmente dal condensatore gruppo ORC

Il condensatore del gruppo ORC fornisce una potenza termica media giornaliera di circa 4.400 kW corrispondente a circa 105.000 kWh<sub>t</sub> giornalieri. Andando a considerare l'energia termica mensile si nota che a Dicembre c'è stato il picco più alto superando i 3.500 MWh<sub>t</sub> mentre a Giugno non si superano i 2.500 MWh<sub>t</sub>. La produzione da parte del condensatore del gruppo ORC è abbastanza costante e non segue del tutto la variazione delle stagioni; infatti si noti che anche nei mesi estivi, dove la richiesta termica dalla rete si abbassa, il condensatore lavora comunque ad alto carico.

Il mese di giugno si discosta dagli altri valori in quanto c'è stata una settimana in cui è stato fermato l'impianto per manutenzione.

### Temperatura di mandata e ritorno al condensatore del gruppo ORC

Come già fatto per l'analisi della temperatura di mandata e ritorno della rete, anche per il condensatore si illustra l'andamento delle temperature medie giornaliere. Con temperatura di mandata si intende la temperatura di ingresso al condensatore mentre con temperatura di ritorno si intende la temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore una volta riscaldata.



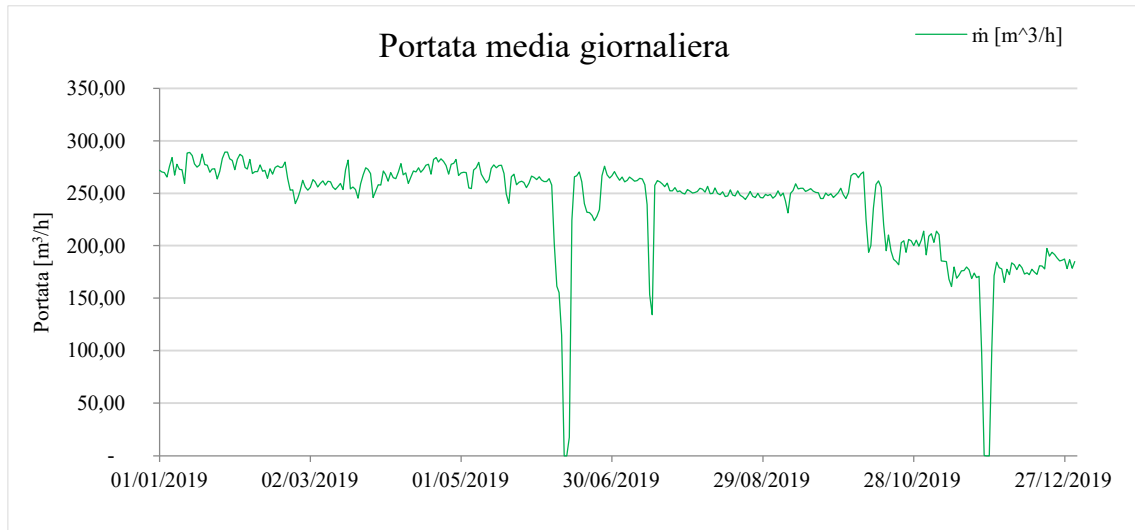
*Figura 61 Andamento della temperatura media giornaliera di mandata e ritorno al condensatore ORC*

Dall'andamento del grafico sopra riportato è possibile notare come la temperatura in ingresso al condensatore del gruppo ORC varia in un range di temperatura compreso tra i 60 e i 70°C per poi uscire a circa 80°C di media.

Si ricorda che il condensatore è ottimizzato per lavorare con temperature di ingresso ed uscita dell'acqua dal condensatore, rispettivamente di 60 ed 80°C.

## Portata

Come già fatto per la temperatura di mandata e ritorno della rete, di seguito viene riportato l'andamento annuale della portata riscaldata al condensatore del gruppo ORC.



*Figura 62 Andamento della portata media giornaliera al condensatore del gruppo ORC*

Si noti come la portata riscaldata dal condensatore si aggira in un range compreso tra i 250 e i 300 m<sup>3</sup>/h per il primo semestre dell'anno. A Giugno e a Novembre si registrano dei valori nulli di portata corrispondenti a periodi di non funzionamento del condensatore del gruppo ORC.

A partire dal secondo semestre del 2019 si nota una sensibile diminuzione della portata di oltre 50 m<sup>3</sup>/h che corrisponde perfettamente con l'aumento di  $\Delta T$  tra mandata e ritorno che si registra tra ottobre e dicembre dello stesso anno.

Con il grafico seguente si può apprezzare meglio la correlazione tra la portata e il salto di temperatura al condensatore.

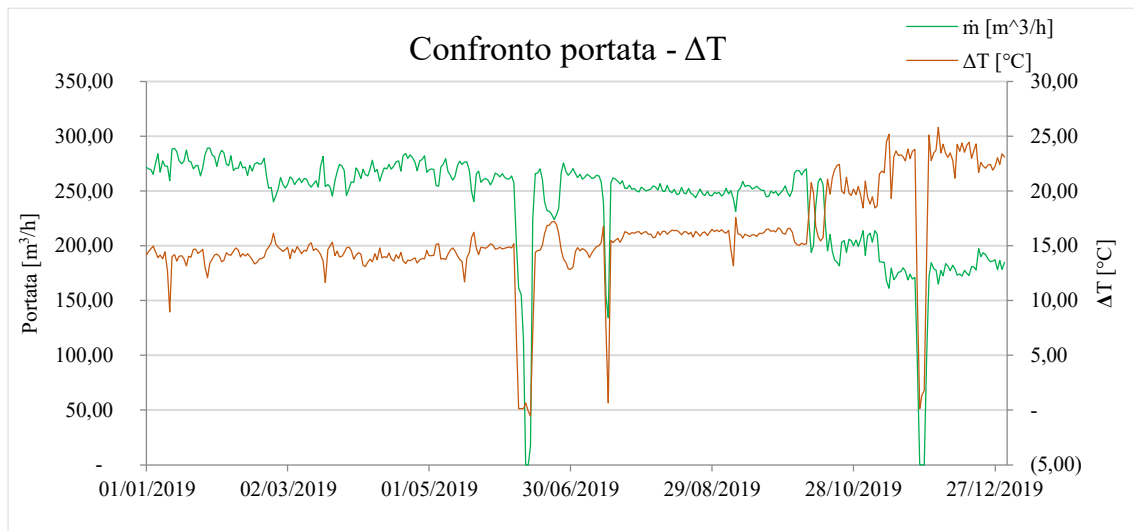


Figura 63 Confronto portata e  $\Delta T$  al condensatore gruppo ORC

### 5.1.3. Analisi scambiatore raffreddamento griglia

In corrispondenza della caldaia a cippato per la produzione di olio diatermico è presente uno scambiatore per il raffreddamento della griglia di 141 kW di potenza.

Il sistema griglia si raffredda di qualche grado cedendo calore all'acqua prelevata dall'anello di centrale. Questo recupero può essere considerato di tipo ausiliario in quanto non è in grado di soddisfare da solo la richiesta termica dalla rete, tuttavia è in grado di fornire un contributo importate per il riscaldamento dell'acqua in centrale.

#### Energia termica

Il misuratore fornisce valori progressivi dell'energia termica non sempre con cadenza oraria. Da una semplice rielaborazione si sono ottenuti valori giornalieri dati dalla somma dell'energia termica oraria prodotta del giorno in oggetto.

Di seguito i risultati mensili e l'andamento dell'energia termica media giornaliera prodotta dal componente.

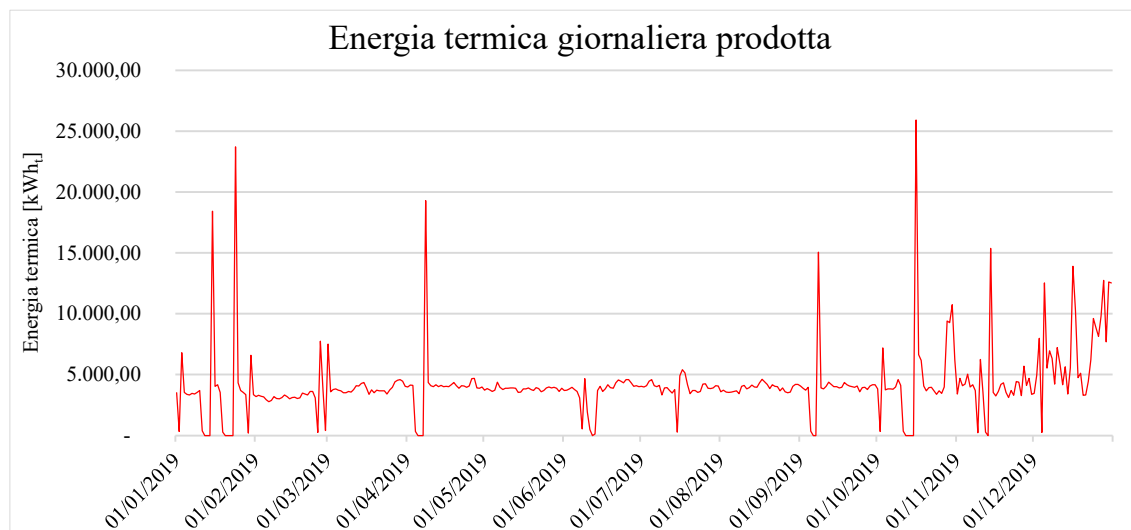


Figura 64 Andamento dell'energia termica giornaliera prodotta dallo scambiatore raffreddamento griglia

Mese	Energia termica mensile [kWh <sub>d</sub> ]
Gennaio	114.390,00
Febbraio	88.370,00
Marzo	123.060,00
Aprile	122.270,00
Maggio	118.300,00
Giugno	103.680,00
Luglio	121.430,00
Agosto	120.750,00
Settembre	119.350,00
Ottobre	147.560,00
Novembre	121.330,00
Dicembre	217.120,00
<b>Totale</b>	<b>1.517.610,00</b>

Tabella 7 Energia termica prodotta mensilmente dallo scambiatore raffreddamento griglia

La potenza termica media giornaliera recuperata con il raffreddamento della griglia si attesta attorno ai 170 kW con un'energia termica media giornaliera di 4.000 kWh<sub>t</sub> giornalieri.

Mensilmente si recuperano dai 100 ai 150 MWh termici eccezion fatta per il mese di dicembre dove si va oltre i 200 MWh<sub>t</sub>.

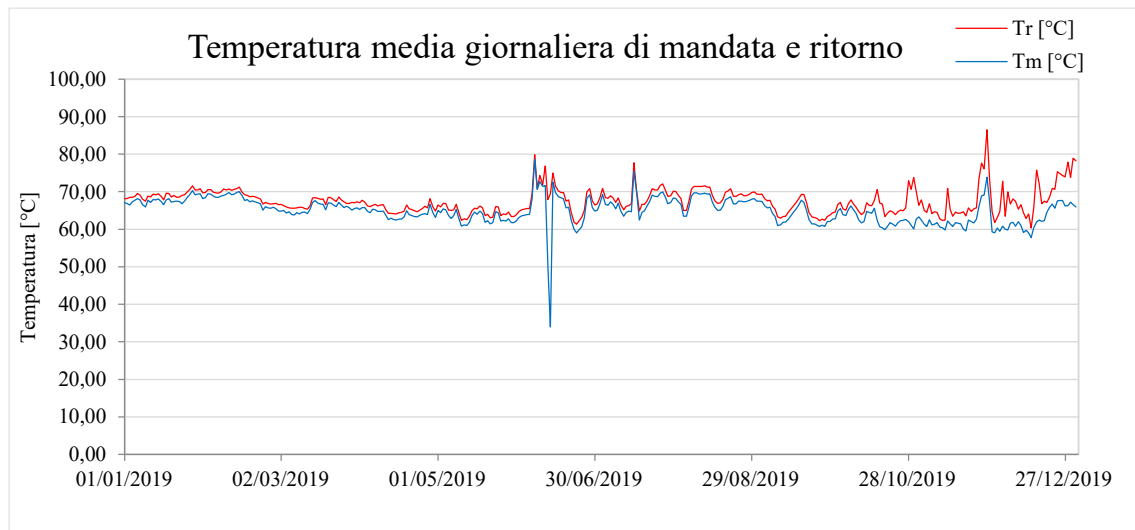
Sono presenti giorni in cui non si recupera nulla.

Lo scambiatore di raffreddamento della griglia di caldaia dà un contributo molto inferiore se confrontato con la produzione annua di energia termica del condensatore del gruppo ORC; per il primo si registrano 1.517,61 MWh termici annui, ovvero solo il 4% della produzione del secondo pari a 37.959,20 MWh<sub>t</sub>.

### Temperatura di mandata e ritorno allo scambiatore di raffreddamento griglia

Di seguito l'analisi della temperatura media giornaliera dell'acqua in mandata e ritorno allo scambiatore di raffreddamento griglia.

Anche in questo caso, per temperatura di mandata si intende la temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore mentre per temperatura di ritorno si intende la temperatura dell'acqua riscaldata in uscita.



*Figura 65 Andamento temperatura di mandata e ritorno allo scambiatore raffreddamento griglia*

E' possibile notare ancora una volta come il contributo dello scambiatore di raffreddamento griglia è molto contenuto, in quanto quest'ultimo è in grado di innalzare la temperatura dell'acqua circolante di appena 1-2 °C per gran parte dell'anno.

Si registra un aumento di  $\Delta T$  tra mandata e ritorno solo nel secondo semestre dell'anno, infatti nei mesi di ottobre, novembre e dicembre sono presenti  $\Delta T$  superiori ai 4°C con dei picchi in alcuni giorni.

## Portata media

Di seguito l'andamento della portata d'acqua media giornaliera circolante attraverso lo scambiatore raffreddamento griglia.

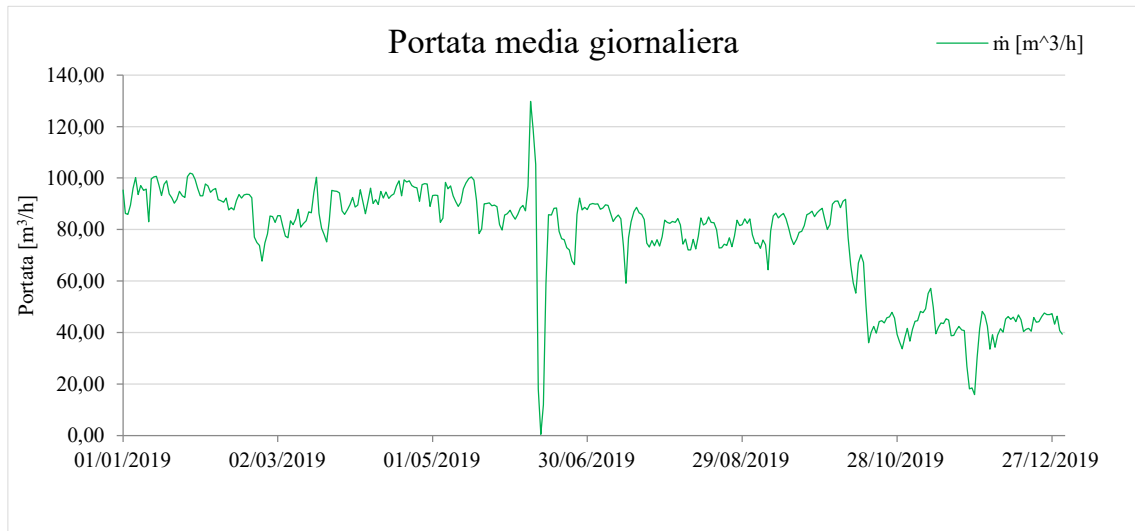


Figura 66 Andamento portata media giornaliera scambiatore raffreddamento griglia

L'andamento della portata che scorre all'interno dello scambiatore di raffreddamento griglia è molto simile a quello già visto con il condensatore del gruppo ORC; si nota una portata media di 90 m<sup>3</sup>/h per il primo semestre dell'anno per poi avere un brusco calo negli ultimi tre mesi dell'anno. Da metà ottobre in poi la portata è per quasi la totalità del tempo al di sotto dei 50 m<sup>3</sup>/h ed è proprio in corrispondenza di questo periodo che si ha il maggiore  $\Delta T$  tra l'acqua in ingresso e in uscita dallo scambiatore.

Di seguito il confronto grafico tra la portata media giornaliera e il  $\Delta T$  medio giornaliero dell'acqua passante per lo scambiatore.

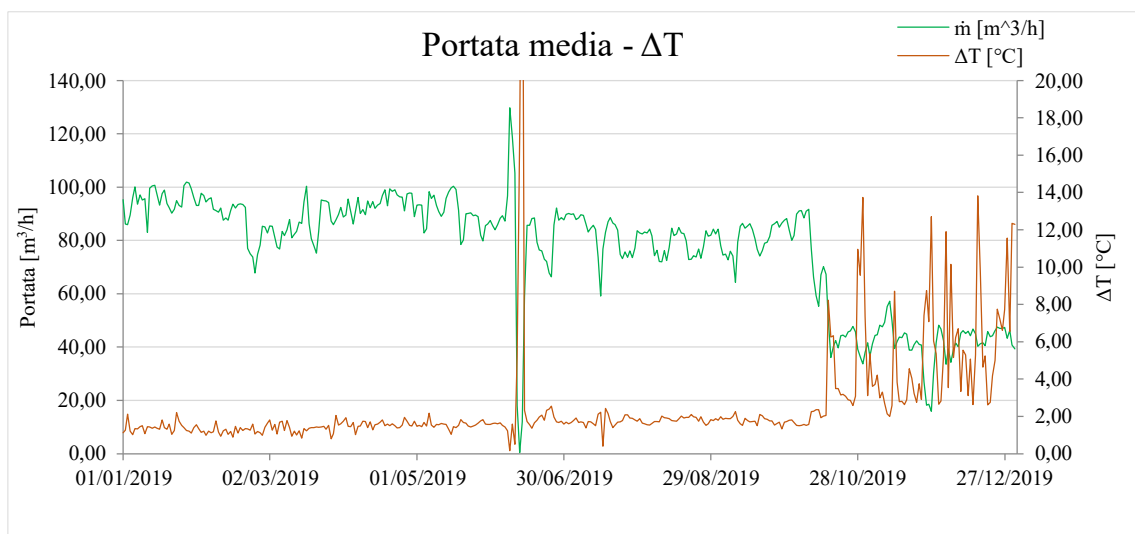


Figura 67 Confronto portata e  $\Delta T$  scambiatore raffreddamento griglia

#### 5.1.4. Analisi scambiatore olio diatermico-acqua

Lo scambiatore olio diatermico-acqua, di potenza pari a 6.550 kW, è un ulteriore scambiatore che viene impiegato quando il gruppo ORC è fuori servizio, per esempio in caso di manutenzione, o quando funziona a carichi parziali. In questo caso l'olio diatermico invece di alimentare il gruppo ORC va a servire direttamente lo scambiatore in questione che cederà il calore all'acqua dell'anello di centrale.

Come per lo scambiatore di raffreddamento di griglia, anche lo scambiatore olio diatermico-acqua può essere considerato un componente ausiliario aggiuntivo in grado di dare un suo contributo per innalzare la temperatura dell'acqua in centrale. Essendo concepito come alternativa all'impiego del condensatore del gruppo ORC ci si aspetta un suo maggiore utilizzo nei periodi di fermata del condensatore, dove bisogna comunque garantire la fornitura termica. Da sottolineare che è presente sempre un certo trafileamento d'olio quindi non si potrà mai registrare valori di energia termica completamente nulli.

#### Energia termica

Il misuratore fornisce valori progressivi dell'energia termica prodotta dallo scambiatore olio diatermico-acqua non sempre con cadenza oraria. Da una semplice rielaborazione si sono ottenuti valori giornalieri dati dalla somma dell'energia termica oraria prodotta.

Di seguito la solita analisi giornaliera e mensile dell'energia termica prodotta dal componente.

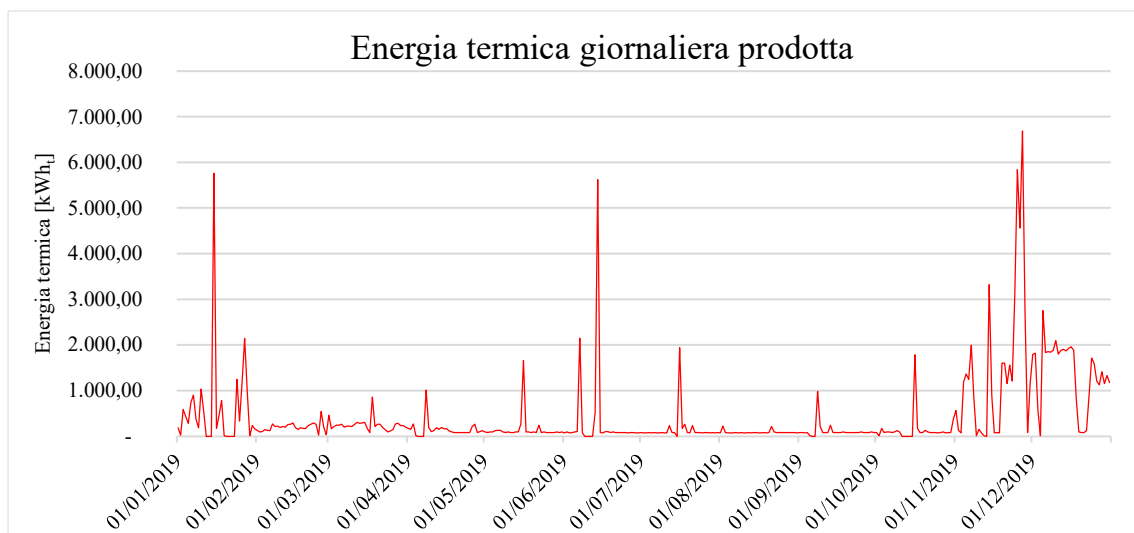


Figura 68 Andamento energia termica prodotta giornalmente dallo scambiatore olio diatermico-acqua

Mese	Energia termica mensile [kWh <sub>t</sub> ]
Gennaio	18.720,00
Febbraio	5.490,00
Marzo	7.560,00
Aprile	4.390,00
Maggio	4.680,00
Giugno	10.150,00
Luglio	4.720,00
Agosto	2.640,00
Settembre	3.380,00
Ottobre	4.310,00
Novembre	43.320,00
Dicembre	42.420,00
<b>Totale</b>	<b>151.780,00</b>

*Tabella 8 Energia termica prodotta mensilmente dallo scambiatore olio diatermico-acqua*

Analizzando i dati sopra esposti è possibile fare due considerazioni in merito all'impiego dello scambiatore.

In primo luogo emerge che in Giugno si ha una produzione di energia termica mediante lo scambiatore olio diatermico-acqua doppia rispetto ai quattro mesi precedenti e successivi. Secondariamente si notano picchi di produzione a Novembre e Dicembre sebbene l'energia termica richiesta dalla rete non subisce forti variazioni e il condensatore lavora con una potenza media di 4.400 kW. A tal proposito si suppone che in questi due mesi ci sia stato un impiego inopportuno dello scambiatore, con conseguente maggior riscaldamento di olio diatermico in caldaia e quindi maggior consumo di combustibile.

#### Temperatura di mandata e ritorno allo scambiatore

Di seguito l'analisi delle temperature medie giornaliere di mandata e di ritorno del flusso d'acqua passante per lo scambiatore. Come al solito si intende per mandata la temperatura in ingresso dello scambiatore e per ritorno la condizione d'uscita.

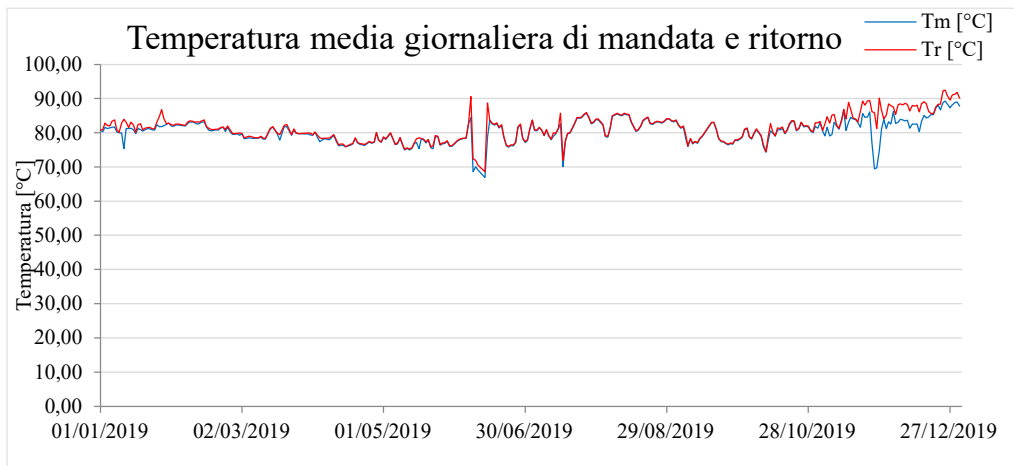


Figura 69 Andamento temperatura media giornaliera di mandata e ritorno dello scambiatore olio diatermico-acqua

Come si nota dall'andamento delle temperature sopra riportato, il  $\Delta T$  tra mandata e ritorno allo scambiatore è veramente minimo. Quest'ultimo aumenta leggermente nei primi giorni di giugno e nel periodo finale dell'anno. L'acqua allo scambiatore è già stata scaldata dai componenti precedenti e si presenta ad una temperatura che oscilla tutto l'anno attorno agli 80°C; leggermente più alta negli ultimi due mesi.

### Portata media

Come già fatto per gli altri componenti, si analizza l'andamento della portata passante per lo scambiatore olio diatermico-acqua.

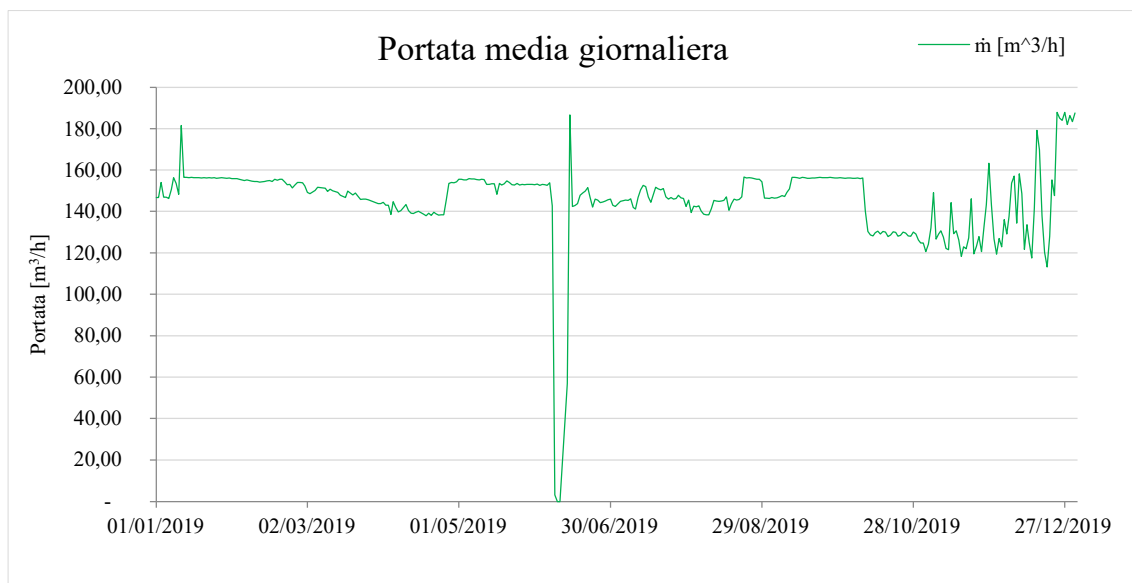


Figura 70 Andamento della portata media giornaliera dello scambiatore olio diatermico-acqua

La portata media giornaliera passante per lo scambiatore olio diatermico-acqua si mantiene quasi la stessa per tutto l'anno; rimane compresa in un range compreso tra i 140 e 160 m<sup>3</sup>/h per poi aumentare leggermente nel mese di Dicembre.

Si registrano valori nulli o tendenti allo zero in alcuni giorni di Giugno in cui c'è stata la fermata della caldaia a cippato per la produzione di olio diatermico.

Per l'analisi di questo componente si omette il confronto tra la portata e il  $\Delta T$  tra mandata e ritorno in quanto poco significativo.

#### 5.1.5. Analisi della caldaia a biomassa per la produzione di acqua calda

La caldaia a cippato per la produzione di acqua calda è un generatore che è stato pensato in previsione di un ampliamento della rete di teleriscaldamento e quindi di un futuro incremento della richiesta di energia termica.

L'acqua viene prelevata dall'anello principale della centrale per essere riscaldata direttamente negli scambiatori all'interno della caldaia.

La caldaia ha una potenza utile di 3.500 kW ma nell'anno di riferimento è stata utilizzata per poche ore e il suo utilizzo si è concentrato perlopiù in determinati periodi dell'anno.

Per l'analisi di questo componente ci si limita ad analizzare solamente l'energia termica prodotta in quanto il funzionamento è limitato a poche ore all'anno ed ogni altro approfondimento risulterebbe poco significativo.

##### Energia termica

Come per gli altri componenti già analizzati, il misuratore fornisce valori progressivi dell'energia termica prodotta dalla caldaia non sempre con cadenza oraria. Da una semplice rielaborazione si sono ottenuti valori giornalieri dati dalla somma dell'energia termica oraria prodotta.

Come già fatto in precedenza per gli altri componenti, si illustra prima l'andamento grafico giornaliero e poi quello mensile.

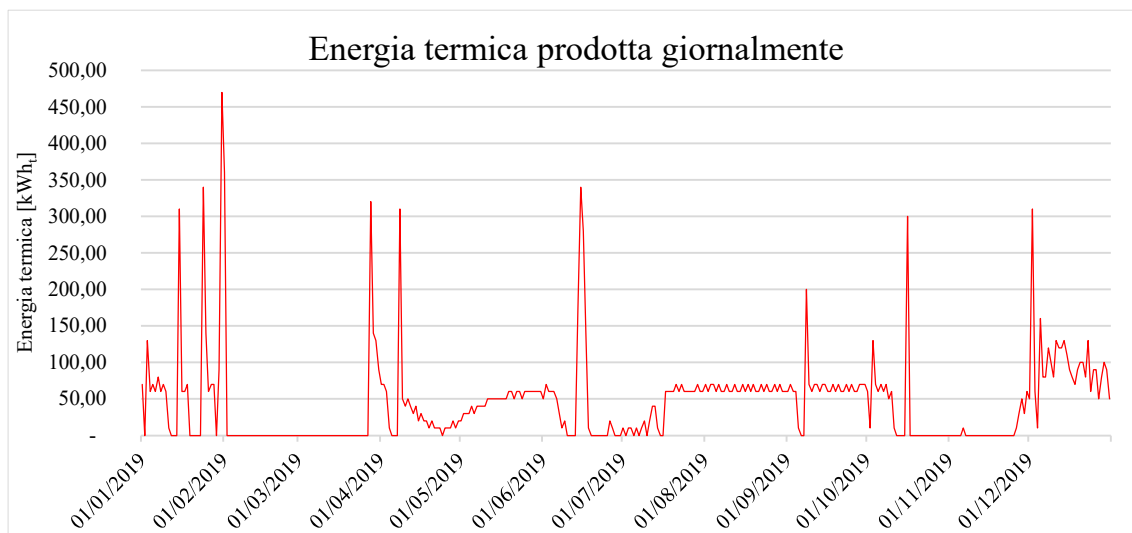


Figura 71 Andamento dell'energia termica prodotta giornalmente dalla caldaia ad acqua

Mese	Energia termica mensile [kWh <sub>t</sub> ]
Gennaio	2.410,00
Febbraio	360,00
Marzo	680,00
Aprile	1.000,00
Maggio	1.500,00
Giugno	1.380,00
Luglio	1.110,00
Agosto	1.990,00
Settembre	1.900,00
Ottobre	950,00
Novembre	190,00
Dicembre	3.010,00
<b>Totale</b>	<b>16.480,00</b>

Tabella 9 Energia termica prodotta mensilmente dalla caldaia ad acqua

L'energia termica prodotta dalla caldaia in questione è veramente minima; valori significativi si registrano soltanto in pochi mesi dell'anno, gennaio e dicembre su tutti.

Si precisa che i dati di energia termica riportati provengono da misure e quindi con un determinato margine di errore, per tale motivo si suppone che i giorni che presentano un'energia termica molto bassa, quasi nulla, non rispecchiano un reale funzionamento della caldaia ma piuttosto delle anomalie e/o interferenze nella misurazione da parte dello strumento.

#### 5.1.6. Analisi caldaia olio di colza

La caldaia ad olio di colza, come la caldaia ad acqua, è stata installata per entrare in funzione in caso di aumento della richiesta di energia termica, soprattutto in vista dell'idea di

estensione della rete di teleriscaldamento. Nel 2019 la caldaia è entrata in funzione soprattutto per sopperire ai giorni di fuori servizio del condensatore del gruppo ORC.

Per l'analisi di questo componente ci si limita ad analizzare solamente l'energia termica prodotta in quanto il funzionamento è limitato a poche ore all'anno ed ogni altro approfondimento risulterebbe poco significativo.

### Energia termica

Di seguito l'andamento grafico giornaliero e poi quello mensile dell'energia termica prodotta dalla caldaia olio di colza.

Come per gli altri componenti già analizzati, il misuratore fornisce valori progressivi dell'energia termica prodotta dalla caldaia non sempre con cadenza oraria. Da una semplice rielaborazione si sono ottenuti valori giornalieri dati dalla somma dell'energia termica oraria prodotta.

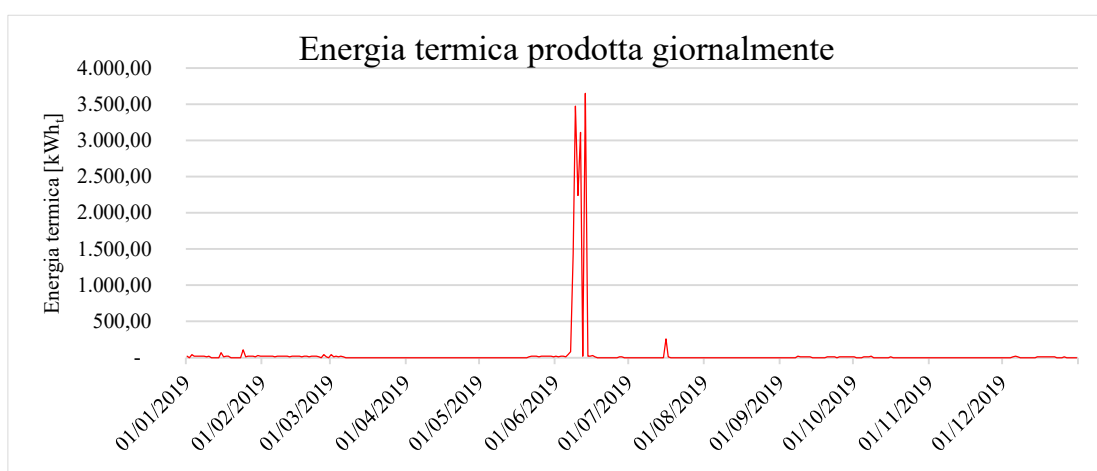


Figura 72 Andamento dell'energia termica prodotta giornalmente dalla caldaia ad olio di colza

Mese	Energia termica mensile [kWh]
Gennaio	550,00
Febbraio	480,00
Marzo	110,00
Aprile	-
Maggio	190,00
Giugno	14.220,00
Luglio	270,00
Agosto	-
Settembre	170,00
Ottobre	70,00
Novembre	-
Dicembre	130,00
<b>Totale</b>	<b>16.190,00</b>

Tabella 10 Energia termica prodotta mensilmente dalla caldaia ad olio di colza

Il funzionamento della caldaia ad olio di colza è stato veramente minimo. Come già detto in precedenza, i dati di energia termica riportati provengono da misure e quindi con un determinato margine di errore, per tale motivo si suppone che i giorni che presentano un'energia termica molto bassa, quasi nulla, non rispecchiano un reale funzionamento della caldaia ma piuttosto delle anomalie e/o interferenze nella misurazione da parte dello strumento. A tal proposito si considera attendibile soltanto la produzione di energia termica del mese di Giugno dove effettivamente la caldaia entra in funzione per soddisfare il fabbisogno di energia termica richiesta dalla rete.

### 5.1.7. Analisi dry cooler

I dry coolers o raffreddatori di liquido sono i componenti utilizzati in centrale con la funzione di smaltire l'energia termica quando quest'ultima è in eccesso o in caso di emergenza. Anche in questo caso ci si limiterà all'analisi dell'energia termica.

#### Energia termica

Il misuratore fornisce valori progressivi dell'energia termica non sempre con cadenza oraria. Da una semplice rielaborazione si sono ottenuti valori giornalieri dati dalla somma dell'energia termica oraria dissipata.

Di seguito i risultati giornalieri e mensili dell'energia termica dissipata.

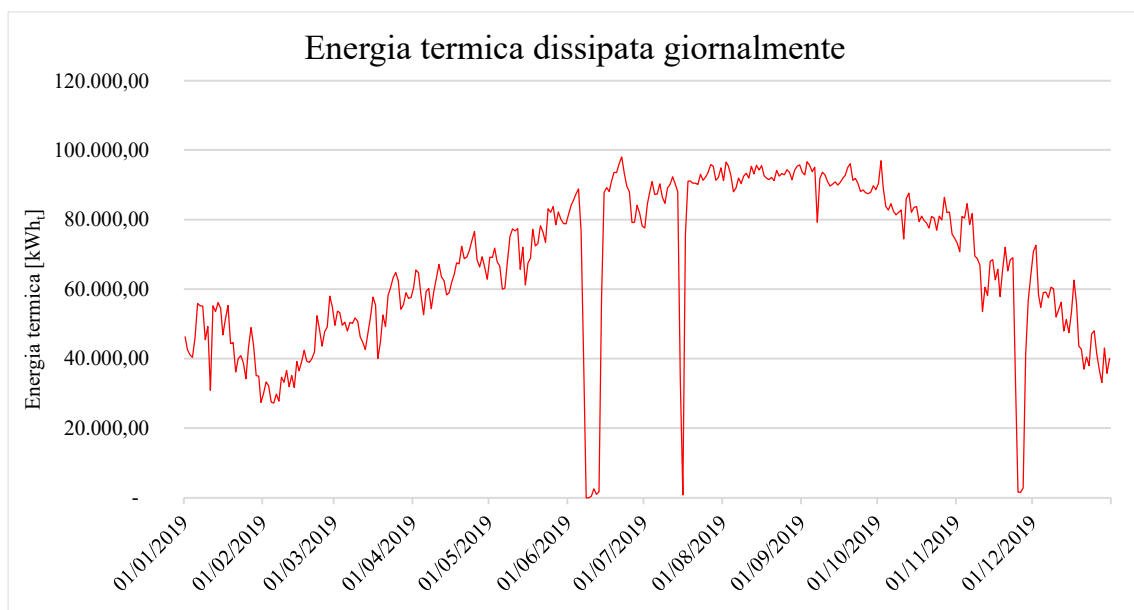


Figura 73 Andamento dell'energia termica dissipata giornalmente al dry cooler

Mese	Energia termica mensile [kWh <sub>t</sub> ]
Gennaio	1.392.900,00
Febbraio	1.082.000,00
Marzo	1.632.300,00
Aprile	1.934.200,00
Maggio	2.272.700,00
Giugno	2.017.100,00
Luglio	2.629.400,00
Agosto	2.883.100,00
Settembre	2.734.300,00
Ottobre	2.550.100,00
Novembre	1.792.500,00
Dicembre	1.560.400,00
<b>Totale</b>	<b>24.481.000,00</b>

*Tabella 11 Energia termica dissipata mensilmente al dry cooler*

Dall'analisi dei dati è possibile notare come il sistema di raffreddamento lavora principalmente nei mesi estivi dove la richiesta di energia termica dalla rete è inferiore. Infatti, in questo periodo, parte della portata circolante nell'anello della centrale non viene mandata in rete ma fatta convogliare al sistema di dissipazione. Valori minimi si registrano a Febbraio mentre la dissipazione maggiore si ha in Agosto con oltre 90 MWh termici smaltiti al giorno.

#### 5.1.8. Analisi termica complessiva

In questa ultima sezione si analizza nel complesso l'energia termica prodotta e dissipata in centrale e la relativa energia venduta alle utenze per valutare le eventuali perdite termiche della rete.

##### Analisi annuale per componente

I componenti analizzati nei paragrafi precedenti vengono messi a confronto mettendo in evidenza l'andamento della produzione (o dissipazione in caso del sistema dry cooler) su base giornaliera per tutto l'anno.

Di seguito l'andamento grafico che meglio rende l'idea dell'esercizio dei vari componenti.

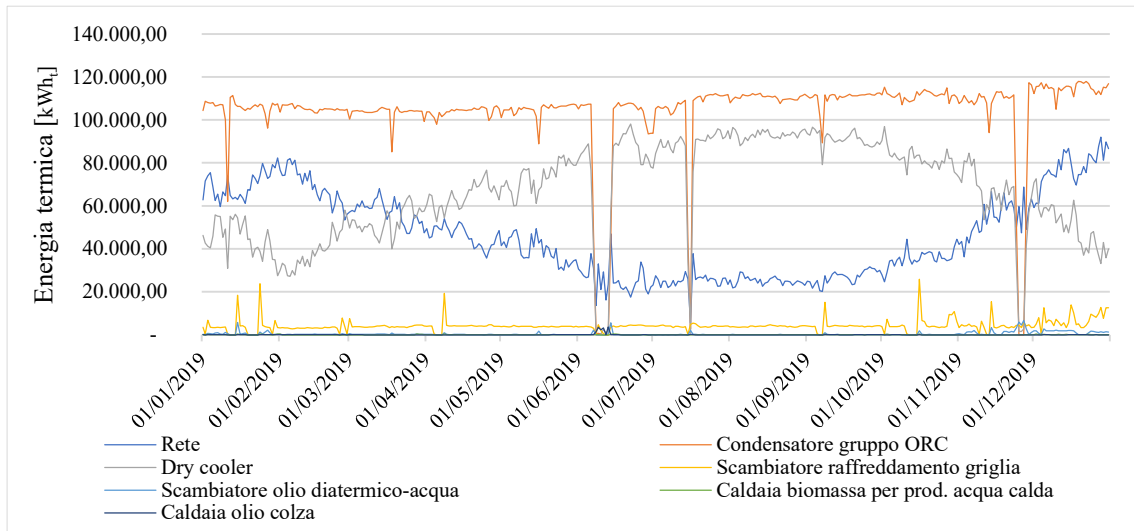


Figura 74 Andamento dell'energia termica prodotta/dissipata per componente

### Analisi annuale energia termica

L'esercizio dei vari componenti è stato ulteriormente classificato in base alla loro funzione; in particolare sono state create tre diverse categorie: fabbisogno, produzione e dissipazione. La prima è rappresentata dalla rete e quindi dal suo fabbisogno di energia termica, nella produzione rientrano tutti i componenti impiegati per la generazione di calore che vanno a servire l'anello principale di centrale scaldano l'acqua.

Nell'ultima categoria rientra il sistema di dissipazione dell'energia termica eccedente rappresentata dal dry cooler. Di seguito gli andamenti delle tre macrocategorie sopra elencate.

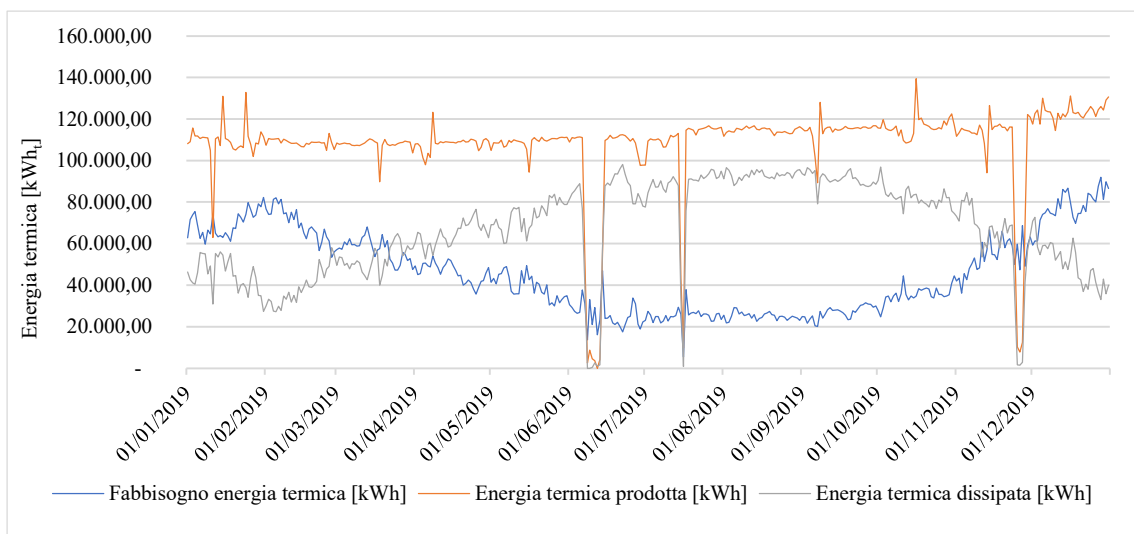


Figura 75 Andamento annuale totale dell'energia termica

Dai grafici sopra riportati è possibile fare delle considerazioni.

In primo luogo si noti come il condensatore del gruppo ORC lavora per la quasi totalità dell'anno molto di più rispetto alla richiesta termica proveniente dalla rete, tuttavia sono presenti tre periodi dell'anno (per una totalità di dieci giorni) in cui il fabbisogno richiesto dalla rete non viene soddisfatto. Dal punto di vista grafico questi momenti sono ben visibili dai picchi verso il basso presenti. E' proprio in questi periodi che si nota una maggiore produzione da parte dei componenti ausiliari, fra tutti la caldaia ad olio di colza.

Tra gli ausiliari, lo scambiatore di raffreddamento griglia è quello in grado di dare un contributo, seppur minimo, costante per tutto l'anno.

E' possibile notare inoltre l'andamento speculare del fabbisogno di energia termica e dell'energia termica dissipata; quando infatti la richiesta della rete si abbassa aumenta la dissipazione e viceversa, quando la rete chiede di più, l'energia termica dissipata si riduce.

### Perdite termiche

L'ultimo aspetto dell'analisi dell'energia termica riguarda le perdite termiche di rete. Avendo a disposizione il quantitativo di energia termica misurata richiesta dalla rete e l'energia termica venduta alle utenze si sono calcolate le perdite per differenza. Di seguito i risultati mensili.

Mese	Energia termica immessa in rete [kWh <sub>t</sub> ]	Energia termica venduta [kWh <sub>t</sub> ]	Perdite di energia termica [%]
Gennaio	2.158.400,00	1.452.423,00	32,71%
Febbraio	1.941.400,00	1.187.663,00	38,82%
Marzo	1.770.100,00	1.184.826,00	33,06%
Aprile	1.381.700,00	759.011,00	45,07%
Maggio	1.217.200,00	591.877,00	51,37%
Giugno	766.900,00	235.188,00	69,33%
Luglio	771.800,00	260.309,00	66,27%
Agosto	776.900,00	240.649,00	69,02%
Settembre	802.700,00	330.856,00	58,78%
Ottobre	1.096.300,00	634.483,00	42,13%
Novembre	1.618.100,00	967.568,00	40,20%
Dicembre	2.408.600,00	1.589.225,00	34,02%
<b>Totale</b>	<b>16.710.100,00</b>	<b>9.434.078,00</b>	

*Tabella 12 Perdite di energia termica*

Dai dati sopra riportati è evidente che i mesi estivi presentano perdite maggiori con picchi prossimi al 70%; viceversa nei mesi invernali le perdite si dimezzano con perdite medie attorno al 35%. L'intero anno presenta una perdita media del 48,4%.

## 5.2. Analisi elettrica

In questa sezione, così come fatto con l'energia termica, si vuole eseguire un'analisi dei flussi di energia elettrica della centrale.

In particolare viene analizzata sia la produzione di energia elettrica da parte del turbogeneratore che i consumi dei principali componenti e servizi.

I dati di produzione e consumo sono stati ricavati da un data base in grado di registrare i dati ricevuti dai vari misuratori presenti in centrale.

### 5.2.1. Analisi dei consumi

Per quanto riguarda l'analisi dei consumi di energia elettrica ci si è limitati ad analizzare le due voci di consumo più significative: i consumi relativi alla linea di dissipazione e alle pompe di circolazione di rete. Quest'analisi risulterà particolarmente importante per effettuare i confronti in seguito agli interventi di ottimizzazione.

#### Consumi di energia elettrica della linea di dissipazione

La linea di dissipazione è formata da due circuiti distinti separati da uno scambiatore di calore. Nel primo circola l'acqua calda in eccesso dell'anello centrale da dissipare, nel secondo, invece, circola l'acqua glicolata 40% che andrà a smaltire il calore ricevuto ai raffreddatori.

Nel circuito dell'acqua della linea di dissipazione è presente un sistema di pompaggio che per convenzione verrà chiamato P11; tali pompe sono installate sul ritorno del circuito con il compito di convogliare l'acqua ormai raffreddata nuovamente nell'anello principale della centrale.

Nel secondo circuito, quello relativo all'acqua glicolata, sono presenti due elementi che assorbono energia elettrica. Il primo componente sono pompe, per convenzione chiamate P07, installate nella mandata del circuito con la funzione di inviare la portata calda di acqua e glicole in uscita dallo scambiatore ai ventilatori. Il secondo gruppo di elementi che assorbono energia elettrica sono appunto i ventilatori.

Ricapitolando gli elementi della linea di dissipazione oggetto di consumo sono due gruppi di pompe, la P11 e P07 e i ventilatori per la dissipazione dell'energia termica eccedente.

Di seguito i dati mensili di consumo di energia elettrica della linea di dissipazione suddivisi per componenti. Oltre ai dati relativi al 2019 si hanno a disposizione alcuni valori del 2017 e 2018; per tale motivo, quando possibile, verrà proposto un confronto fra i diversi anni. Da

sottolineare che i leggeri miglioramenti nel tempo che si risconteranno per quanto riguarda l'energia termica complessivamente dissipata è da attribuire ad azioni di revamping del turbogeneratore.

	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>A+B+C</b>
	<b>Pompe P11 [kWh<sub>e</sub>]</b>	<b>Pompe P07 [kWh<sub>e</sub>]</b>	<b>Ventilatori dry cooler [kWh<sub>e</sub>]</b>	<b>Totale [kWh<sub>e</sub>]</b>
Gennaio 2017	699,80	1.615,30	8.958,00	11.273,10
Febbraio 2017	878,10	7.243,10	6.690,00	14.811,20
Marzo 2017	3.129,50	7.843,80	11.530,00	22.503,30
Aprile 2017	3.399,30	6.389,70	16.965,00	26.754,00
Maggio 2017	4.495,60	6.997,10	21.772,00	33.264,70
Giugno 2017	6.790,50	9.547,90	33.040,00	49.378,40
Luglio 2017	6.185,30	9.953,40	29.700,00	45.838,70
Agosto 2017	7.094,30	13.972,80	32.714,00	53.781,10
Settembre 2017	6.885,90	13.512,30	24.514,00	44.912,20
Ottobre 2017	7.103,70	14.135,40	19.055,00	40.294,10
Novembre2017	7.160,00	8.579,70	7.849,00	23.588,70
Dicembre 2017	5.980,60	7.490,00	5.467,00	18.937,60
Gennaio 2018	6.349,10	7.509,80	6.994,00	20.852,90
Febbraio 2018	5.643,00	7.239,30	3.608,00	16.490,30
Marzo 2018	3.621,80	3.428,80	6.989,00	14.039,60
Aprile 2018	5.461,80	7.168,90	28.195,00	40.825,70
Maggio 2018	6.617,00	9.567,00	29.950,00	46.134,00
Giugno 2018	2.336,00	3.294,00	11.970,00	17.600,00
Luglio 2018	5.723,00	5.445,00	31.290,00	42.458,00
Agosto 2018	6.354,00	5.828,00	34.200,00	46.382,00
Settembre 2018	5.415,00	8.884,00	24.060,00	38.359,00
Ottobre 2018	5.950,00	9.901,00	12.440,00	28.291,00
Novembre2018	5.658,00	2.501,00	6.719,00	14.878,00
Dicembre 2018	5.912,00	3.409,00	3.932,00	13.253,00
Gennaio 2019	4.465,00	2.605,00	4.194,00	11.264,00
Febbraio 2019	3.577,00	6.446,00	3.122,00	13.145,00
Marzo 2019	4.384,00	9.809,00	7.682,00	21.875,00
Aprile 2019	5.498,00	6.323,00	9.092,00	20.913,00
Maggio 2019	6.291,00	5.441,00	11.380,00	23.112,00
Giugno 2019	5.029,00	9.520,00	22.470,00	37.019,00
Luglio 2019	6.035,00	12.310,00	29.840,00	48.185,00
Agosto 2019	6.746,00	12.410,00	31.230,00	50.386,00
Settembre 2019	6.413,00	13.500,00	29.220,00	49.133,00
Ottobre 2019	6.150,00	7.089,00	19.990,00	33.229,00
Novembre2019	4.698,00	4.154,00	8.818,00	17.670,00
Dicembre 2019	4.185,00	4.033,00	5.476,00	13.694,00

*Tabella 13 Consumi mensili dei componenti linea dissipazione triennio 2017-2018-2019*

	<b>2017 [kWh<sub>e</sub>]</b>	<b>2018 [kWh<sub>e</sub>]</b>	<b>2019 [kWh<sub>e</sub>]</b>
Totale Pompe P11	59.802,60	65.040,70	63.471,00
Totale Pompe P07	107.280,50	74.175,80	93.640,00
Totale Ventilatori dry cooler	218.254,00	200.347,00	182.514,00

*Tabella 14 Consumo di energia elettrica annuale dei componenti linea dissipazione*

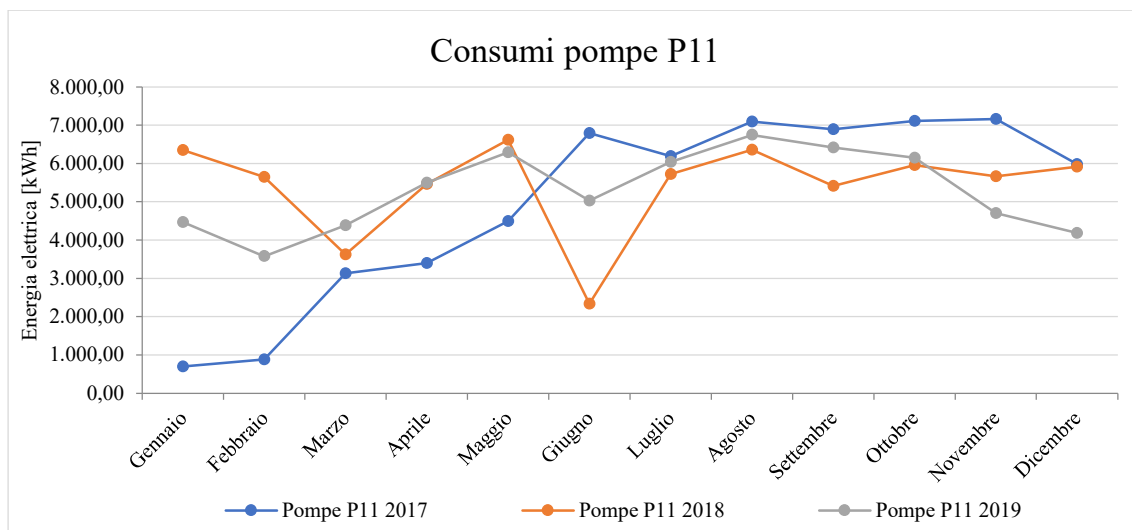


Figura 76 Andamento dei consumi pompa P11 nel triennio 2017-2018-2019

I consumi della pompa P11 dipendono principalmente dalla portata di acqua da dissipare. Si nota che nell'arco dei tre anni l'andamento generale è pressochè lo stesso con delle leggere variazioni in alcuni mesi.

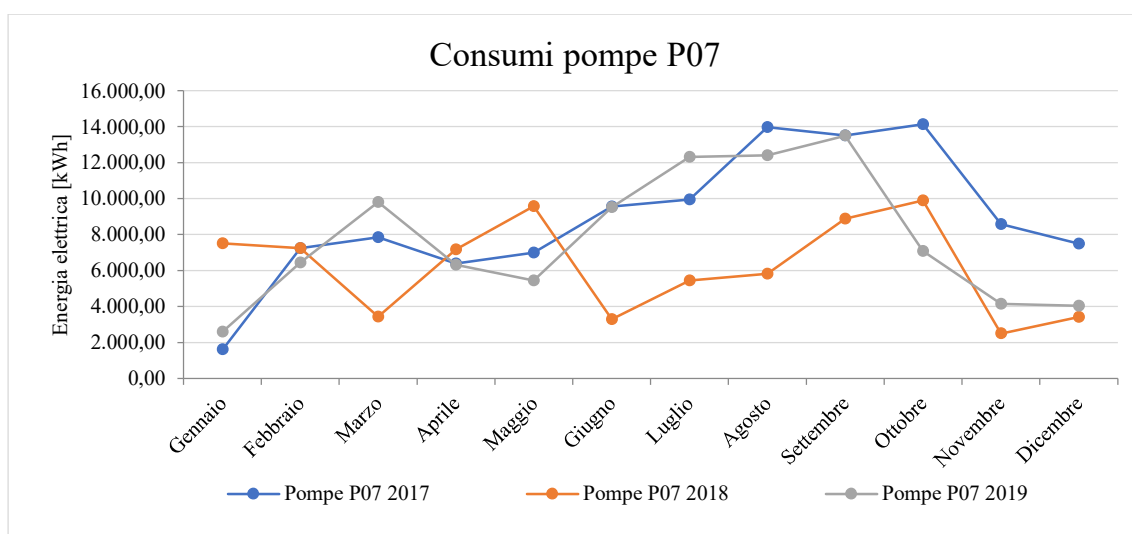


Figura 77 Andamento dei consumi pompa P07 nel triennio 2017-2018-2019

Anche per quanto concerne le pompe P07 del circuito acqua glicolata l'andamento generale mensile è molto simile nei tre anni, solo nel 2018 si registrano consumi inferiori da giugno in poi. Anche in questo caso valori maggiori si registrano nei mesi estivi dove la richiesta di energia termica da parte della rete è minore.

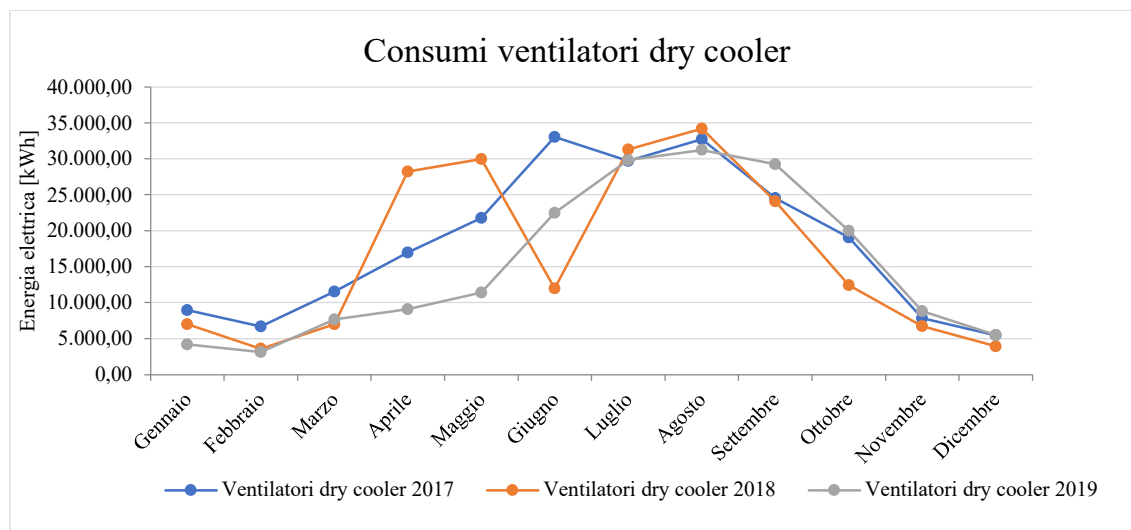


Figura 78 Andamento dei consumi ventilatori dry cooler nel triennio 2017-2018-2019

L'andamento dei consumi dei ventilatori dei dry cooler non cambia rispetto a prima, anche in questo caso la tendenza è quella di avere un alto consumo nei mesi estivi e prossimo a zero nei primi e ultimi mesi dell'anno, quelli più freddi.

Per gli anni 2018 e 2019 si hanno a disposizione i valori relativi all'energia termica dissipata, a tal proposito si è pensato di calcolare un indicatore che permette di quantificare l'energia elettrica totale (in kWh) necessaria per dissipare 1 MW di energia termica.

Di seguito i valori calcolati.

	<b>E.E. totale per dissipazione [kWh<sub>e</sub>]</b>	<b>E.T totale da dissipare [MWh<sub>t</sub>]</b>	<b>Indicatore [kWh<sub>e</sub> / MWh<sub>t</sub>]</b>
Febbraio 2018	16.490,30	1.715,90	9,61
Marzo 2018	14.039,60	2.254,00	6,23
Aprile 2018	40.825,70	2.996,80	13,62
Maggio 2018	46.134,00	3.298,50	13,99
Giugno 2018	17.600,00	1.199,40	14,67
Luglio 2018	42.458,00	2.543,10	16,70
Agosto 2018	46.382,00	2.749,80	16,87
Settembre 2018	38.359,00	2.390,70	16,05
Ottobre 2018	28.291,00	2.437,20	11,61
Novembre 2018	14.878,00	1.944,90	7,65
Dicembre 2018	13.253,00	1.754,40	7,55
Gennaio 2019	11.264,00	1.392,90	8,09
Febbraio 2019	13.145,00	1.082,00	12,15
Marzo 2019	21.875,00	1.632,30	13,40
Aprile 2019	20.913,00	1.934,20	10,81
Maggio 2019	23.112,00	2.272,70	10,17
Giugno 2019	37.019,00	2.017,10	18,35
Luglio 2019	48.185,00	2.629,40	18,33
Agosto 2019	50.386,00	2.883,10	17,48
Settembre 2019	49.133,00	2.734,30	17,97
Ottobre 2019	33.229,00	2.550,10	13,03

	<b>E.E. totale per dissipazione [kWh<sub>e</sub>]</b>	<b>E.T totale da dissipare [MWh<sub>t</sub>]</b>	<b>Indicatore [kWh<sub>e</sub> / MWh<sub>t</sub>]</b>
Novembre 2019	17.670,00	1.792,50	9,86
Dicembre 2019	13.694,00	1.560,40	8,78

*Tabella 15 Indicatori di consumo linea di dissipazione*

A conferma di quanto scritto in precedenza, la formulazione di questo indicatore permette di valutare in modo più diretto quanta energia elettrica è richiesta per dissipare ogni MWh di energia termica. Si nota che nei mesi estivi è richiesta circa il doppio di energia elettrica a parità di energia termica da dissipare; infatti facendo riferimento al 2019, a Giugno per ogni MWh termico sono richiesti 18,35 kWh<sub>e</sub> mentre a Gennaio ne bastano appena 8,09 kWh<sub>e</sub>.

#### Consumi di energia elettrica delle pompe di circolazione di rete

In uscita dalla centrale di produzione è presente il gruppo di pompe con la funzione di inviare l'acqua calda prodotta dai generatori verso la rete di teleriscaldamento.

Come per la linea di dissipazione sono disponibili i dati di consumo per il triennio 2017-2019, riassunti di seguito.

	<b>2017 [kWh<sub>e</sub>]</b>	<b>2018 [kWh<sub>e</sub>]</b>	<b>2019 [kWh<sub>e</sub>]</b>
Gennaio	48.215,00	38.141,00	42.570,00
Febbraio	37.678,00	44.045,00	39.030,00
Marzo	32.732,00	39.209,00	30.450,00
Aprile	31.073,00	18.173,00	29.570,00
Maggio	33.835,00	8.388,00	21.500,00
Giugno	15.024,00	2.958,00	15.290,00
Luglio	15.943,00	5.331,00	13.900,00
Agosto	20.145,00	4.652,00	9.713,00
Settembre	20.983,00	7.777,00	10.390,00
Ottobre	23.657,00	11.050,00	11.080,00
Novembre	22.273,00	16.150,00	8.249,00
Dicembre	40.264,00	27.670,00	14.870,00
<b>Totale</b>	<b>341.822,00</b>	<b>223.544,00</b>	<b>246.612,00</b>

*Tabella 16 Consumo di energia elettrica della pompa di rete*

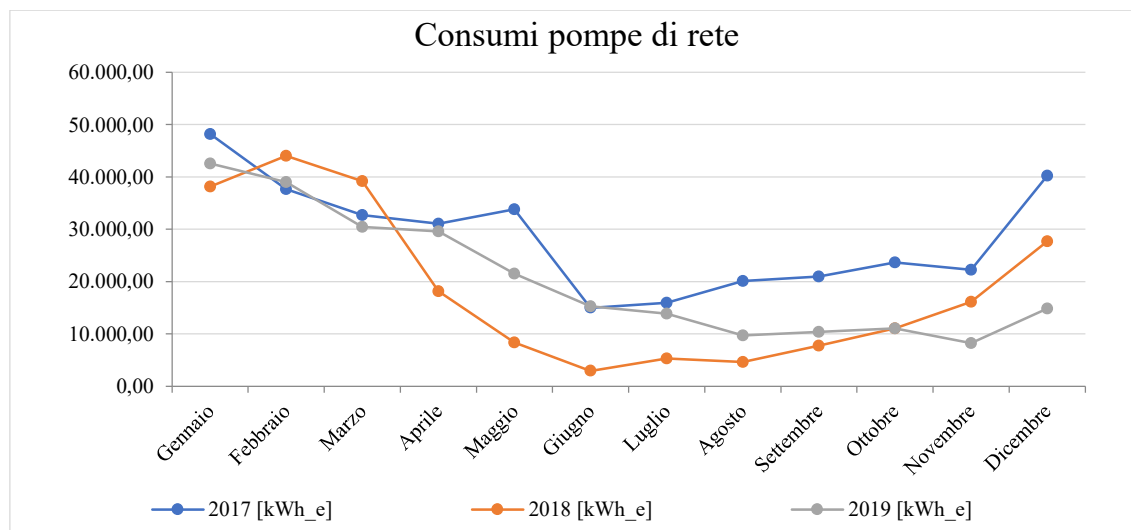


Figura 79 Andamento dell'energia elettrica assorbita della pompa di rete

Dai dati sopra riportati e dall'andamento in figura si può notare che le pompe di rete assorbono minor energia elettrica nei mesi centrali dell'anno; questo si verifica ogni anno. Questo accade perché in tali mesi la richiesta termica da parte della rete è minore e quindi la pompa elabora minor portata riducendo quindi l'assorbimento di energia elettrica.

### 5.2.2. Analisi della produzione

In centrale oltre la produzione di energia termica avviene contemporaneamente produzione di energia elettrica da parte del turbogeneratore. Di seguito i dati di produzione relativi al 2018 e 2019.

	2018 [kWh <sub>e</sub> ]	2019 [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio 2019	703.080,00	728.157,00
Febbraio 2019	557.142,00	665.575,00
Marzo 2019	583.482,00	730.371,00
Aprile 2019	655.110,00	708.338,00
Maggio 2019	712.000,00	734.697,00
Giugno 2019	232.200,00	526.884,00
Luglio 2019	571.000,00	682.600,00
Agosto 2019	651.600,00	726.645,00
Settembre 2019	603.500,00	713.152,00
Ottobre 2019	674.800,00	736.380,00
Novembre 2019	627.700,00	605.107,00
Dicembre 2019	725.200,00	718.181,00
<b>Totale</b>	<b>7.296.814,00</b>	<b>8.276.087</b>

Tabella 17 Produzione di energia elettrica mensile biennio 2018-2019

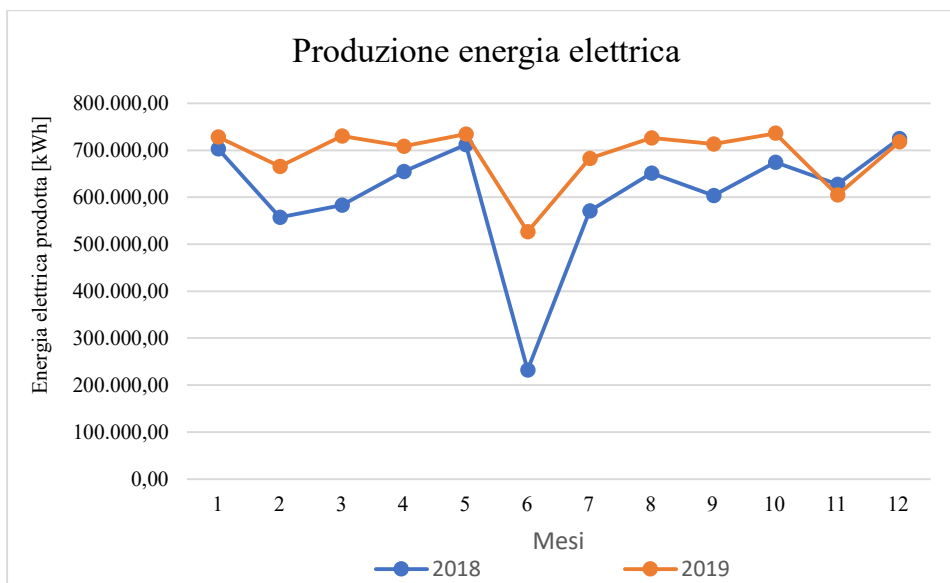


Figura 80 Andamento dell'energia elettrica prodotta nel biennio 2018-2019

Nel 2019 l'energia elettrica prodotta dal turbogeneratore non scende mai al di sotto dei 500 MWh<sub>e</sub> mensili con valore massimo ad Ottobre e minimo a Giugno. E' proprio a Giugno che per entrambi gli anni a confronto si registra la minor produzione.

Dal 2018 al 2019 c'è stato un aumento della produzione in ogni mese, solamente per nei mesi di Novembre e Dicembre il 2018 è stato superiore al 2019.

## 6. Analisi delle prestazioni del turbogeneratore ORC

Come già visto nel capitolo precedente, il turbogeneratore ORC è il componente che dà il maggior contributo di energia termica per la produzione di acqua calda in centrale da mandare alla rete di teleriscaldamento. A tal proposito risulta interessante analizzare le sue prestazioni relative all'anno 2019; in particolare viene calcolato il rendimento elettrico, termico e quindi complessivo su base mensile. La definizione di rendimento utilizzata sarà esplicitata nel corso del capitolo.

I dati utilizzati per l'analisi delle prestazioni sono:

- energia termica prodotta dal turbogeneratore ORC a servizio del riscaldamento dell'acqua di anello in centrale;
- energia elettrica prodotta dal turbogeneratore ORC;
- biomassa in ingresso alla caldaia a cippato per la produzione di olio diatermico.

Se i primi due dati sono dati misurati e prontamente disponibili, la biomassa in ingresso in caldaia, invece, è stata oggetto di una particolare elaborazione per individuarne il consumo su base mensile.

### 6.1. Calcolo del consumo di biomassa

Per il calcolo del consumo di cippato in ingresso in caldaia sono stati utilizzati i dati forniti dall'azienda che si occupa del monitoraggio dei consumi. In particolare è stato realizzato un registro contenente i "movimenti" in termini di quantità della biomassa in ingresso e in uscita, le rimanenze di magazzino, i prezzi d'acquisto e le caratteristiche fisiche del materiale; una fra tutte l'umidità, grandezza fondamentale per valutare l'effettiva potenzialità della biomassa in termini energetici.

Solitamente la biomassa utilizzata in centrale proviene da 22 diversi fornitori, il più vicino in Italia dista appena 4 km dalla centrale mentre il fornitore più lontano si trova a circa 130 km. E' presente anche un fornitore estero Sloveno. Relativamente all'anno 2019 si hanno solamente nove aziende che forniscono cippato alla centrale.

Le caratteristiche fisiche della biomassa variano in base alla stagionalità e varia anche in base al luogo di provenienza; per tener conto di ciò i dati disponibili sono stati elaborati in base al mese e al fornitore.

### 6.1.1. Il cippato e le caratteristiche utili al calcolo

La caldaia a biomassa per la produzione di olio diatermico è alimentata da cippato.

Il cippato è una tipologia di biomassa di tipo lavorata e di forma non densificata appartenente alla famiglia delle biomassa ligno-cellulosica.

Viene definito cippato il legno ridotto in scaglie di piccole dimensioni, la cui geometria dipende dalla tecnica di taglio adottata, attraverso un procedimento meccanico detto cippatura.

Le biomasse ligno-cellulosiche, e quindi il cippato, nella loro composizione fisica presentano due componenti: sostanza secca, dalla quale si ottiene l'energia, ed acqua, che in fase di combustione asporta invece il calore in quanto evapora.

La caratterizzazione energetica di una biomassa avviene attraverso la conoscenza di:

- $$U = \frac{m_a}{m_a + m_s} [\%]$$

U = umidità sul tal quale, che esprime il rapporto tra la quantità d'acqua in massa contenuta nella biomassa e la massa complessiva di essa. Dipende dal tipo di legno e dai trattamenti che esso ha subito, varia dal 10-15% di un legno essiccato al 50-55% di un legno fresco di taglio.

- $$PCI = (1-U) * PCI_0 - U * r = PCI_0 - U * (PCI_0 + r) \left[ \frac{MJ}{kg} \right]$$

PCI = potere calorifero inferiore della biomassa, determinato in funzione del potere calorifero inferiore della sostanza secca  $PCI_0$  e del calore latente di vaporizzazione dell'acqua  $r = 2,44 \left[ \frac{MJ}{kg} \right]$ . Il  $PCI_0$  dipende dal tipo di legno, cioè dalla sua composizione elementare, e varia tra i 18 ed i 20  $\left[ \frac{MJ}{kg} \right]$ .

Si noti come il potere calorifero della biomassa dipende linearmente dall'umidità: più la biomassa è umida, minore è il potere calorifero di essa.

Tali grandezze solitamente vengono determinate attraverso opportune prove in laboratorio con procedure normate.

### 6.1.2. Calcolo dell'energia della biomassa

Avendo a disposizione i valori di energia termica ed elettrica prodotta, al fine di determinare i vari rendimenti si è reso necessario rielaborare i dati ricevuti della biomassa.

Dal registro della biomassa acquistata si è potuto notare la grande variabilità dell'acquisto della biomassa: ci sono periodi in cui tutti i fornitori contribuiscono con la vendita della loro biomassa a periodi in cui solo due/tre fornitori sono attivi. In secondo luogo la fornitura non avviene costantemente giorno per giorno ma ad intervalli non regolari. Per i motivi sopra esposti si è deciso di raggruppare i valori giornalieri per mesi in modo da rendere più omogenea l'illustrazione dei risultati.

Con determinati passaggi analitici si è convertito il quantitativo di cippato in massa (tonnellate di biomassa) in energia (MWh di biomassa); in questo modo si ha a che fare con grandezze aventi la stessa unità di misura.

Di seguito il procedimento utilizzato nel processo di conversione dell'unità di misura differenziando i dati disponibili da quelli calcolati.

#### Dati disponibili:

- Q (quantità di biomassa) [ton]: per ogni mese e per ogni fornitore si hanno a disposizione le tonnellate di biomassa consumate;
- U (umidità sul tal quale) [%]: per ogni mese e per ogni fornitore si ha a disposizione l'umidità sul tal quale media del mese della biomassa utilizzata;
- PCI<sub>0</sub> (potere calorifero inferiore della sostanza secca)  $\left[\frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right]$ : è stato assunto un valore costante pari a 18,75.

#### Dati calcolati:

- m<sub>a</sub> (quantità d'acqua in massa) [ton]

La quantità di acqua presente nella biomassa è stata calcolata moltiplicando il quantitativo di biomassa per l'umidità dichiarata:

$$m_a = Q * U \text{ [ton]}$$

- PCI (potere calorifero inferiore della biomassa)  $\left[\frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right]$

Di seguito il calcolo utilizzato.

$$\text{PCI} = (1-U) * \text{PCI}_0 - U * r \left[\frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right], \text{ dove } r = 2,44 \text{ è il calore latente di vaporizzazione}$$

- E (energia da biomassa) [MWh<sub>c</sub>]

L'energia della biomassa è l'obiettivo finale del calcolo e ricavata tramite la relazione:

$$E = \frac{Q * \text{PCI}}{3,6} \text{ [MWh}_c\text{]} .$$

Il calcolo dell'energia è stato fatto per ogni mese e per ogni fornitore.

Come già accennato in precedenza si contano otto diversi fornitori al quale si aggiunge un'altra risorsa ovvero dei trucioli di legno da taglio da cui si ricava cippato. Quest'ultima non è altro che una fonte di biomassa equiparabile ad un fornitore dal punto di vista del calcolo. Per ragioni di riservatezza non viene indicato il nome del fornitore ma identificato attraverso un numero (da 1 a 9).

Una volta calcolata l'energia totale di ogni mese e di ogni fornitore, il valore è stato opportunamente aggiustato tenendo conto della biomassa rimanente in magazzino a fine mese mettendo a confronto la rimanenza del mese in oggetto e di quella precedente. Di seguito la relazione che esplicita l'aggiustamento fatto:

$$E_{\text{tot}} = E_{\text{fornitori}} - E_{\text{rim,-1}} + E_{\text{rim,0}} \text{ [MWh}_c\text{]}$$

dove:

$E_{\text{fornitori}}$  = somma dell'energia da biomassa da fornitori;

$E_{\text{rim,-1}}$  = energia da biomassa rimanente a magazzino mese precedente;

$E_{\text{rim,0}}$  = energia da biomassa rimanente a magazzino mese in oggetto.

Di seguito vengono riportati i risultati dell'energia da biomassa calcolata. E' stata omessa l'illustrazione dei parametri intermedi (U, PCI<sub>0</sub>, PCI, m<sub>a</sub>) in quanto poco significativi ai fini dei successivi calcoli dei vari rendimenti e comunque già spiegati in precedenza.

Per comodità si riportano i valori distinti nei due semestri del 2019.

Fornitore	Grandezza	Mesi					
		Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu
1	Q [ton]	485,92	109,27	321,24	108,02	86,97	54,66
	E [MWh <sub>c</sub> ]	1.088,40	230,61	723,69	215,05	172,78	114,91
2	Q [ton]	672,21	700,92	995,25	1.197,01	995,03	807,04
	E [MWh <sub>c</sub> ]	1.409,44	1.353,80	2.042,63	2.439,20	1.932,29	1.680,54
3	Q [ton]	569,09	519,39	594,06	549,75	783,13	472,39
	E [MWh <sub>c</sub> ]	1.286,70	1.197,65	1.429,11	1.284,46	1.888,20	1.093,60
4	Q [ton]	325,30	347,06	208,76	-	-	-
	E [MWh <sub>c</sub> ]	831,33	781,15	505,74	-	-	-
5	Q [ton]	532,99	309,39	210,41	145,48	206,74	167,48
	E [MWh <sub>c</sub> ]	1.283,06	725,67	482,14	278,53	488,24	410,36
6	Q [ton]	124,82	183,51	172,59	12,62	117,67	87,54
	E [MWh <sub>c</sub> ]	296,93	373,71	369,31	29,23	259,35	184,31
7	Q [ton]	-	-	-	28,22	-	-
	E [MWh <sub>c</sub> ]	-	-	-	89,51	-	-
8	Q [ton]	-	-	-	-	-	-
	E [MWh <sub>c</sub> ]	-	-	-	-	-	-

Fornitore	Grandezza	Mesi					
		Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giù
9	Q [ton]	-	-	-	-	109,04	-
	E [MWh <sub>c</sub> ]	-	-	-	-	280,48	-
Totale da fornitori	Q [ton]	2.710,33	2.169,54	2.502,31	2.041,10	2.298,58	1.589,11
	E [MWh <sub>c</sub> ]	6.195,86	4.662,58	5.552,61	4.335,96	5.021,34	3.483,71
Rimanenza calcolata	Q [ton]	822,57	788,90	773,79	463,32	585,93	519,71
	E [MWh <sub>c</sub> ]	1.880,40	1.695,43	1.717,02	984,24	1.279,98	1.139,34
Totale	E [MWh <sub>c</sub> ]	5.684,58	4.847,55	5.531,02	5.068,75	4.725,60	3.624,36

Tabella 18 Energia da biomassa per mese e fornitore - primo semestre

Fornitore	Grandezza	Mesi					
		Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
1	Q [ton]	131,28	119,02	121,64	328,54	191,58	501,84
	E [MWh <sub>c</sub> ]	333,90	268,60	283,60	737,82	388,05	1.056,16
2	Q [ton]	1.129,88	890,08	886,58	1.062,95	1.114,18	846,51
	E [MWh <sub>c</sub> ]	2.559,46	2.090,51	2.018,99	2.425,45	2.332,92	1.806,88
3	Q [ton]	418,18	546,76	132,42	-	-	100,54
	E [MWh <sub>c</sub> ]	1.174,91	1.402,61	313,82	-	-	240,29
4	Q [ton]	-	-	-	-	-	-
	E [MWh <sub>c</sub> ]	-	-	-	-	-	-
5	Q [ton]	201,34	262,00	201,83	224,02	242,48	344,47
	E [MWh <sub>c</sub> ]	498,53	688,86	492,37	470,85	485,52	829,67
6	Q [ton]	51,54	190,02	-	-	-	-
	E [MWh <sub>c</sub> ]	126,14	413,02	-	-	-	-
7	Q [ton]	-	-	-	-	-	-
	E [MWh <sub>c</sub> ]	-	-	-	-	-	-
8	Q [ton]	-	-	285,80	756,91	367,46	88,81
	E [MWh <sub>c</sub> ]	-	-	711,92	1.814,00	803,91	189,12
9	Q [ton]	-	230,00	604,48	-	743,12	586,62
	E [MWh <sub>c</sub> ]	-	641,25	1.615,35	-	1.802,06	1.463,35
Totale da fornitori	Q [ton]	1.932,22	2.237,88	2.232,75	2.372,42	2.658,81	2.468,79
	E [MWh <sub>c</sub> ]	4.692,95	5.504,85	5.436,04	5.448,12	5.812,44	5.585,47
Rimanenza calcolata	Q [ton]	339,93	420,99	484,76	353,28	911,05	764,39
	E [MWh <sub>c</sub> ]	825,61	1.035,57	1.180,24	811,30	1.991,65	1.729,38
Totale	E [MWh <sub>c</sub> ]	5.006,67	5.294,89	5.291,38	5.817,06	4.632,09	5.847,74

Tabella 19 Energia da biomassa per mese e fornitore - secondo semestre

### 6.1.3. Biomassa al variare dell'umidità

L'umidità presenta un effetto molto rilevante nei confronti del potere calorifero. Con riferimento ad un potere calorifero sul secco di circa 18-19 MJ/kg, un'umidità del 10-15% (tipica di legno stagionato o essiccato) corrisponde ad un potere calorifero sul tal quale di circa 15-16 MJ/kg, mentre una umidità del 50-55% (tipica del legno fresco di taglio)

comporta un potere calorifero inferiore di circa 7-8 MJ/kg. A tal proposito può risultare utile esprimere il rapporto  $R_H$  fra i valori del potere calorifero:

$$R_H = \frac{PCI}{PCI_0} = 1 - U \left( 1 + \frac{r}{PCI_0} \right)$$

La frazione di energia  $R_E$  che può essere effettivamente utilizzata nel processo di combustione di una biomassa umida vale pertanto:

$$R_E = \frac{(m_a + m_s) PCI}{m_s PCI_0} = R_M R_H = \frac{1}{1-U} \left( 1 - U \left( 1 + \frac{r}{PCI_0} \right) \right)$$

Il rapporto energetico  $R_E$  diminuisce al crescere dell'umidità, ma diminuisce meno di quanto non indichi la diminuzione del potere calorifero (ovvero del rapporto  $R_H$ ) in relazione all'aumento della massa (ovvero del rapporto  $R_M$ ). Il complemento ad uno del rapporto  $R_E$  rappresenta la frazione di energia  $R_P$  effettivamente persa nel corso del processo di combustione. Di seguito il grafico che illustra i tre indici appena definiti.

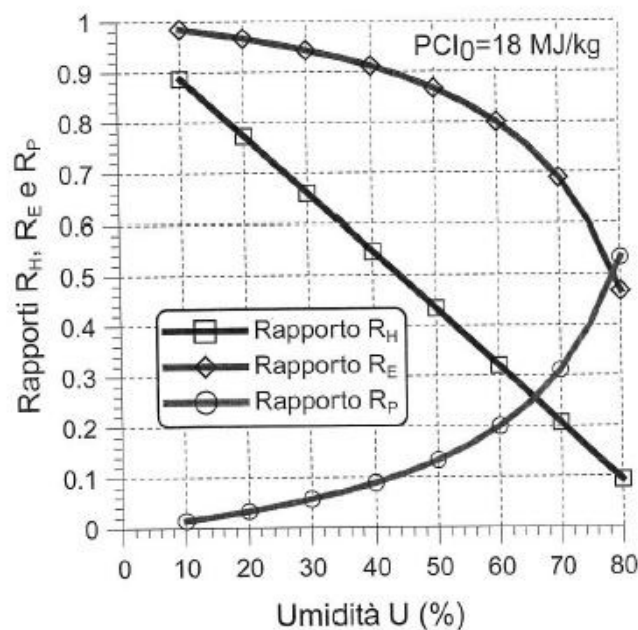


Figura 81 Rapporti energetici caratteristici di una biomassa in funzione dell'umidità

Dunque, come evidenziato nel grafico precedente, mentre durante la combustione di una biomassa con il 10% di umidità (legna secca) le perdite sono appena lo 0,5%, nel caso della combustione di una biomassa fresca di taglio con umidità del 50% le perdite sono circa il 14%. Quest'ultimo caso rispecchia perfettamente la realtà dell'impianto in questione: nel 2019 si registra un'umidità della biomassa in ingresso in caldaia che oscilla tra il 45 e 55%.

Un valore di umidità molto elevato è dettato dalla mancanza di trattamento della biomassa o comunque di un periodo di stagionatura troppo breve che rende il processo di combustione poco efficiente.

Una volta calcolato l'equivalente energetico della biomassa annualmente consumata, si è pensato di valutare concretamente quanto effettivamente incide l'umidità. In particolare, si è applicato il procedimento a ritroso di quello utilizzato nel paragrafo precedente: nota l'energia "chimica" della biomassa richiesta dal sistema, si è calcolata quanta biomassa sarebbe necessaria se il tasso di umidità di quest'ultima fosse inferiore rispetto a quella odierna. Si sono eseguiti i calcoli per un range compreso tra il 30% (valore minimo di umidità della biomassa in ingresso richiesto dalla caldaia perché funzioni entro i range dimensionali) e 40% di umidità. Di seguito il calcolo svolto per ogni fornitore e per ogni mese.

Nota:

- $E_{m,f}$  = energia "chimica" della biomassa richiesta mensilmente di un determinato fornitore. Non è altro che il risultato del calcolo svolto nel paragrafo precedente [MWh<sub>c</sub>];
- $PCI_0$  = potere calorifero inferiore della sostanza secca pari a 18,75 [MJ/kg];
- $U$  = umidità della biomassa, viene fatta variare in un range 40% ÷ 30% [%];

Si è calcolato:

- $PCI = (1-U) * PCI_0 - U * r =$  potere calorifero inferiore della biomassa  $\left[\frac{MJ}{kg}\right]$  ;
- $Q = \frac{E_{m,f} * 3,6}{PCI} =$  quantità di biomassa richiesta ad una determinata umidità [t].

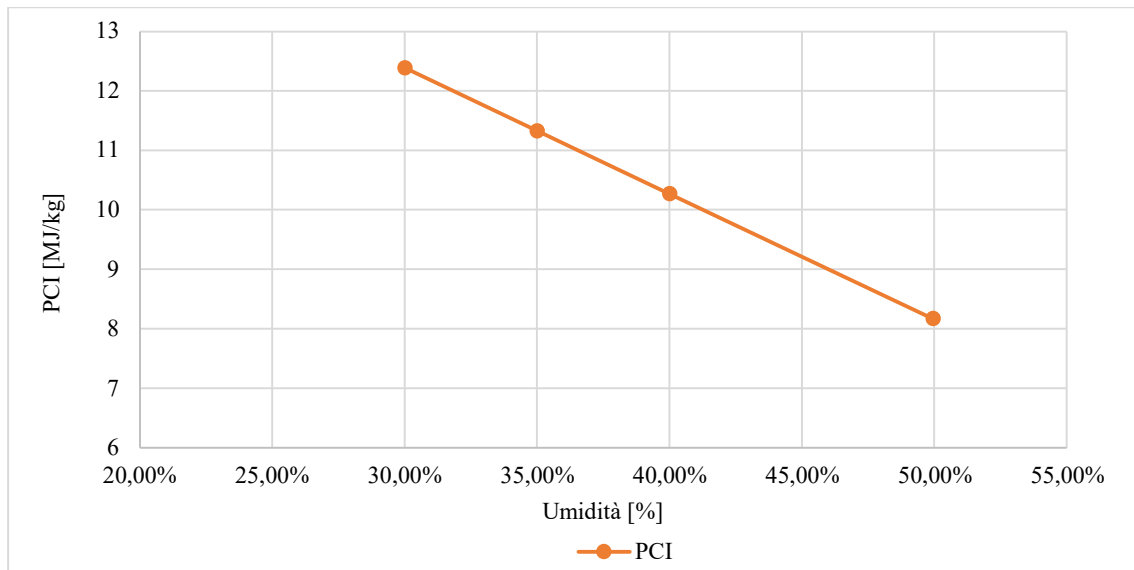
Come detto in precedenza, il calcolo è stato svolto per ogni mese e per ogni fornitore, ottenendo per ognuno di essi tre diversi valori diversi di  $Q$  corrispondenti ai tre valori di  $U$  testate (40%, 35%, 30%).

Sei sono anche i nuovi valori di PCI al variare dell'umidità.

Umidità biomassa	PCI [MJ/kg]
Attuale: 49,94% di media annuale	8,17
40%	10,27
35%	11,33
30%	12,39

*Tabella 20 PCI al variare dell'umidità*

Come ci si poteva aspettare, al diminuire dell'umidità si ha un aumento del potere calorifero inferiore della biomassa. Di seguito l'andamento grafico.



*Figura 82 Andamento del PCI al variare dell'umidità*

Sommando i valori di Q e considerando un valore medio annuale di umidità della biomassa bruciata nel 2019 (pari a 49,94%), si sono ottenuti i seguenti risultati.

Umidità biomassa	Quantità di biomassa [t]	Differenza [t]	Differenza [%]
Attuale: 49,94% di media annuale	34.442,46		
40%	27.331,86	7.110,60	20,64%
35%	24.776,77	9.665,69	28,06%
30%	22.658,56	11.783,90	34,21%

*Tabella 21 Risultati annuali della biomassa richiesta al variare dell'umidità*

Dai dati sopra riportati è possibile vedere che a parità di energia chimica in ingresso in caldaia, al diminuire dell'umidità della biomassa diminuisce la quantità necessaria. Abbassando l'umidità dal 49,94% di media attuale al 40% già si ottiene un 20% in meno di biomassa richiesta, mentre la condizione ottimale si raggiungerebbe per un tasso di umidità del 30%.

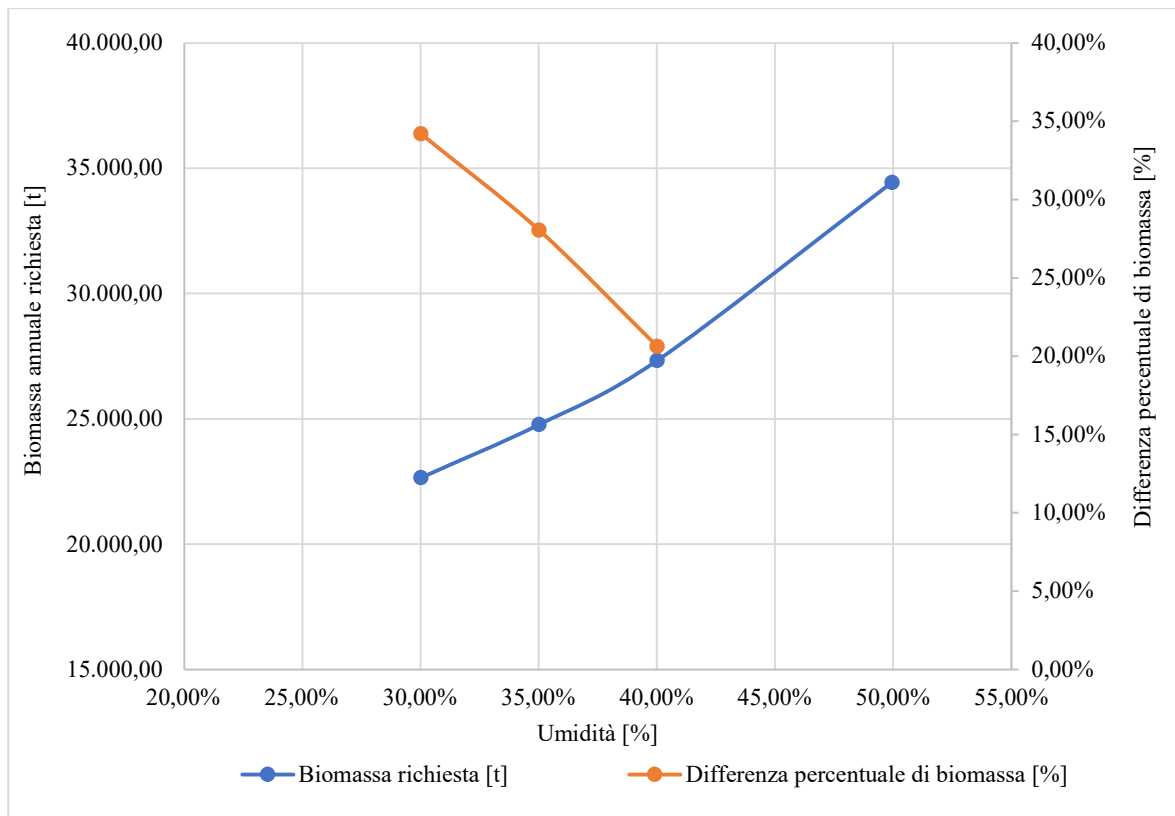


Figura 83 Biomassa richiesta al variare dell'umidità e differenza dall'attuale

Si noti come al diminuire dell'umidità della biomassa diminuisce di conseguenza la biomassa annuale richiesta, aumentando di conseguenza il divario con l'attuale impiego. Tutto ciò è possibile adottando delle misure diverse di gestione della biomassa: dal semplice prolungamento della fase di stagionatura ad un trattamento vero e proprio della biomassa con sistemi di essiccazione. Quest'ultima soluzione da valutare, visti gli alti costi d'investimento della tecnologia.

## 6.2. Calcolo dei rendimenti

Una volta determinato il valore energetico della biomassa consumata è possibile determinare il rendimento termico, elettrico e di primo principio del turbogeneratore ORC.

Sono state utilizzate le seguenti definizioni di rendimento:

$$\eta_{el} = \frac{E_{el}}{E_{in}} = \frac{E_{el}}{E_{biomassa}}$$

$\eta_{el}$  = rendimento elettrico;

$E_{el}$  = energia elettrica prodotta dal turbogeneratore ORC;

$E_{in} = E_{biomassa}$  = energia della biomassa in ingresso alla caldaia.

$$\eta_{th} = \frac{E_{th}}{E_{in}} = \frac{E_{th}}{E_{biomassa}}$$

$\eta_{th}$  = rendimento termico;

$E_{th}$  = energia termica ceduta dal condensatore del turbogeneratore ORC all'acqua.

$$\eta = \frac{E_{el}+E_{th}}{E_{in}} = \frac{E_{el}+E_{th}}{E_{biomassa}}$$

$\eta$  = rendimento globale

Oltre ai rendimenti è stato definito anche l'indice elettrico (C) per valutare il rapporto tra energia elettrica prodotta ed energia termica.

$$C = \frac{E_{el}}{E_{th}}$$

Il calcolo dei rendimenti è stato fatto su base mensile. Avendo a disposizione i dati misurati di energia elettrica e di energia termica ceduta dal condensatore del turbogeneratore ORC all'acqua, si è reso necessario solamente calcolare il consumo in termini energetici della biomassa, con la procedura già vista precedentemente.

Per quanto concerne il calcolo della biomassa bisogna fare una precisazione: il cippato in ingresso alla caldaia viene bruciato per creare l'energia termica per riscaldare l'olio diatermico che a sua volta cede gran parte del calore al fluido del gruppo ORC. Tuttavia nel circuito dell'olio diatermico è presente anche lo scambiatore olio diatermico-acqua che in alcuni momenti dell'anno scambia il calore proveniente dall'olio diatermico per scaldare una determinata portata d'acqua dell'anello principale della centrale. Per tale ragione bisognerebbe sottrarre la quota parte di biomassa corrispondente alla generazione di calore che va ad alimentare lo scambiatore olio-diatermico acqua; tuttavia nel calcolo questa operazione non è stata eseguita considerando trascurabile l'energia termica prodotta dallo scambiatore olio diatermico-acqua se confrontato con il condensatore del gruppo ORC.

Di seguito i dati che dimostrano la correttezza dell'ipotesi fatta.

	<b>A</b>	<b>B</b>	
<b>Mese</b>	<b>Energia termica condensatore gruppo ORC [kWh<sub>t</sub>]</b>	<b>Energia termica scambiatore olio d. – acqua [kWh<sub>t</sub>]</b>	<b>B/A [%]</b>
Gennaio	3.247.300,00	18.720,00	0,58
Febbraio	2.947.400,00	5.490,00	0,19
Marzo	3.203.800,00	7.560,00	0,24
Aprile	3.116.500,00	4.390,00	0,14
Maggio	3.249.700,00	4.680,00	0,14
Giugno	2.404.400,00	10.150,00	0,42
Luglio	3.181.500,00	4.720,00	0,15
Agosto	3.425.900,00	2.640,00	0,08
Settembre	3.306.400,00	3.380,00	0,10
Ottobre	3.453.200,00	4.310,00	0,12
Novembre	2.864.100,00	43.320,00	1,51
Dicembre	3.559.000,00	42.420,00	1,19

Tabella 22 Rapporto energia termica scambiatore olio d.-acqua e condensatore gruppo ORC

Di seguito i rendimenti medi mensili calcolati e il valore mensile dell'indice elettrico C.

<b>Mese</b>	<b>MWh<sub>c</sub> biomassa</b>	<b>Energia termica generata [MWh<sub>t</sub>]</b>	<b>Energia elettrica generata [MWh<sub>e</sub>]</b>	<b><math>\eta_{el}</math></b>	<b><math>\eta_{th}</math></b>	<b><math>\eta</math></b>	<b>C</b>
Gennaio	5.684,58	3.247,30	728,15	12,81%	57,12%	69,93%	0,22
Febbraio	4.847,55	2.947,40	665,57	13,73%	60,80%	74,53%	0,23
Marzo	5.531,02	3.203,80	730,37	13,21%	57,92%	71,13%	0,23
Aprile	5.067,46	3.116,50	708,34	13,98%	61,50%	75,48%	0,23
Maggio	4.725,60	3.249,70	734,70	15,55%	68,77%	84,32%	0,23
Giugno	3.624,36	2.404,40	526,88	14,54%	66,34%	80,88%	0,22
Luglio	5.006,67	3.181,50	682,60	13,63%	63,55%	77,18%	0,21
Agosto	5.294,89	3.425,90	726,65	13,72%	64,70%	78,43%	0,21
Settembre	5.291,38	3.306,40	713,15	13,48%	62,49%	75,96%	0,22
Ottobre	5.817,06	3.453,20	736,38	12,66%	59,36%	72,02%	0,21
Novembre	4.632,09	2.864,10	605,11	13,06%	61,83%	74,90%	0,21
Dicembre	5.847,74	3.559,00	718,18	12,28%	60,86%	73,14%	0,20

Tabella 23 Prestazioni mensili del turbogeneratore

## 7. Configurazione attuale e modello base della centrale

Dopo aver analizzato dal punto di vista termico ed elettrico la centrale di cogenerazione e dopo aver calcolato le prestazioni del componente maggiormente impiegato per la generazione del calore utile a servire la rete di teleriscaldamento, in questo capitolo viene illustrata la configurazione attuale dell'anello di centrale e la costruzione del modello base della centrale per il successivo sviluppo delle simulazioni di ottimizzazione.

Nella prima parte trova spazio lo studio dell'attuale funzionamento della centrale, in particolare l'individuazione dei componenti in servizio e il loro posizionamento lungo la "catena" di produzione del calore.

Successivamente, nella seconda parte del capitolo, viene descritto il modello base che ben rappresenta il funzionamento della centrale.

### 7.1. Configurazione attuale dell'anello di centrale

In questa sezione si mostra la configurazione attuale del circuito principale dell'acqua di centrale dal ritorno fino alla mandata dell'acqua stessa alla rete di teleriscaldamento. Questo si rende necessario in quanto, in fase di elaborazione dei dati misurati di funzionamento dei vari generatori e ausiliari installati in centrale, ci si è accorti che l'ordine reale dei componenti allacciati al circuito principale dell'acqua differisce dallo schema di progetto.

Questa difformità è stata individuata utilizzando i principi di conservazione dell'energia e della massa applicati a due correnti di fluidi in miscelazione ad un nodo. Nel caso in esame ogni nodo, dove confluiscono due flussi d'acqua diversi in temperatura e portata, può essere ben rappresentato in quel che in termodinamica viene definita "camera di miscelazione".

In termodinamica, per camera di miscelazione si intende un dispositivo o una semplice sezione immaginaria in cui avviene il mescolamento di due o più correnti fluide e per cui vale il principio di conservazione della massa secondo cui la somma delle portate massiche in entrata è uguale alla portata massica della miscela in uscita.

Per le camere di miscelazione, che di solito sono ben isolate termicamente ( $q=0$ ) e non comportano alcun tipo di lavoro ( $l=0$ ), verificandosi anche che le energie cinetica e potenziale dei fluidi di solito sono trascurabili ( $e_c \simeq 0$ ,  $e_p \simeq 0$ ), applicando l'equazione che esprime il principio di conservazione dell'energia:

$$\dot{Q} - \dot{L} = \sum \dot{m}_u \left( h_u + \frac{w_u^2}{2} + gz_u \right) - \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{w_e^2}{2} + gz_e \right) ; e = \text{entrante}, u = \text{uscite}$$

si ha che l'energia totale dei flussi in entrata deve essere uguale all'energia totale della miscela in uscita. In questo caso l'equazione di conservazione dell'energia diventa analoga all'equazione di conservazione della massa.

Si consideri quindi il sistema di miscelazione, il cui contorno è indicato nella figura di seguito in linea tratteggiata.

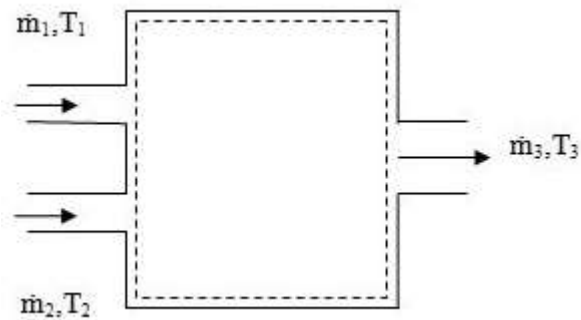


Figura 84 Rappresentazione del sistema di miscelazione dell'acqua

Poiché, l'acqua attraversa il contorno, si tratta di un volume di controllo e, poiché non vi sono indicazioni di variazione entro il volume di controllo nel tempo, si tratta di un sistema a flusso stazionario.

L'equazione di conservazione della massa per questo sistema assunto a flusso stazionario è:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_u \text{ oppure } \dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

Poiché nessuna potenza sotto forma di calore o lavoro viene scambiata attraverso il contorno ( $\dot{Q} \simeq 0, \dot{L} \simeq 0$ ) e le energie cinetica e potenziale possono essere considerate trascurabili ( $e_c \simeq 0, e_p \simeq 0$ ), l'equazione di conservazione dell'energia per il sistema a flusso stazionario è:

$$\dot{Q} - \dot{L} = \sum \dot{m}_u \left( h_u + \frac{w_u^2}{2} + gz_u \right) - \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{w_e^2}{2} + gz_e \right)$$

quindi:

$$\sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_u h_u$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

oppure:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Dalla termodinamica si può scrivere:

$$\dot{m}_1 c_{p1} T_1 + \dot{m}_2 c_{p2} T_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) c_{p3} T_3$$

Assumendo i calori specifici per l'acqua costanti, si ottiene:

$$\dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_2 T_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) T_3$$

L'equazione sopra descritta è stata più volte applicata ai nodi del circuito dove le portate si miscelano per individuare il reale posizionamento dei componenti. Il processo è stato ripetuto iterativamente finché i valori di temperatura misurati trovavano riscontro con il calcolo.

Di seguito lo schema semplificato della centrale da progetto e quello attualmente individuato in seguito all'elaborazione dei dati misurati.

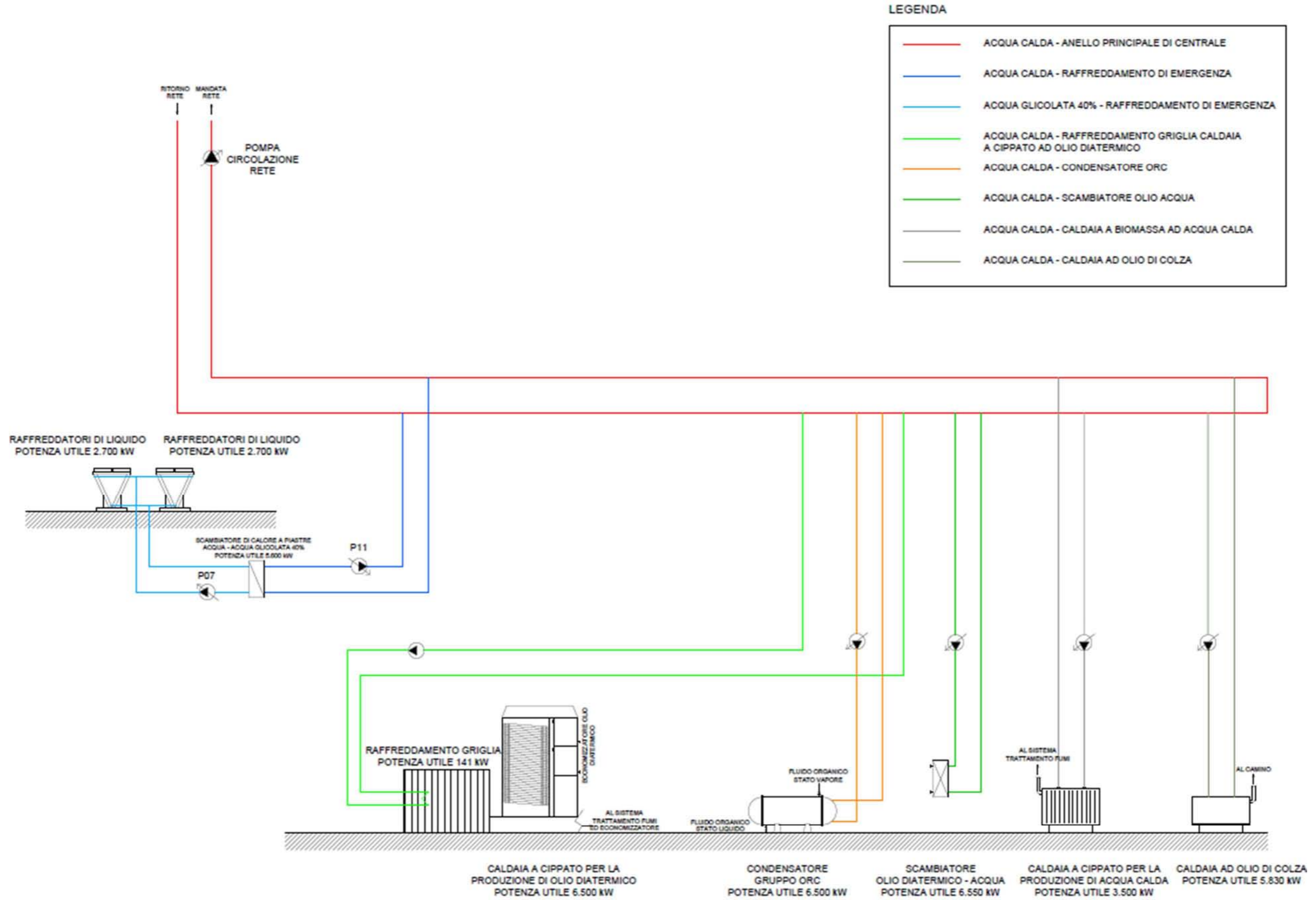


Figura 85 Schema semplificato di centrale da progetto

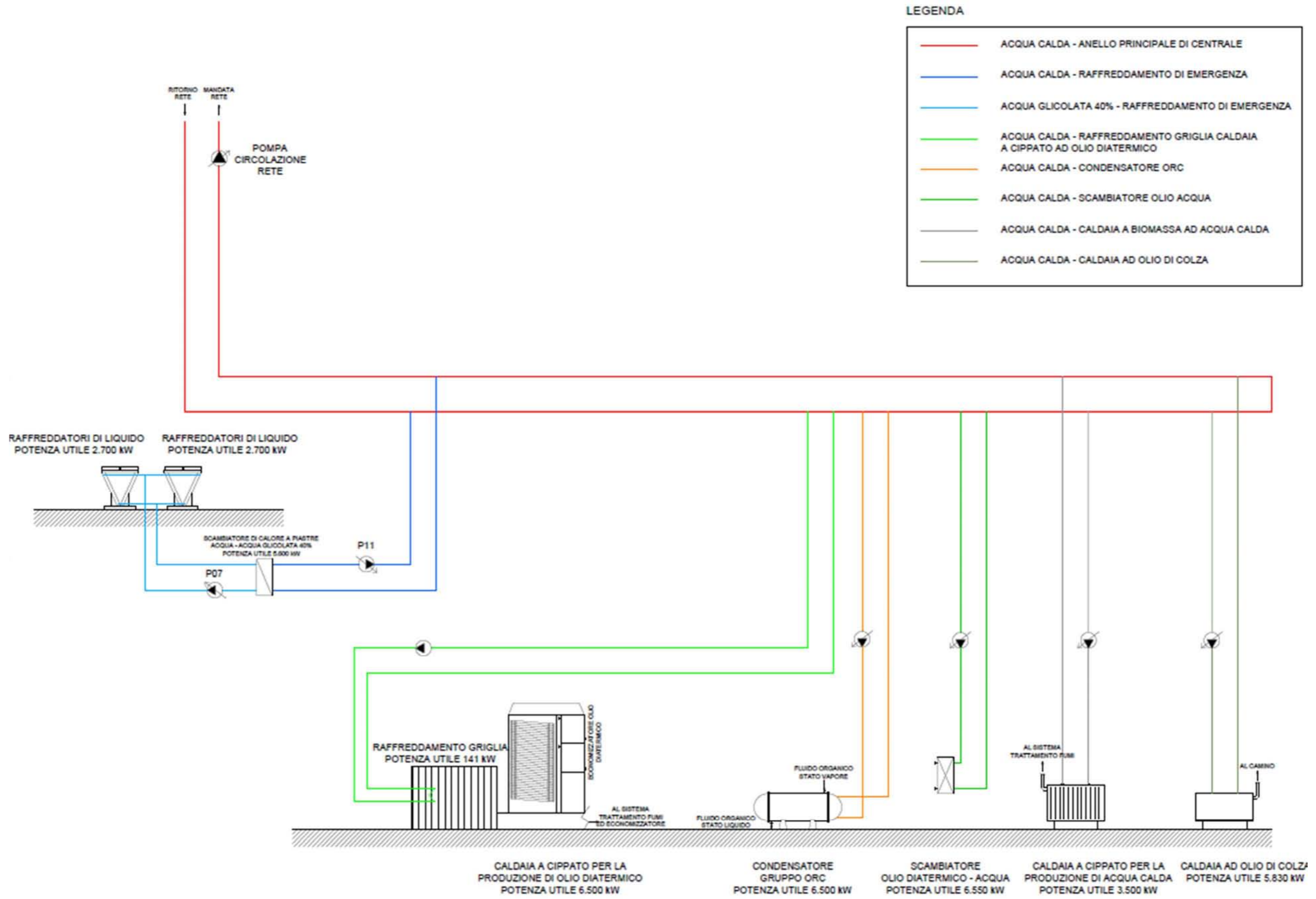


Figura 86 Schema semplificato centrale individuato con elaborazione dati misurati

Dai due schemi sopra riportati risulta evidente un'importante differenza nella posizione dei componenti. Nello schema di progetto originario il ritorno dallo scambiatore di raffreddamento griglia è posto dopo il ritorno del condensatore del gruppo ORC. Questa configurazione non trova riscontro con i dati misurati in quanto la somma della portata in mandata allo scambiatore di raffreddamento griglia e del condensatore del gruppo ORC risulta superiore alla portata disponibile prima della mandata dello scambiatore di raffreddamento griglia. A tal proposito, dopo vari tentativi, si è ottenuta la nuova configurazione rappresentata nel secondo schema. In questa, a differenza di prima, il ritorno dello scambiatore di raffreddamento griglia si collega all'anello d'acqua di centrale prima della mandata al condensatore del gruppo ORC. Questa pare la soluzione che più si avvicina al reale funzionamento basandosi sull'attendibilità/correttezza dei dati misurati.

## 7.2. Costruzione del modello dello stato attuale della centrale

Per sviluppare le varie simulazioni si è reso necessario costruire un modello base che va vuole rappresentare l'esercizio attuale della centrale.

Il modello si articola in due fasi: la prima riguarda la rappresentazione della centrale di produzione di acqua calda che va a servire la rete di teleriscaldamento mentre la seconda riguarda l'elaborazione delle curve di potenza di alcune pompe di centrale fondamentali per l'analisi delle varie soluzioni di ottimizzazione pensate. Una volta presentato il lavoro di modellazione trova spazio la verifica delle ipotesi e quindi valutazione della bontà del modello creato.

### 7.2.1. Modellazione della centrale

Per quanto concerne la prima fase, l'obiettivo è quello di creare un modello base che sarà soggetto di modifiche in base ai vari casi di ottimizzazione che saranno presentati. Dal modello sono esclusi due componenti: la caldaia a cippato per la produzione di acqua calda e la caldaia ad olio di colza. L'esclusione della prima deriva dal fatto che la caldaia non è mai stata utilizzata durante l'anno, mentre la caldaia ad olio di colza è stata utilizzata solo nei giorni in cui la caldaia a cippato principale e/o il condensatore erano inattivi; ma questi giorni saranno esclusi dai vari calcoli di analisi di ottimizzazione.

Di seguito lo schema del modello costruito.

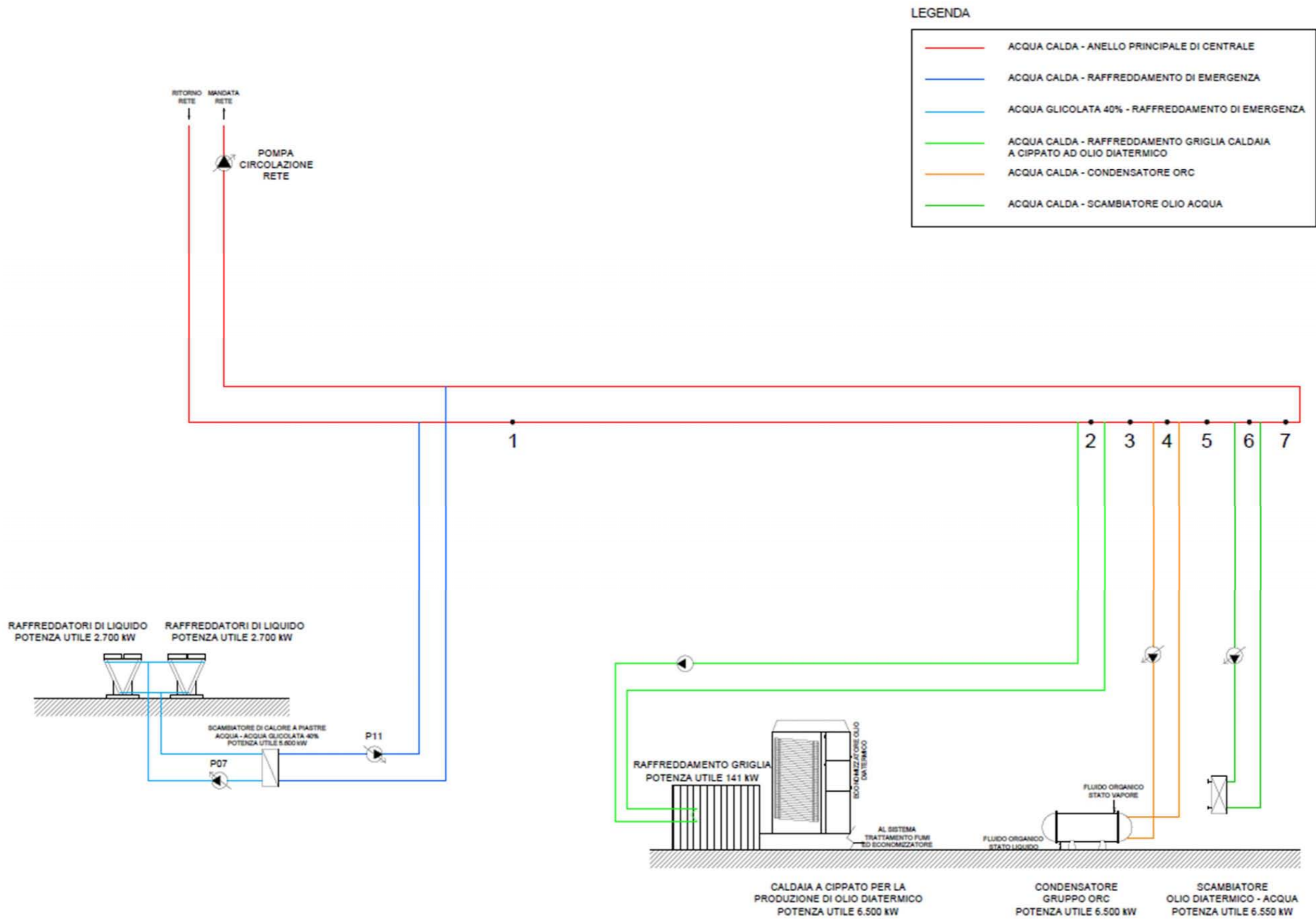


Figura 87 Schema semplificato di centrale - stato attuale

### Descrizione del modello

Il modello si basa essenzialmente sull'applicazione dei principi di conservazione di massa e di energia già illustrati ad inizio capitolo e nel quale entrano in gioco potenze, portate e temperature dei vari nodi dell'anello principale dell'acqua calda della centrale. Da questo deriva un sistema di equazioni per la determinazione delle incognite del modello.

Incognite e termini noti sono stati suddivisi rispettivamente in variabili dipendenti che dipendono da variabili indipendenti note e fissate a monte. Le variabili indipendenti fissate derivano da dati misurati a disposizione.

L'intervallo temporale del modello è il giorno, quindi le variabili indipendenti e dipendenti sono da considerarsi valori medi giornalieri.

#### *Variabili indipendenti del modello:*

- $P_{rete}$  = potenza termica media giornaliera richiesta dalla rete [kW];
- $T_{in,rete}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in mandata alla rete [°C];
- $T_{out,rete}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua di ritorno in centrale [°C];
- $T_{out,dry\ cooler}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in uscita dal dissipatore dry cooler [°C];
- $P_{griglia}$  = potenza termica media giornaliera fornita dallo scambiatore di raffreddamento griglia per il riscaldamento dell'acqua di anello di centrale [kW];
- $\dot{m}_{griglia}$  = portata media giornaliera di acqua in ingresso allo scambiatore di raffreddamento griglia [m<sup>3</sup>/h];
- $P_{cond\ ORC}$  = potenza termica media giornaliera fornita dal condensatore del gruppo ORC per il riscaldamento dell'acqua di anello di centrale [kW];
- $\dot{m}_{cond\ ORC}$  = portata media giornaliera di acqua in ingresso al condensatore del gruppo ORC [m<sup>3</sup>/h];
- $P_{olio\ d.\ -\ acqua}$  = potenza termica media giornaliera fornita dallo scambiatore olio diatermico-acqua per il riscaldamento dell'acqua di anello di centrale [kW];
- $\dot{m}_{olio\ d.\ -\ acqua}$  = portata media giornaliera di acqua in ingresso allo scambiatore olio-diatermico acqua [m<sup>3</sup>/h];
- $c_p$  = calore specifico dell'acqua assunto pari a 4,1883 kJ/(kg K);
- $\rho$  = densità dell'acqua assunta pari a 977,68 kg/m<sup>3</sup>;
- $n$  = numero ore giornaliera, pari a 24 h.

*Variabili dipendenti del modello:*

- $\dot{m}_{rete}$  = portata media giornaliera di acqua di rete [ $m^3/h$ ];
- $P_{dry, cooler}$  = potenza termica media giornaliera dissipata al dry cooler [kW];
- $\dot{m}_{dry, cooler}$  = portata media giornaliera inviata al dissipatore dry cooler [ $m^3/h$ ];
- $T_{in, dry, cooler}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in ingresso al dissipatore dry cooler [ $^{\circ}C$ ];
- $T_{in, griglia}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in ingresso allo scambiatore di raffreddamento griglia [ $^{\circ}C$ ];
- $T_{out, griglia}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in uscita dallo scambiatore di raffreddamento griglia [ $^{\circ}C$ ];
- $T_{in, cond, ORC}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in ingresso al condensatore del gruppo ORC [ $^{\circ}C$ ];
- $T_{out, cond, ORC}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in uscita dal condensatore del gruppo ORC [ $^{\circ}C$ ];
- $T_{in, olio d. - acqua}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in ingresso allo scambiatore olio diatermico – acqua [ $^{\circ}C$ ];
- $T_{out, olio d. - acqua}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in ingresso allo scambiatore olio diatermico – acqua [ $^{\circ}C$ ].

Oltre alle variabili appena descritte, nel modello sono stati definiti ulteriori sette punti che vanno a rappresentare altrettanti punti dell'anello principale dell'acqua in centrale. Di seguito la descrizione dei punti.

Punto 1: punto intermedio tra il dissipatore dry cooler e lo scambiatore di raffreddamento griglia. La portata in corrispondenza di questo punto è data dalla somma della portata di ritorno dalla rete e quella uscente dal dry cooler; la temperatura invece si trova ad un valore intermedio tra la  $T_{out, dry, cooler}$  e la  $T_{out, rete}$ ;

Punto 2: punto di by pass allo scambiatore di raffreddamento griglia. Con questo punto si indica la portata d'acqua che non passa per lo scambiatore di raffreddamento griglia; la sua temperatura, quindi, è la stessa del punto 1;

Punto 3: punto intermedio tra lo scambiatore di raffreddamento griglia e il condensatore del gruppo ORC. La portata in corrispondenza di questo punto è data dalla somma della portata

circolante nello scambiatore di raffreddamento griglia e quella del punto 2; la temperatura invece si trova ad un valore intermedio tra la  $T_{out, griglia}$  e la  $T_2$ ;

Punto 4: punto di by pass al condensatore del gruppo ORC. Con questo punto si indica la portata d'acqua che non passa per il condensatore del gruppo ORC; la sua temperatura, quindi, è la stessa del punto 3;

Punto 5: punto intermedio tra il condensatore del gruppo ORC e lo scambiatore olio diatermico-acqua. La portata in corrispondenza di questo punto è data dalla somma della portata circolante nel condensatore del gruppo ORC e quella del punto 4; la temperatura invece si trova ad un valore intermedio tra la  $T_{out, cond ORC}$  e la  $T_4$ ;

Punto 6: punto di by pass allo scambiatore olio diatermico-acqua. Con questo punto si indica la portata d'acqua che non passa per lo scambiatore olio diatermico-acqua; la sua temperatura, quindi, è la stessa del punto 5;

Punto 7: è il punto di miscelazione tra la portata circolante nello scambiatore olio diatermico-acqua e la portata di by pass del punto 6. Considerando trascurabile le perdite termiche lungo le tubazioni, la temperatura  $T_7$  corrisponde alla temperatura di mandata alla rete:  $T_{in, rete}$ .

Ogni punto è caratterizzato da una determinata portata e temperatura per una totalità di ulteriori 14 variabili dipendenti calcolate.

- $\dot{m}_1, \dots, \dot{m}_7$  = portate medie giornaliere dei sette punti intermedi dell'anello di acqua principale della centrale [ $m^3/h$ ];
- $T_1, \dots, T_7$  = temperature medie giornaliere dei sette punti intermedi dell'anello di acqua principale della centrale [ $^{\circ}C$ ].

#### Ipotesi utilizzate

Per la costruzione del modello si è reso necessario fare delle ipotesi semplificative per agevolare la fase di calcolo e la simulazione in generale. Le ipotesi assunte dovranno poi essere verificate al termine della simulazione. Le ipotesi principali sono:

- calore specifico ( $c_p$ ) dell'acqua costante e assunto pari  $4,1883 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ ;
- densità ( $\rho$ ) dell'acqua assunta costante e pari a  $977,68 \text{ kg}/m^3$ .

Per il calore specifico e la densità è stato utilizzato un valore costante per tutti gli stadi della simulazione, considerando la variazione di queste grandezze marginale al fine del calcolo. E' una considerazione ed ipotesi che verrà verificata alla fine.

Altre ipotesi significative del modello sono:

- calcolo su base giornaliera: non avendo dati con cadenza oraria precisa, si è deciso di utilizzare il giorno come intervallo di riferimento;
- perdite termiche trascurabili: per principi noti della termodinamica, un fluido caldo (in questo caso acqua calda di temperatura compresa tra 60÷85 °C), è soggetta a perdite termiche durante la sua movimentazione lungo le tubazioni delle centrali. Nel modello creato si considera la tubazione come sistema adiabatico, dove non vi è scambio di calore con l'ambiente esterno. Come già detto in precedenza, la veridicità di tale ipotesi dovrà essere verificata in base ai risultati ottenuti.

### Fase di calcolo

La fase di calcolo si basa essenzialmente sull'applicazione ripetuta di due equazioni: la prima è stata descritta nel paragrafo 7.1 di questo capitolo:

$$\dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_2 T_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) T_3$$

Dove:

date due portate d'acqua  $\dot{m}_1$  e  $\dot{m}_2$  alle rispettive temperature  $T_1$  e  $T_2$  che si miscelano, si ottiene una portata data dalla somma delle due e a temperatura  $T_3$  di equilibrio tra  $T_1$  e  $T_2$ .

La seconda equazione non è altro che la comune definizione di calore scambiato:

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T$$

Le equazioni appena descritte sono state più volte applicate e rimaneggiate per risolvere le incognite del modello e i punti intermedi dell'anello principale dell'acqua di centrale.

Di seguito la cronologia della fase di calcolo applicata.

#### *- Definizione delle variabili indipendenti*

Come già detto in fase di descrizione del modello, si fissano delle variabili indipendenti. Quest'ultime derivano da dati misurati, gli stessi già descritti nel capitolo 5, ma con intervallo giornaliero. Quindi per ogni grandezza si è fatta la media giornaliera dei dati disponibile del giorno in oggetto.

Di seguito le variabili indipendenti definite.

$P_{rete}$ ,  $T_{in,rete}$ ,  $T_{out,rete}$ ,  $T_{out,dry cooler}$ ,  $P_{griglia}$ ,  $\dot{m}_{griglia}$ ,  $P_{cond ORC}$ ,  $\dot{m}_{cond ORC}$ ,  $P_{olio d. - acqua}$ ,  $\dot{m}_{olio d. - acqua}$ ,  $c_p$ ,  $\rho$ ,  $n$ .

- *Calcolo delle variabili dipendenti*

Una volta fissate le grandezze indipendenti, si è passati al calcolo delle variabili dipendenti del sistema, ovvero le incognite del modello. Di seguito l'ordine esatto della procedura di calcolo.

- 1)  $\dot{m}_{rete} = \frac{P_{rete} * 3600}{(T_{in,rete} - T_{out,rete}) * c_p * \rho}$
- 2)  $P_{dry,cooler} = P_{griglia} + P_{cond} + P_{olio\ d.-acqua} - P_{rete}$
- 3)  $T_{in,dry\ cooler} = T_{in,rete}$
- 4)  $\dot{m}_{dry\ cooler} = \frac{P_{dry\ cooler} * 3600}{(T_{in,dry\ cooler} - T_{out,dry\ cooler}) * c_p * \rho}$
- 5)  $T_7 = T_{in,rete}$
- 6)  $\dot{m}_7 = \dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry\ cooler}$
- 7)  $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 - \dot{m}_{olio\ d.-acq}$
- 8)  $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{olio\ d.-acq}$
- 9)  $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 - \dot{m}_{cond\ ORC}$
- 10)  $\dot{m}_3 = \dot{m}_{cond\ ORC} + \dot{m}_4$
- 11)  $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{griglia}$
- 12)  $\dot{m}_1 = \dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry\ cooler}$
- 13)  $T_{out,olio\ d.-ac} = \frac{\left( \dot{m}_7 T_7 + \frac{\dot{m}_6 * P_{olio\ d.-acqua} * 3600}{\dot{m}_{olio\ d.-acqua} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_6 + \dot{m}_{olio\ d.-acqua})}$
- 14)  $T_{in,olio\ d.-acq} = T_{out,olio\ d.-acq} - \frac{P_{olio\ d.-acqua} * 3600}{\dot{m}_{olio\ d.-acq} * c_p * \rho}$
- 15)  $T_6 = T_{in,olio\ d.-acqua}$
- 16)  $T_5 = T_{in,olio\ d.-acqua}$
- 17)  $T_{out,cond} = \frac{\left( \dot{m}_5 T_5 + \frac{\dot{m}_4 * P_{cond} * 3600}{\dot{m}_{cond} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_4 + \dot{m}_{cond})}$

$$18) T_{in,cond} = T_{out,cond} - \frac{P_{cond} * 3600}{\dot{m}_{cond} * c_p * \rho}$$

$$19) T_{out,griglia} = \frac{\left( \dot{m}_3 T_3 + \frac{\dot{m}_2 * P_{griglia} * 3600}{\dot{m}_{griglia} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_2 + \dot{m}_{griglia})}$$

$$20) T_{in,griglia} = T_{out,griglia} - \frac{P_{griglia} * 3600}{\dot{m}_{griglia} * c_p * \rho}$$

$$21) T_4 = T_{in,cond} \text{ ORC}$$

$$22) T_3 = T_{in,cond} \text{ ORC}$$

$$23) T_2 = T_{in,griglia}$$

$$24) T_1 = \frac{\dot{m}_{rete} * T_{out,rete} + \dot{m}_{dry\ cooler} * T_{out,dry\ cooler}}{\dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry\ cooler}}$$

Il sistema di equazioni appena descritto è stato applicato per 349 giorni del 2019. Sono stati esclusi dal calcolo i giorni in cui si sono riscontrati probabili errori di misurazione o giorni in cui la caldaia e/o il turbogeneratore è stato in manutenzione.

Di seguito i giorni/periodi esclusi dal calcolo con la relativa motivazione:

- 11 gennaio (1 giorno): probabile errore di misurazione delle variabili indipendenti utilizzate nel modello;
- dal 7 al 14 giugno (8 giorni): periodo di fermata della caldaia o del condensatore del gruppo ORC;
- 15 e 16 luglio (2 giorni): probabile errore di misurazione delle variabili indipendenti utilizzate nel modello;
- dal 24 al 28 novembre (5 giorni): periodo di fermata della caldaia o del condensatore del gruppo ORC.

La risoluzione del sistema permette di trovare giorno per giorno tutte le grandezze incognite dei punti che insistono sull'anello principale dell'anello di centrale dell'acqua.

### 7.2.2. Curve di potenza delle pompe

La seconda fase del modello riguarda la costruzione delle curve potenza-portata delle pompe di centrale. In particolare si sono ricavate le curve necessarie per le simulazioni dei modelli di ottimizzazione creati. Non sempre è stato possibile ottenere una curva di funzionamento, in tal caso si è ricorsi all'individuazione di determinati coefficienti alternativi.

Gli elementi interessati sono:

- Pompa di rete: pompa installata in mandata alla rete di teleriscaldamento;
- Pompa P11: pompa installata sul ritorno del circuito lato acqua del sistema di raffreddamento dry cooler;
- Pompa P07: pompa installata sul ritorno del circuito lato acqua glicolata del sistema di raffreddamento dry cooler;
- Ventilatori: Ventilatori dei raffreddatori di liquido per lo smaltimento del calore di dissipazione.

Di seguito il dettaglio per ogni componente.

### Curva pompa di rete

Dai dati termici ed elettrici misurati si hanno a disposizione dati orari della portata d'acqua in mandata alla rete e dell'assorbimento di potenza della pompa di rete.

Avendo a disposizione portata passante per la pompa e potenza assorbita si è potuto costruire la relativa curva di funzionamento; per far ciò sono stati utilizzati i valori misurati che presentavano lo stesso riferimento temporale per entrambi i dati (stessa data e stessa ora precisa), gli altri sono stati scartati. Di seguito una rappresentazione di esempio che chiarisce il concetto.

Riferimento temporale potenza pompa	Riferimento temporale portata	Potenza pompa misurata [kW]	Portata [m <sup>3</sup> /h]	
01/01/2019, 05:00	01/01/2019, 05:00	55,420	240,00	DATO UTILIZZATO
18/08/2019, 19:00	18/08/2019, 19:15	13,014	112,80	DATO SCARTATO

*Tabella 24 Esempio di impiego dati di misurazione disponibili*

La costruzione della curva è stata ottenuta suddividendola per mese, in modo tale da poter anche analizzare il suo andamento al variare della stagione.

Di seguito la curva della pompa risultante dai dati misurati.

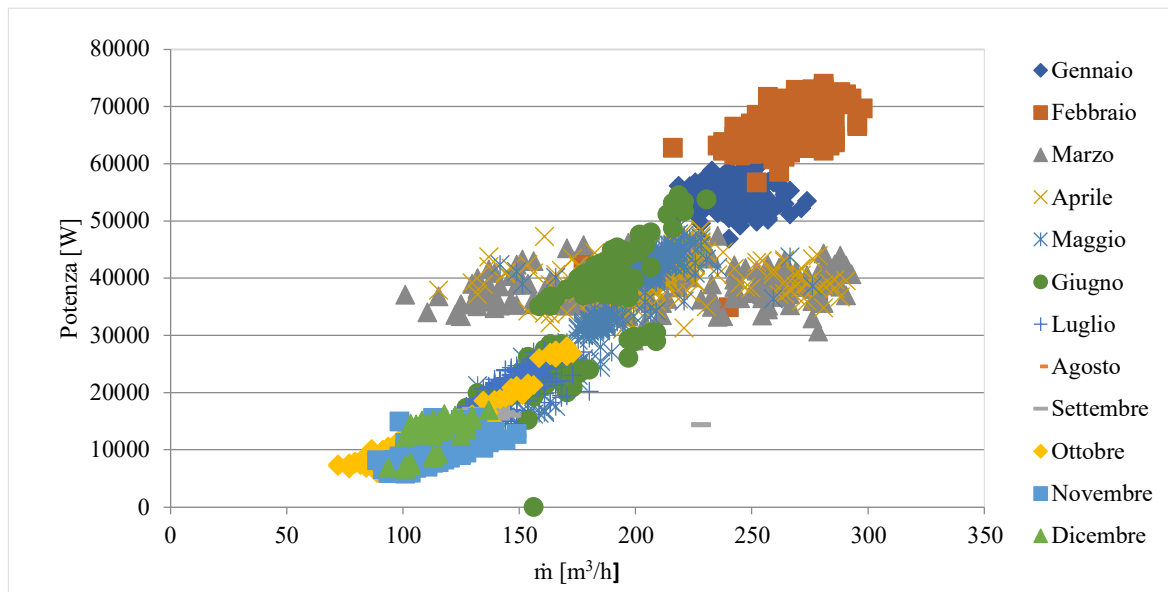


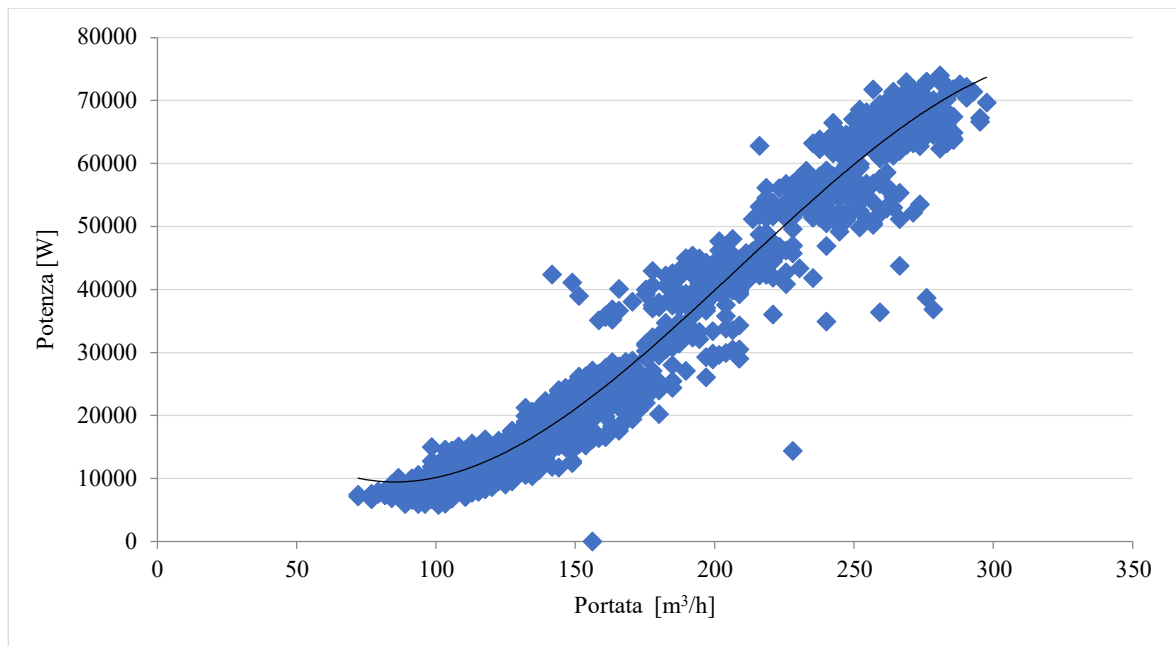
Figura 88 Curva portata-potenza pompa di rete da dati misurati

Dal grafico sopra riportato è possibile fare delle considerazioni.

In primo luogo si nota che sono presenti due mesi (marzo e aprile) che si discostano maggiormente dagli altri. Per tale motivo questi due mesi sono stati eliminati per la costruzione della curva e trattati separatamente.

La seconda riflessione riguarda l'andamento della curva al variare della stagionalità; i mesi più freddi, infatti, presentano generalmente alti valori di portata di rete e quindi elevate potenze assorbite. Solo alcuni giorni di novembre e dicembre presentano bassi valori di potenza assorbita per via di una regolazione avvenuta in centrale che ha portato alla riduzione della portata di rete.

Per la curva portata-potenza della pompa di rete si è deciso di suddividere la costruzione in due: la prima curva è rappresentativa di tutti i mesi tranne aprile e marzo, mentre una curva apposita va rappresentare i due mesi rimanenti.



*Figura 89 Curva l portata-potenza pompa di rete per simulazioni*

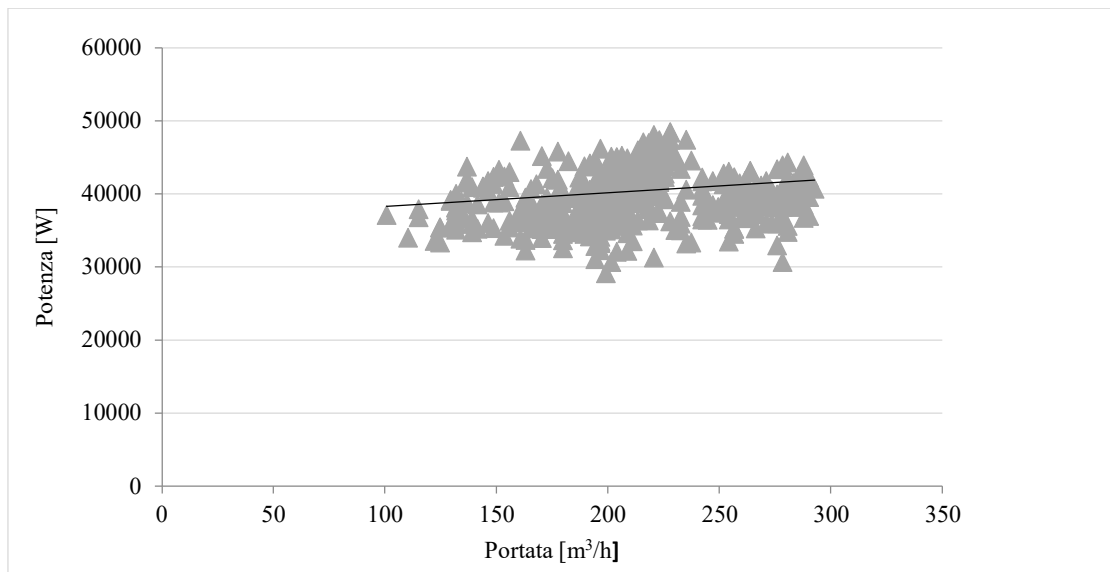
La curva sopra esposta rappresenta l'andamento della potenza assorbita dalla pompa al variare della portata: è rappresentativa di tutti i mesi ad esclusione di marzo e aprile. Si noti come all'aumentare della portata elaborata dalla pompa aumenta di conseguenza la potenza assorbita.

Individuato l'andamento si è ricavata la linea di tendenza polinomiale di terzo ordine che ben approssima i dati:

$$y = -0,00906 x^3 + 5,66405 x^2 - 768,15600 x + 39.389,38347$$

dove: x è il valore di portata in ingresso [m<sup>3</sup>/h], y è il corrispondente valore di potenza della pompa [W]. Tale equazione sarà utilizzata successivamente nelle simulazioni inerenti alla fase di ottimizzazione.

Secondariamente, per i mesi di marzo e aprile si è ottenuto l'andamento di seguito riportato in base ai dati misurati a disposizione.



*Figura 90 Curva 2 portata-potenza pompa di rete per simulazioni*

Nel grafico sopra riportato sono rappresentati i valori di potenza della pompa di rete al variare della portata per i mesi di marzo ed aprile. Di questi si è ricavata una linea di tendenza lineare avente la seguente equazione:

$$y = 18,6858 x + 36.443,9717$$

dove: x è il valore di portata in ingresso [m<sup>3</sup>/h], y è il corrispondente valore di potenza della pompa [W]. Anche in questo caso l'equazione sarà utilizzata successivamente nelle simulazioni inerenti alla fase di ottimizzazione.

### Curva pompa P11

Dai dati termici ed elettrici misurati si hanno a disposizione dati orari della portata d'acqua passante per la pompa P11 e dell'assorbimento della stessa.

Avendo a disposizione portata passante per la pompa e potenza assorbita si è potuto costruire la relativa curva di funzionamento; per far ciò sono stati utilizzati i valori misurati che presentavano lo stesso riferimento temporale per entrambi i dati, come già fatto per la pompa di rete.

Anche in questo caso, si è ottenuta una prima curva in base ai dati misurati disponibili e suddivisi per mese per apprezzare meglio l'andamento al variare della stagione.

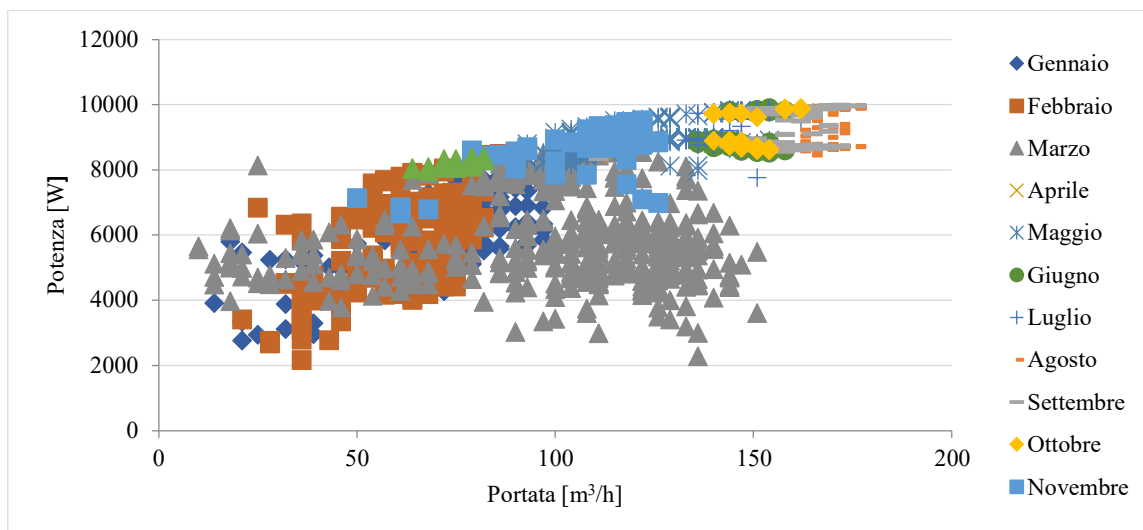


Figura 91 Curva portata-potenza pompa P11 da dati misurati

Dal grafico sopra riportato è possibile fare due considerazioni.

In primo luogo si nota che nei mesi più caldi la portata elaborata dalla pompa è maggiore e questo è congruo con il fatto che in questi mesi la potenza da dissipare è maggiore in quanto si ha minor richiesta termica dalla rete. Di conseguenza, all'aumentare della portata, aumenta la potenza assorbita dalla pompa.

Il secondo aspetto riguarda i dati relativi al mese di marzo, quest'ultimo presenta delle misurazioni che discordano fortemente dagli altri mesi. Per evitare che tali valori possano inficiare i risultati, si è preferito trattare separatamente il mese di marzo.

Di seguito l'andamento portata-potenza della pompa P11 ad esclusione del mese di marzo.

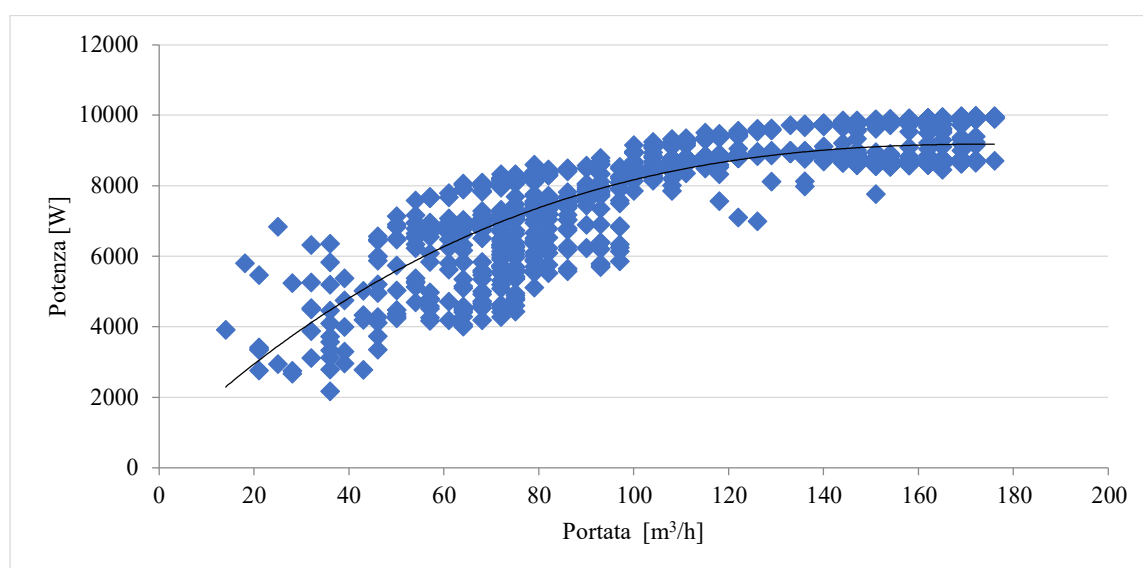


Figura 92 Curva 1 portata-potenza pompa P11 per simulazioni

Individuato l'andamento si è ricavata la linea di tendenza polinomiale di terzo ordine che ben approssima i dati:

$$y = 0,0010 x^3 - 0,6262 x^2 + 128,1900 x + 619,1106$$

dove: x è il valore di portata in ingresso [m<sup>3</sup>/h], y è il corrispondente valore di potenza della pompa [W]. Tale equazione sarà utilizzata successivamente nelle simulazioni inerenti alla fase di ottimizzazione.

Secondariamente, per il mese di marzo si è ottenuto l'andamento di seguito riportato in base ai dati misurati a disposizione.

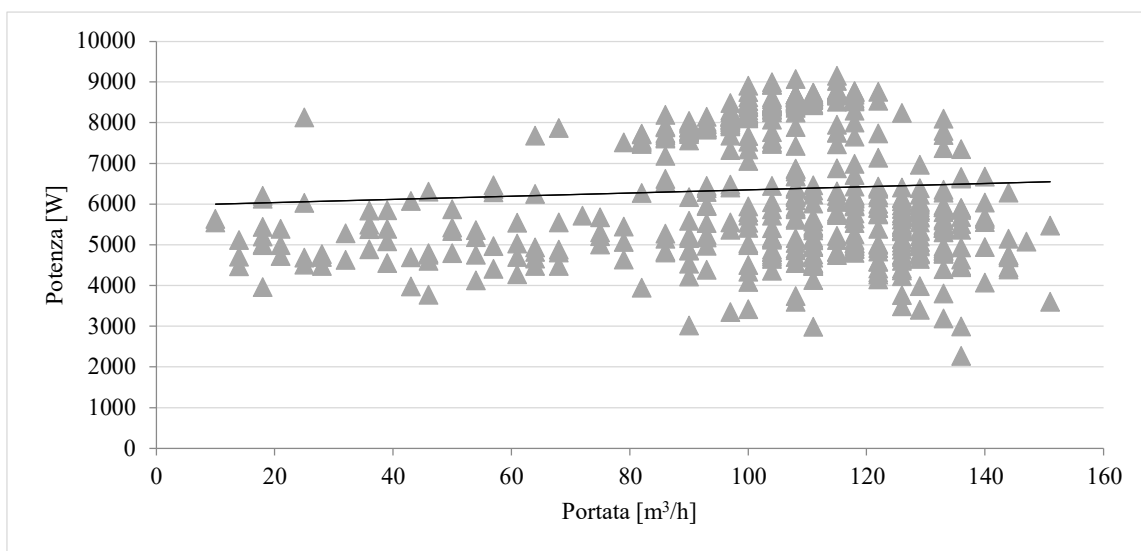


Figura 93 Curva 2 portata-potenza pompa P11 per simulazioni

Nel grafico sopra riportato sono rappresentati i valori di potenza della pompa P11 al variare della portata per il mese di marzo. Di questi si è ricavata una linea di tendenza lineare avente la seguente equazione:

$$y = 3,9098 x + 5.960,3317$$

dove: x è il valore di portata in ingresso [m<sup>3</sup>/h], y è il corrispondente valore di potenza della pompa [W]. Anche in questo caso l'equazione sarà utilizzata successivamente nelle simulazioni inerenti alla fase di ottimizzazione.

### Coefficiente di potenza pompa P07

Per quanto concerne la pompa P07 non è stato possibile ricavare la caratteristica portata-potenza della pompa in quanto non si hanno a disposizione i dati di portata circolante nel “ramo” dove è installata la pompa.

Per ovviare a tale problema si è definito un indice che mette in relazione la potenza elettrica assorbita dalla pompa e quella termica dissipata. La relazione tra le due potenze è congrua in quanto la pompa si trova sul circuito di dissipazione e contribuisce, con il proprio servizio, a dissipare la potenza termica in eccesso. Il calcolo è stato fatto su base giornaliera. Di seguito l'indice calcolato.

$$\lambda_g = \frac{P_{pompa,g}}{P_{diss,g}} \left[ \frac{kW_{e,pompa}}{kW_{t,diss}} \right]$$

dove:

$\lambda_g$  = coefficiente di potenza giornaliero della pompa P07;

$P_{pompa,g}$  = potenza elettrica media giornaliera assorbita dalla pompa P07 [ $kW_{e,pompa}$ ];

$P_{diss,g}$  = potenza termica media giornaliera dissipata [ $kW_{t,diss}$ ].

Una volta calcolato  $\lambda_g$  per ogni giorno (ad eccezione dei soliti sedici giorni dell'anno sempre esclusi da ogni calcolo), si è calcolato un valore medio mensile  $\lambda_m$ .

Di seguito i dodici valori mensili del coefficiente.

Mese	$\lambda_m$ [ $kW_{e,pompa}/kW_{t,diss}$ ]
Gennaio	0,00184
Febbraio	0,00538
Marzo	0,00609
Aprile	0,00323
Maggio	0,00232
Giugno	0,00485
Luglio	0,00469
Agosto	0,00429
Settembre	0,00495
Ottobre	0,00274
Novembre	0,00222
Dicembre	0,00264

Tabella 25 Valori mensili del coefficiente  $\lambda_m$

La definizione di tale indice risulterà utile nelle simulazioni dei vari casi di ottimizzazione per la valutazione l'aumento o la diminuzione della potenza della pompa all'aumentare o diminuire della potenza da dissipare.

Si noti come nei mesi primaverili/estivi dell'anno la pompa assorbe maggior potenza elettrica per ogni kW di potenza termica da dissipare.

### Coefficienti di potenza dei ventilatori

I ventilatori della linea di dissipazione sono altri elementi oggetto di consumo di energia elettrica per lo smaltimento dell'energia termica eccedente non richiesta dalla rete. Anche in questo caso non è stato possibile definire una caratteristica portata-potenza ma si è ricorsi allo stesso metodo utilizzato per la pompa P07. E' stato definito un coefficiente che mette in relazione la potenza elettrica assorbita dai ventilatori e la potenza termica dissipata. Il calcolo è stato fatto su base giornaliera. Di seguito l'indice calcolato.

$$\vartheta_g = \frac{P_{\text{ventilatori,g}}}{P_{\text{diss,g}}} \left[ \frac{\text{kW}_{\text{e,ventilatori}}}{\text{kW}_{\text{t,diss}}} \right]$$

dove:

$\vartheta_g$  = coefficiente di potenza giornaliero dei ventilatori;

$P_{\text{ventilatori,g}}$  = potenza elettrica media giornaliera assorbita dai ventilatori [ $\text{kW}_{\text{e,ventilatori}}$ ];

$P_{\text{diss,g}}$  = potenza termica media giornaliera dissipata [ $\text{kW}_{\text{t,diss}}$ ].

Una volta calcolato  $\vartheta_g$  per ogni giorno (ad eccezione dei soliti sedici giorni dell'anno sempre esclusi da ogni calcolo), si è calcolato un valore medio mensile  $\vartheta_m$ .

Di seguito i dodici valori mensili del coefficiente.

Mese	$\vartheta_m$ [ $\text{kW}_{\text{e,ventilatori}}/\text{kW}_{\text{t,diss}}$ ]
Gennaio	0,0029
Febbraio	0,0029
Marzo	0,0046
Aprile	0,0047
Maggio	0,0049
Giugno	0,0112
Luglio	0,0113
Agosto	0,0108
Settembre	0,0107
Ottobre	0,0078
Novembre	0,0043
Dicembre	0,0034

Tabella 26 Valori mensili del coefficiente  $\vartheta_m$

La definizione di tale indice risulterà utile nelle simulazioni dei vari casi di ottimizzazione per la valutazione l'aumento o la diminuzione della potenza assorbita dai ventilatori all'aumentare o diminuire della potenza da dissipare.

### Definizione delle variabili e fase di calcolo

Dopo aver determinato le varie curve e coefficienti di pompe e ventilatori di centrale, si è passati a tradurre quanto trovato in equazioni da implementare nelle varie simulazioni di calcolo che sono state eseguite.

Anche per la seconda fase del modello sono state distinte le variabili indipendenti del modello da quelle dipendenti calcolate.

#### *- Definizione delle variabili indipendenti*

- $a_1 = -0,00906 [-]$  = coefficiente del terzo grado della linea di tendenza polinomiale della curva portata-potenza della pompa di rete;
- $b_1 = 5,66405 [-]$  = coefficiente del secondo grado della linea di tendenza polinomiale della curva portata-potenza della pompa di rete;
- $c_1 = -768,156 [-]$  = coefficiente del primo grado della linea di tendenza polinomiale della curva portata-potenza della pompa di rete;
- $d_1 = 39.389,38347 [-]$  = coefficiente di grado zero della linea di tendenza polinomiale della curva portata-potenza della pompa di rete;
- $a_2 = 18,6858 [-]$  = coefficiente di primo grado della linea di tendenza lineare della curva portata-potenza della pompa di rete dei mesi di marzo–aprile;
- $b_2 = 36.443,9717 [-]$  = coefficiente di ordine zero della linea di tendenza lineare della curva portata-potenza della pompa di rete dei mesi di marzo–aprile;
- $a_3 = 0,001 [-]$  = coefficiente del terzo grado della linea di tendenza polinomiale della curva portata-potenza della pompa P11 ;
- $b_3 = -0,6262 [-]$  = coefficiente del secondo grado della linea di tendenza polinomiale della curva portata-potenza della pompa P11 ;
- $c_3 = 128,19 [-]$  = coefficiente del primo grado della linea di tendenza polinomiale della curva portata-potenza della pompa P11 ;
- $d_3 = 619,1106 [-]$  = coefficiente di grado zero della linea di tendenza polinomiale della curva portata-potenza della pompa P11 ;
- $a_4 = 3,9098 [-]$  = coefficiente di primo grado della linea di tendenza lineare della curva portata-potenza della pompa P11 del mese di marzo;
- $b_4 = 5.960,3317 [-]$  = coefficiente di ordine zero della linea di tendenza lineare della curva portata-potenza della pompa P11 del mese di marzo;

- $\dot{m}_{rete}$  = portata media giornaliera dell'acqua inviata alla rete, variabile già presente come variabile dipendente nella prima fase del modello [ $m^3/h$ ];
- $\dot{m}_{dry\ cooler}$  = portata media giornaliera dell'acqua inviata al dissipatore dry cooler, variabile già presente come variabile indipendente nella prima fase del modello [ $m^3/h$ ];
- $\lambda_m$  = coefficiente di potenza medio mensile della pompa P07 [ $kW_{e,pompa}/kW_{t,diss}$ ] (vedi in tabella 25 i valori per mese);
- $\vartheta_m$  = coefficiente di potenza medio mensile dei ventilatori [ $kW_{e,ventilatori}/kW_{t,diss}$ ] (vedi in tabella 26 i valori per mese);
- $P_{dry\ cooler}$  = potenza media giornaliera dissipata al dry cooler, variabile già presente come variabile dipendente nella prima fase del modello [ $kW_t$ ];
- $n$  = numero di ore giornaliere, pari a 24 h.

*- Definizione delle variabili indipendenti*

- $E_{pompa\ rete}$  = energia elettrica giornaliera assorbita dalla pompa di rete [ $kWh_e$ ];
- $E_{pompa\ P11}$  = energia elettrica giornaliera assorbita dalla pompa P11 [ $kWh_e$ ];
- $E_{pompa\ P07}$  = energia elettrica giornaliera assorbita dalla pompa P07 [ $kWh_e$ ];
- $E_{ventilatori}$  = energia elettrica giornaliera assorbita dai ventilatori [ $kWh_e$ ];
- $E_{tot,pompe}$  = energia elettrica giornaliera totale assorbita da pompe e ventilatori [ $kWh_e$ ].

*- Calcolo delle variabili dipendenti*

Anche in questo caso il calcolo è stato svolto per l'intero anno ad esclusione dei soliti sedici giorni esclusi. Di seguito il calcolo delle cinque variabili dipendenti della seconda parte del modello, le prime due ( $E_{pompa\ rete}$  e  $E_{pompa\ P11}$ ) hanno due tipologie di calcolo a seconda del mese di riferimento. In tutto il modello si sono utilizzate grandezze medie giornaliere, quindi anche per il calcolo delle energie. Durante una giornata l'assorbimento di energia elettrica di pompe e ventilatori varia a seconda del periodo della giornata; generalmente maggiore durante le ore diurne per poi calare nelle ore notturne. Considerando un valore di potenza media giornaliera, la relativa energia elettrica giornaliera è stata ottenuta moltiplicando la potenza media giornaliera per 24 ore giornaliere.

- 1)  $E_{pompa\ rete} = (a_1 * \dot{m}_{rete}^3 + b_1 * \dot{m}_{rete}^2 + c_1 * \dot{m}_{rete} + d_1) * n$  ; per tutti i mesi ad esclusione di marzo e aprile;  
 $E_{pompa\ rete} = (a_2 * \dot{m}_{rete} + b_2) * n$  ; per i mesi di marzo ed aprile;

2)  $E_{\text{pompa P11}} = (a_3 * \dot{m}_{\text{dry cooler}}^3 + b_3 * \dot{m}_{\text{dry cooler}}^2 + c_3 * \dot{m}_{\text{dry cooler}} + d_3) * n$  ; per tutti i mesi ad esclusione di marzo;

$E_{\text{pompa P11}} = (a_4 * \dot{m}_{\text{dry cooler}} + b_4) * n$  ; per il mese di marzo;

3)  $E_{\text{pompa P07}} = P_{\text{dry cooler}} * \lambda_m * n$ ;

4)  $E_{\text{ventilatori}} = P_{\text{dry cooler}} * \vartheta_m * n$ ;

5)  $E_{\text{tot,pompe}} = E_{\text{pompa rete}} + E_{\text{pompa P11}} + E_{\text{pompa P07}} + E_{\text{ventilatori}}$

### 7.2.3. Verifica del modello

Una volta definito il modello nelle sue due fasi, modellazione della centrale e determinazione delle caratteristiche di pompe e ventilatori, occorre verificare la veridicità del modello stesso. La prima verifica riguarda la prima fase del modello e la metodologia utilizzata è quella di confrontare alcune variabili dipendenti calcolate nel modello con i corrispettivi valori reali misurati. La comparazione giornaliera risulterebbe ripetitiva, quindi, come dimostrazione, vengono confrontati i valori medi mensili di sole tre grandezze:  $T_{\text{out,griglia}}$ ,  $T_{\text{in,cond}}$  e  $T_{\text{out,olio d.-acqua}}$ . Di seguito il confronto mettendo in evidenza la differenza in termini di grandezza (°C) e percentuale.

Mese	$T_{\text{out,griglia}}$			
	Modello [°C]	Reale [°C]	Differenza [°C]	Differenza [%]
Gennaio	69,04	69,18	-0,14	-0,20%
Febbraio	69,01	69,17	-0,16	-0,23%
Marzo	66,81	66,95	-0,14	-0,21%
Aprile	65,37	65,67	-0,31	-0,47%
Maggio	64,24	64,66	-0,42	-0,65%
Giugno	66,02	66,61	-0,59	-0,89%
Luglio	67,86	68,45	-0,59	-0,87%
Agosto	68,65	69,25	-0,60	-0,87%
Settembre	64,80	65,36	-0,55	-0,86%
Ottobre	65,77	66,61	-0,84	-1,27%
Novembre	64,02	64,80	-0,79	-1,23%
Dicembre	68,68	69,42	-0,74	-1,08%
<b>Media annuale</b>				<b>-0,74 %</b>

Tabella 27 Verifica modello-reale  $T_{\text{out,griglia}}$

Mese	$T_{\text{in,cond}}$			
	Modello [°C]	Reale [°C]	Differenza [°C]	Differenza [%]
Gennaio	68,05	67,67	0,38	0,56%
Febbraio	68,04	67,82	0,22	0,32%
Marzo	65,64	65,50	0,14	0,21%
Aprile	64,27	63,99	0,28	0,43%
Maggio	63,16	62,96	0,20	0,32%

Mese	$T_{in,cond}$			
	Modello [°C]	Reale [°C]	Differenza [°C]	Differenza [%]
Giugno	64,74	64,66	0,08	0,13%
Luglio	66,61	66,56	0,05	0,07%
Agosto	67,36	67,35	0,01	0,02%
Settembre	63,51	63,46	0,06	0,09%
Ottobre	62,85	62,66	0,19	0,30%
Novembre	61,59	61,11	0,48	0,78%
Dicembre	64,05	62,76	1,28	2,00%
<b>Media annuale</b>				<b>0,44 %</b>

Tabella 28 Verifica modello-reale  $T_{in,cond}$

Mese	$T_{out, olio d.-acqua}$			
	Modello [°C]	Reale [°C]	Differenza [°C]	Differenza [%]
Gennaio	80,95	82,28	-1,33	-1,64%
Febbraio	80,88	81,93	-1,05	-1,30%
Marzo	78,69	79,81	-1,13	-1,43%
Aprile	76,73	77,76	-1,02	-1,33%
Maggio	76,25	77,36	-1,11	-1,45%
Giugno	78,50	79,59	-1,10	-1,40%
Luglio	80,61	81,75	-1,14	-1,41%
Agosto	82,11	83,31	-1,20	-1,46%
Settembre	78,14	79,33	-1,19	-1,52%
Ottobre	79,40	80,70	-1,30	-1,64%
Novembre	83,06	84,97	-1,91	-2,29%
Dicembre	87,07	88,53	-1,46	-1,68%
<b>Media annuale</b>				<b>-1,55%</b>

Tabella 29 Verifica modello-reale  $T_{out, olio d.-acqua}$

Tutte e tre le grandezze campione dimostrano che i valori medi mensili calcolati tramite il modello non si discostano di molto dal valore medio mensile reale; la differenza maggiore presente è pari a 1,91 °C nel mese di novembre, riguardante la temperatura di uscita dello scambiatore olio diatermico-acqua.

Trattandosi di un modello un minimo di differenza è accettabile per via delle numerose ipotesi fatte, tuttavia lo scostamento risulta accettabile.

Per i motivi sopra esposti è possibile affermare che la prima fase del modello è verificata e le ipotesi assunte sono corrette.

La seconda fase della verifica riguarda la verifica della modellazione del funzionamento delle pompe di centrale. In particolare vengono verificati tutti e quattro gli elementi: pompa di rete, P11, P07 e ventilatori. In primo luogo viene calcolato il valore mensile di assorbimento di ogni pompa dato dalla somma dell'energia elettrica giornaliera di ogni giorno del mese di riferimento. Calcolata l'energia giornaliera assorbita, vengono messi a confronto i valori da modello e quelli reali.

Di seguito il confronto mettendo in evidenza la differenza in termini percentuali.

Mese	Modello [kWh <sub>e</sub> ]	Reale [kWh <sub>e</sub> ]	Differenza [%]
Gennaio	42.255,90	41.310,36	2,2%
Febbraio	39.695,62	39.030,00	1,7%
Marzo	30.094,11	30.450,00	-1,2%
Aprile	29.068,51	29.570,00	-1,7%
Maggio	22.698,11	21.500,00	5,3%
Giugno	10.030,46	9.457,58	5,7%
Luglio	12.127,25	13.098,48	-8,0%
Agosto	8.930,74	9.713,00	-8,8%
Settembre	10.306,84	10.390,00	-0,8%
Ottobre	11.424,04	11.080,00	3,0%
Novembre	7.365,00	7.268,86	1,3%
Dicembre	14.236,81	14.870,00	-4,4%
<b>Totale</b>	<b>238.233,39</b>	<b>237.738,28</b>	<b>0,2%</b>

*Tabella 30 Verifica modello-reale pompa di rete*

Mese	Modello [kWh <sub>e</sub> ]	Reale [kWh <sub>e</sub> ]	Differenza [%]
Gennaio	4.339,23	4.374,58	-0,8%
Febbraio	3.837,05	3.577,00	6,8%
Marzo	4.661,49	4.384,00	6,0%
Aprile	5.769,55	5.498,00	4,7%
Maggio	6.412,54	6.291,00	1,9%
Giugno	4.797,88	4.815,19	-0,4%
Luglio	6.327,95	6.276,34	0,8%
Agosto	6.844,31	6.035,00	11,8%
Settembre	6.578,38	6.746,00	-2,5%
Ottobre	6.546,58	6.413,00	2,0%
Novembre	4.246,23	4.504,63	-6,1%
Dicembre	3.770,74	4.185,00	-11,0%
<b>Totale</b>	<b>64.131,92</b>	<b>63.099,74</b>	<b>1,6%</b>

*Tabella 31 Verifica modello-reale pompa P11*

Mese	Modello [kWh <sub>e</sub> ]	Reale [kWh <sub>e</sub> ]	Differenza [%]
Gennaio	2.265,19	2.560,58	-13,0%
Febbraio	5.941,45	6.446,00	-8,5%
Marzo	9.520,52	9.809,00	-3,0%
Aprile	5.998,89	6.323,00	-5,4%
Maggio	4.993,36	5.441,00	-9,0%
Giugno	8.976,27	9.257,69	-3,1%
Luglio	11.791,62	12.175,51	-3,3%
Agosto	11.901,49	12.410,00	-4,3%
Settembre	12.988,69	13.500,00	-3,9%
Ottobre	6.893,86	7.089,00	-2,8%
Novembre	3.379,33	3.931,58	-16,3%
Dicembre	3.719,39	4.033,00	-8,4%
<b>Totale</b>	<b>88.370,05</b>	<b>92.976,37</b>	<b>-5,2%</b>

*Tabella 32 Verifica modello-reale pompa P07*

Mese	Modello [kWh <sub>e</sub> ]	Reale [kWh <sub>e</sub> ]	Differenza [%]
Gennaio	3.675,44	4.107,17	-11,7%
Febbraio	3.201,93	3.122,00	2,5%
Marzo	7.176,85	7.682,00	-7,0%
Aprile	8.715,66	9.092,00	-4,3%
Maggio	10.586,16	11.380,00	-7,5%
Giugno	20.591,55	21.271,99	-3,3%
Luglio	28.507,83	29.373,29	-3,0%
Agosto	30.056,77	31.230,00	-3,9%
Settembre	28.101,94	29.220,00	-4,0%
Ottobre	19.609,18	19.990,00	-1,9%
Novembre	6.606,97	7.590,65	-14,9%
Dicembre	4.741,67	5.476,00	-15,5%
<b>Totale</b>	<b>171.571,96</b>	<b>179.535,10</b>	<b>-4,6%</b>

*Tabella 33 Verifica modello-reale assorbimento ventilatori*

Dai risultati sopra esposti è possibile notare che per la pompa di rete e P11, i valori di energia elettrica mensile ottenuti da modello e quelli reali non si discostano di molto. Valori più alti di differenza si registrano ad agosto per entrambe le pompe. Annualmente gli scostamenti si compensano e si analizza il valore totale annuale, la differenza è del 0,2% per la prima e del 1,6% per la seconda.

Per quanto concerne la pompa P07 e i ventilatori si registrano differenze maggiori; questo perché il metodo di modellazione utilizzato per definire questi due elementi è differente rispetto alla pompa di rete e P11. Se per quest'ultime veniva definita una curva portata-potenza, per la pompa P07 e ventilatori è stato definito un indice in grado di valutare il kW elettrico assorbito per dissipare un kW di energia termica. Si riscontrano differenze sui valori annuali più alte: 5,2% per la pompa P07 e 4,6% per i ventilatori. Questo secondo metodo appare, quindi, meno preciso rispetto al primo ma l'unico possibile.

Per i risultati sopra esposti si ritiene corretta la seconda fase del modello.

## 8. Casi di ottimizzazione della centrale

Dopo aver costruito un modello valido che rappresenta il funzionamento della centrale si passa ad analizzare possibili soluzioni in grado di efficientare in qualche modo il sistema in generale.

La prima parte del lavoro si è concentrata sul ripristino allo stato originario dell'economizzatore 3 fumi-acqua; infatti in base ad indicazioni pervenute dall'azienda che si occupa della gestione dell'impianto, il terzo economizzatore (497 kW di potenza) della caldaia ad olio diatermico attualmente viene impiegato per il preriscaldamento dell'aria primaria. Questo impiego differisce dal progetto originario che prevede l'economizzatore per l'ulteriore riscaldamento dell'acqua nell'anello di acqua calda della centrale. Attualmente l'ECO non è operativo nella sua funzione originaria a causa di una vecchia usura causata dall'eccessiva temperatura dei fumi sui primi due fasci tubieri (su nove, oggi di fatto ce ne sono sette operativi). L'economizzatore fu quindi "riciclato" utilizzandolo come preriscaldatore dell'aria comburente.

Si ricorda, come già indicato nel capitolo 4, che l'economizzatore in questione è pensato per sfruttare il terzo stadio dell'energia termica dei fumi che si raffreddano dalla temperatura di 210°C a 140°C cedendo calore ad una portata d'acqua che, da progetto, passa da una temperatura di 80°C a 90°C.

Ripristinare l'economizzatore vuol dire utilizzare quest'ultimo per scaldare l'acqua di centrale e demandare al condensatore della linea fumi il compito originario di preriscaldamento dell'aria primaria di caldaia.

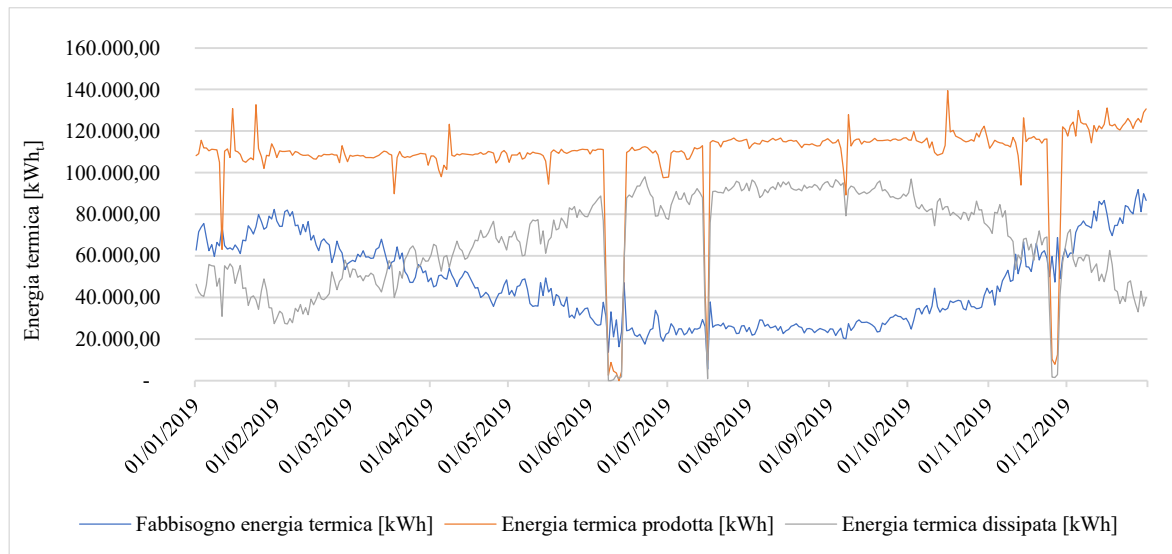
Al ripristino dell'ECO viene aggiunto lo studio riguardante l'installazione di un sistema ORC a bassa entalpia.

Sono stati creati sei casi studio diversi, di cui cinque basati su simulazioni che partono dal modello creato ed illustrato nel capitolo precedente, con opportune modifiche in base alla tipologia di soluzione pensata. Ogni caso verrà trattato descrivendo l'idea, la procedura di calcolo e i risultati ottenuti.

### 8.1. Caso 1

Il primo caso si basa essenzialmente sulla valutazione dei potenziali benefici derivanti dal ripristino dell'economizzatore nella sua funzione originaria.

Prima di descrivere il tutto è bene riprendere l'andamento delle energie termiche in gioco (già presentate nel capitolo 5 dell'elaborato) per fare delle considerazioni.



*Figura 94 Analisi grafica annuale dell'energia termica*

Dal grafico sopra riportato si nota che l'energia termica prodotta è praticamente sempre superiore al fabbisogno richiesto dalla rete; ciò significa che ogni ulteriore contributo di energia termica andrebbe in dissipazione.

Per tale motivo, in base all'attuale fabbisogno della rete, appare non conveniente il ripristino dell'economizzatore, almeno dal punto di vista termico.

Dopo esser giunti a questa prima parziale conclusione, ci si è chiesti quale sarebbe stato il beneficio del ripristino dell'ECO nel caso di futuro aumento del fabbisogno di energia termica richiesto dalla rete.

A proposito di ciò si sa che è in progetto l'estensione della rete di teleriscaldamento che andrà a servire più utenze. Attualmente è prematuro conoscere l'incremento di potenza che sarà richiesto ma sicuramente la caldaia a cippato per la produzione di olio diatermico dovrà lavorare di più rispetto al funzionamento odierno.

In base a questa previsione ci si è concentrati a calcolare il quantitativo di biomassa che si risparmierebbe con il ripristino dell'economizzatore, intendendo questa biomassa come minor cippato in ingresso in caldaia nell'ipotesi di maggior richiesta della rete.

### 8.1.1. Energia termica recuperabile

La prima fase della valutazione consiste nel quantificare quanta energia termica è possibile recuperare dal ripristino del componente da utilizzare come ulteriore contributo per il riscaldamento dell'acqua di centrale. L'analisi è stata svolta su base giornaliera.

L'economizzatore presenta una potenza nominale di 497 kW, ma l'obiettivo è quello di calcolare quanta potenza (dei 497 kW) si riesce a recuperare giornalmente. Per fare ciò è stato definito per prima cosa un indice  $\theta$  in grado di stabilire in termini percentuali il quantitativo di potenza aggiuntiva che si ha oltre a quella già garantita dal condensatore del gruppo ORC. Di seguito la definizione dell'indice.

$$\theta = \frac{P_{eco,n}}{P_{cond,ORC,n}} = \frac{497 \text{ kW}}{5200 \text{ kW}} = 9,5577 \%$$

dove:

$P_{eco,n}$  = potenza utile nominale dell'eco 3 della caldaia ad olio diatermico a servizio dell'anello centrale dell'acqua;

$P_{cond,ORC,n}$  = potenza utile del condensatore del gruppo ORC a servizio dell'anello centrale dell'acqua.

Mettere in relazione la potenza utile dell'economizzatore (497 kW) e quella del condensatore del gruppo ORC (5.200 kW) è il metodo scelto per determinare la potenza utile recuperabile giornalmente dal ripristino dell'ECO.

A questo punto per determinare la potenza media giornaliera recuperabile dall'economizzatore è stata calcolata secondo la seguente relazione:

$$P_{eco,g} = P_{cond,ORC,g} * \theta$$

dove:

$P_{eco,g}$  = è la potenza termica media giornaliera recuperabile dal ripristino dell'eco da utilizzare per scaldare l'acqua dell'anello di centrale [kW<sub>t</sub>];

$P_{cond,ORC,g}$  = è la potenza termica media giornaliera misurata fornita dal condensatore del gruppo ORC per scaldare l'acqua dell'anello di centrale [kW<sub>t</sub>].

Agendo in questo modo è chiara la dipendenza che si viene a creare tra l'energia termica fornita dal condensatore del gruppo ORC all'acqua dell'anello di centrale e quella potenzialmente recuperabile dall'ECO. Così com'è stata definita la  $P_{eco,g}$ , all'aumentare della

potenza termica generata dal condensatore del gruppo ORC aumenta di conseguenza la potenza termica recuperabile dall'economizzatore.

Il calcolo è stato eseguito su base giornaliera escludendo i giorni in cui si sono riscontrati probabili errori di misurazione o giorni in cui la caldaia e/o il turbogeneratore è stato in manutenzione.

	<b>Gennaio</b>	<b>Febbraio</b>	<b>Marzo</b>	<b>Aprile</b>	<b>Maggio</b>	<b>Giugno</b>
<b>Giorno</b>	<b>P<sub>eco,g</sub> [kW<sub>t</sub>]</b>	<b>P<sub>eco,g</sub> [kW<sub>t</sub>]</b>	<b>P<sub>eco,g</sub> [kW<sub>t</sub>]</b>	<b>P<sub>eco,g</sub> [kW<sub>t</sub>]</b>	<b>P<sub>eco,g</sub> [kW<sub>t</sub>]</b>	<b>P<sub>eco,g</sub> [kW<sub>t</sub>]</b>
1	433,84	426,51	414,17	413,37	410,98	426,11
2	434,09	425,10	414,56	412,97	416,56	426,51
3	430,49	425,72	414,96	407,40	416,56	424,92
4	429,30	425,72	415,36	392,98	416,95	426,51
5	430,49	427,31	414,56	391,55	421,73	427,71
6	423,72	428,50	414,96	412,66	405,80	427,31
7	425,32	418,95	412,57	408,42	410,18	*
8	425,41	425,32	412,18	408,59	420,94	*
9	426,51	423,72	412,18	412,97	415,91	*
10	395,45	420,54	411,78	412,69	421,73	*
11	*	418,15	412,97	416,22	419,74	*
12	436,16	417,35	414,17	414,96	418,95	*
13	444,75	418,15	418,55	417,75	417,75	*
14	427,94	415,36	421,33	416,56	416,56	*
15	423,33	408,25	419,74	416,56	405,01	418,95
16	423,33	409,63	417,75	416,16	349,54	423,25
17	419,34	415,08	418,15	415,36	421,33	429,94
18	415,76	416,56	339,30	416,95	422,98	423,44
19	420,60	418,95	412,57	416,56	422,53	424,60
20	419,09	418,55	422,93	420,54	419,74	427,71
21	424,03	418,55	413,77	414,68	426,91	429,30
22	427,41	418,15	411,78	417,75	420,94	429,30
23	423,11	416,16	413,77	422,53	420,54	424,98
24	427,31	418,95	413,77	421,73	422,53	423,33
25	425,32	417,60	415,36	418,95	424,12	416,95
26	409,39	416,95	415,76	397,44	424,12	421,73
27	383,10	416,16	414,56	404,21	423,72	414,17
28	414,17	412,85	414,96	421,33	425,72	392,66
29	429,30		414,56	424,52	426,91	371,19
30	424,60		414,56	418,95	427,31	372,66
31	428,10		403,50		426,51	

\*giorni esclusi dal calcolo

Tabella 34 Potenza termica media giornaliera recuperabile con l'ECO - primo semestre

	Luglio	Agosto	Settembre	Ottobre	Novembre	Dicembre
Giorno	P <sub>eco,g</sub> [kW <sub>t</sub> ]	P <sub>eco,g</sub> [kW <sub>t</sub> ]	P <sub>eco,g</sub> [kW <sub>t</sub> ]	P <sub>eco,g</sub> [kW <sub>t</sub> ]	P <sub>eco,g</sub> [kW <sub>t</sub> ]	P <sub>eco,g</sub> [kW <sub>t</sub> ]
1	387,09	438,06	443,96	444,83	430,31	457,97
2	419,34	436,07	438,86	446,12	432,49	459,96
3	423,33	440,45	440,45	446,82	443,64	460,76
4	420,14	438,86	445,23	444,43	435,67	457,60
5	418,30	438,06	444,29	441,25	430,10	455,10
6	420,25	445,23	405,26	439,65	433,68	464,74
7	419,74	443,64	356,15	443,24	426,51	456,38
8	405,65	442,84	444,83	448,02	432,49	457,74
9	410,98	444,03	432,88	426,51	434,14	454,65
10	418,55	447,22	443,24	439,45	439,90	416,59
11	430,49	444,43	445,23	435,95	441,65	457,97
12	427,71	446,03	444,43	430,80	440,15	451,45
13	431,29	447,62	434,88	449,79	378,53	456,59
14	434,48	441,65	442,04	437,91	428,90	460,76
15	*	440,85	440,05	436,56	440,05	460,76
16	*	442,04	440,85	444,03	450,80	458,77
17	433,68	441,65	443,24	449,21	448,68	456,93
18	438,06	440,45	446,03	454,79	450,23	465,54
19	440,85	442,44	442,84	451,29	438,46	469,52
20	442,04	437,66	442,84	449,57	440,21	469,12
21	431,29	428,50	442,84	447,00	436,64	465,94
22	442,44	435,67	444,03	442,72	439,24	468,30
23	444,03	436,07	444,43	442,44	443,98	465,14
24	445,23	436,87	444,43	444,43	*	454,81
25	444,43	437,66	446,03	446,42	*	453,59
26	447,22	436,47	446,42	444,43	*	445,23
27	444,43	433,45	444,43	457,57	*	451,60
28	442,84	435,27	444,03	442,31	*	445,23
29	442,84	441,65	447,62	442,84	465,22	457,45
30	444,03	443,24	448,02	444,43	461,88	457,97
31	445,23	446,03		439,65		465,54

\*giorni esclusi dal calcolo

Tabella 35 Potenza termica media giornaliera recuperabile con l'ECO - secondo semestre

### 8.1.2. Calcolo energetico ed economico della biomassa potenzialmente risparmiabile

Per lo sviluppo della fase di calcolo si è reso necessario individuare un metodo in grado di quantificare la biomassa dal punto di vista energetico.

Per far ciò si è definito un indice  $b$  (*indice di biomassa mensile*) in grado di definire la biomassa in termini energetici (MWh<sub>c</sub> di biomassa) per la produzione di un kWh di energia termica per il riscaldamento dell'acqua di centrale. L'energia termica di riferimento impiegata è

stata quella del condensatore del gruppo ORC, seguendo lo stesso principio utilizzato per determinare  $P_{eco,g}$ . Di seguito la definizione dell'indice  $b$ .

$$b = \frac{B_m}{\sum E_{th,cond,g}} \left[ \frac{MWh_c}{kWh_t} \right]$$

dove:

$$b = \text{indice di biomassa mensile} \left[ \frac{MWh_c}{kWh_t} \right];$$

$B_m$  = biomassa mensile in termini energetici consumata dalla caldaia a cippato per la produzione di olio diatermico  $[MWh_c]$ ;

$\sum E_{th,cond,g}$  = sommatoria dell'energia termica giornaliera prodotta dal condensatore del gruppo ORC per tutti i giorni del mese oggetto di calcolo  $[kWh_t]$ .

Anche in questo caso nella definizione di  $B_m$  si trascura l'utilizzo dello scambiatore olio diatermico-acqua, mentre in  $\sum E_{th,cond,g}$  non rientrano i giorni in cui si sono riscontrati probabili errori di misurazione o giorni in cui la caldaia e/o il turbogeneratore è stato in manutenzione.

Di seguito i valori mensili di  $b$ :

Mese	<b>b</b> [MWh <sub>c</sub> /kWh <sub>t</sub> ]
Gennaio	0,00175
Febbraio	0,00164
Marzo	0,00173
Aprile	0,00163
Maggio	0,00145
Giugno	0,00151
Luglio	0,00157
Agosto	0,00155
Settembre	0,00160
Ottobre	0,00168
Novembre	0,00162
Dicembre	0,00164

Tabella 36 Valori mensili dell'indice  $b$

Una volta determinato il valore mensile dell'indice  $b$  si è passati a calcolare il valore energetico della biomassa giornaliera associata alla potenza recuperata giornalmente con il ripristino dell'ECO.

Di seguito la relazione utilizzata.

$$B_{eco,g} = b * P_{eco,g} * n \quad [MWh_c]$$

dove:

$B_{eco,g}$  = valore energetico della biomassa giornaliera associata alla potenza recuperata giornalmente con il ripristino dell'ECO [MWh<sub>c</sub>];

$b$  = indice di biomassa mensile  $\left[\frac{MWh_c}{kWh_t}\right]$ ;

$P_{eco,g}$  = è la potenza termica media giornaliera recuperabile dal ripristino dell'ECO da utilizzare per scaldare l'acqua dell'anello di centrale [kW<sub>t</sub>];

$n$  = numero di ore di impiego giornaliero dell'economizzatore. Avendo considerato un valore medio di  $P_{eco,g}$ , si assume sempre  $n=24$  [h].

Di seguito i valori giornalieri della biomassa potenzialmente risparmiabile in termini energetici.

	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno
Giorno	$B_{eco,g}$ [MWh <sub>c</sub> ]	$B_{eco,g}$ [MWh <sub>c</sub> ]	$B_{eco,g}$ [MWh <sub>c</sub> ]	$B_{eco,g}$ [MWh <sub>c</sub> ]	$B_{eco,g}$ [MWh <sub>c</sub> ]	$B_{eco,g}$ [MWh <sub>c</sub> ]
1	18,227	16,835	17,160	16,131	14,343	15,416
2	18,238	16,780	17,177	16,116	14,538	15,430
3	18,087	16,804	17,193	15,898	14,538	15,372
4	18,036	16,804	17,210	15,336	14,552	15,430
5	18,087	16,867	17,177	15,280	14,718	15,473
6	17,802	16,914	17,193	16,104	14,163	15,459
7	17,869	16,537	17,094	15,938	14,315	*
8	17,873	16,788	17,078	15,945	14,691	*
9	17,919	16,725	17,078	16,116	14,515	*
10	16,614	16,600	17,061	16,105	14,718	*
11	*	16,505	17,111	16,243	14,649	*
12	18,325	16,474	17,160	16,194	14,621	*
13	18,686	16,505	17,342	16,302	14,579	*
14	17,979	16,395	17,457	16,256	14,538	6,437
15	17,785	16,115	17,391	16,256	14,135	15,156
16	17,785	16,169	17,309	16,240	12,199	15,312
17	17,618	16,384	17,325	16,209	14,705	15,554
18	17,467	16,442	14,058	16,271	14,762	15,319
19	17,671	16,537	17,094	16,256	14,746	15,361
20	17,607	16,521	17,523	16,411	14,649	15,473
21	17,815	16,521	17,144	16,183	14,899	15,531
22	17,957	16,505	17,061	16,302	14,691	15,531
23	17,776	16,427	17,144	16,489	14,677	15,374
24	17,953	16,537	17,144	16,458	14,746	15,315
25	17,869	16,484	17,210	16,349	14,802	15,084
26	17,200	16,458	17,226	15,510	14,802	15,257
27	16,095	16,427	17,177	15,774	14,788	14,983
28	17,401	16,296	17,193	16,442	14,857	14,205

	<b>Gennaio</b>	<b>Febbraio</b>	<b>Marzo</b>	<b>Aprile</b>	<b>Maggio</b>	<b>Giugno</b>
<b>Giorno</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>
29	18,036		17,177	16,567	14,899	13,429
30	17,839		17,177	16,349	14,913	13,482
31	17,986		16,718		14,885	

\* giorni esclusi dal calcolo

*Tabella 37 Valore energetico della biomassa potenzialmente risparmiabile con l'ECO - primo semestre*

	<b>Luglio</b>	<b>Agosto</b>	<b>Settembre</b>	<b>Ottobre</b>	<b>Novembre</b>	<b>Dicembre</b>
<b>Giorno</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>	<b>Beco,g [MWhc]</b>
1	14,620	16,249	17,052	17,984	16,702	18,060
2	15,838	16,175	16,856	18,036	16,787	18,138
3	15,988	16,338	16,917	18,065	17,220	18,170
4	15,868	16,279	17,100	17,968	16,911	18,045
5	15,799	16,249	17,064	17,839	16,694	17,946
6	15,872	16,515	15,565	17,775	16,833	18,327
7	15,853	16,456	13,679	17,920	16,555	17,997
8	15,321	16,426	17,085	18,113	16,787	18,051
9	15,522	16,471	16,626	17,243	16,851	17,929
10	15,808	16,589	17,024	17,767	17,075	16,428
11	16,259	16,485	17,100	17,625	17,142	18,060
12	16,154	16,544	17,070	17,417	17,084	17,803
13	16,289	16,604	16,703	18,185	14,693	18,005
14	16,409	16,382	16,978	17,704	16,648	18,170
15	*	16,352	16,902	17,650	17,081	18,170
16	*	16,397	16,932	17,952	17,498	18,091
17	16,379	16,382	17,024	18,161	17,415	18,019
18	16,545	16,338	17,131	18,387	17,476	18,358
19	16,650	16,412	17,009	18,245	17,019	18,515
20	16,695	16,234	17,009	18,176	17,087	18,499
21	16,289	15,895	17,009	18,072	16,948	18,374
22	16,710	16,160	17,055	17,899	17,049	18,467
23	16,770	16,175	17,070	17,887	17,233	18,342
24	16,816	16,205	17,070	17,968	*	17,935
25	16,786	16,234	17,131	18,048	*	17,887
26	16,891	16,190	17,146	17,968	*	17,557
27	16,786	16,078	17,070	18,499	*	17,808
28	16,725	16,146	17,055	17,882	*	17,557
29	16,725	16,382	17,192	17,904	18,058	18,039
30	16,770	16,441	17,208	17,968	17,928	18,060
31	16,816	16,544		17,775		18,358

\* giorni esclusi dal calcolo

*Tabella 38 Valore energetico della biomassa potenzialmente risparmiabile con l'ECO - secondo semestre*

Dai dati appena esposti è possibile notare come l'energia giornaliera di biomassa potenzialmente risparmiabile dall'impiego giornaliero dell'ECO varia di massima in un intervallo compreso tra i 14 e i 18 MWh<sub>c</sub>.

Sommando i valori giornalieri si è ottenuto il valore energetico della biomassa mensile potenzialmente recuperabile, per semplicità chiamata  $B_{eco,m}$ .

Di seguito i valori mensili ottenuti.

Mese	$B_{eco,m}$ [MWh <sub>c</sub> ]
Gennaio	533,602
Febbraio	463,358
Marzo	529,565
Aprile	484,030
Maggio	451,634
Giugno	332,947
Luglio	471,954
Agosto	506,326
Settembre	505,831
Ottobre	556,080
Novembre	424,773
Dicembre	559,163

Tabella 39 Valore energetico della biomassa potenzialmente risparmiabile mensilmente con l'ECO

Con il procedimento contrario a quello descritto del paragrafo 6.1.2, si è partiti dal valore mensile di  $B_{eco,m}$  per arrivare a calcolare il corrispondente valore mensile di tonnellate di biomassa potenzialmente risparmiabile.

Di seguito la procedura di calcolo adottata e i valori mensili in tabella.

#### Dati disponibili:

- $B_{eco,m}$  (valore energetico della biomassa mensile potenzialmente recuperabile) [MWh<sub>c</sub>]: valore mensile appena calcolato e riportato nell'ultima tabella;
- U (umidità sul tal quale) [%]: il valore di umidità media mensile utilizzato nel calcolo è lo stesso di quello impiegato nella procedura descritta nel paragrafo 6.1.2;
- PCI<sub>0</sub> (potere calorifero inferiore della sostanza secca)  $\left[\frac{MJ}{kg}\right]$ : è stato assunto un valore costante pari a 18,75.

#### Dati calcolati:

- PCI (potere calorifero inferiore della biomassa)  $\left[\frac{MJ}{kg}\right]$

Di seguito il calcolo utilizzato.

$PCI = (1-U) * PCI_0 - U * r \left[ \frac{MJ}{kg} \right]$ , dove  $r = 2,44$  è il calore latente di vaporizzazione;

-  $Q_{risp}$  (tonnellate di biomassa potenzialmente risparmiabile) [ton]. Il calcolo sviluppato è:

$$Q_{risp} = \frac{B_{eco,m} * 3,6}{PCI}$$

-  $m_a$  (quantità d'acqua in massa) [ton]

La quantità di acqua presente nella biomassa è stata calcolata moltiplicando il quantitativo di biomassa per l'umidità dichiarata:

$$m_a = Q_{risp} * U \text{ [ton]}$$

	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Sett	Ott	Nov	Dic
<b>U</b> [%]	49,65	51,97	50,79	52,39	51,37	51,24	47,22	46,69	47,12	49,47	51,35	50,05
<b>PCI<sub>0</sub></b> [MJ/kg]	18,75	18,75	18,75	18,75	18,75	18,75	18,75	18,75	18,75	18,75	18,75	18,75
<b>PCI</b> [MJ/kg]	8,23	7,74	7,99	7,65	7,86	7,89	8,74	8,86	8,76	8,27	7,87	8,14
<b>B<sub>eco,m</sub></b> [MWh <sub>c</sub> ]	533,60	463,36	529,57	484,03	451,63	332,95	471,95	506,33	505,83	556,08	424,77	559,16
<b>Q<sub>risp</sub></b> [ton]	233,42	215,60	238,65	227,85	206,74	151,88	194,32	205,84	207,76	242,15	194,31	247,15
<b>m<sub>a</sub></b> [ton]	115,89	112,06	121,20	119,38	106,21	77,82	91,76	96,11	97,90	119,79	99,77	123,70

Tabella 40 Quantità di biomassa potenzialmente risparmiabile

Una volta determinato il valore energetico della biomassa potenzialmente recuperabile mensilmente con il ripristino dell'ECO, si è passati a calcolare il potenziale risparmio economico derivante.

Dal registro della biomassa sono presenti anche i prezzi d'acquisto della biomassa distinti per fornitore. Di questi si sono mediati i valori ottenendo un prezzo medio mensile in €/ton. A seguire il dettaglio dei prezzi medi mensili disponibili distinti per fornitore e il valore mediato per mese.

Fornitore	Prezzo della biomassa per fornitore [€/ton]											
	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
1	44,01	39,33	43,57	41,02	42,79	43,15	48,99	46,27	49,13	46,22	43,69	47,11
2	47,74	49,10	48,09	48,18	49,23	47,78	43,98	43,70	43,84	43,88	44,89	44,63
3	44,77	44,45	44,68	44,18	45,30	44,52	44,41	45,13	44,53	-	-	52,13
4	59,85	60,28	60,17	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5	41,95	41,21	44,12	48,31	40,44	41,15	41,03	38,87	41,41	50,37	42,97	37,88
6	42,99	42,49	42,26	43,15	47,01	41,68	43,80	39,87	-	-	-	-
7	-	-	-	24,97	-	-	-	-	-	-	-	-
8	-	-	-	-	-	-	-	-	42,94	43,18	45,98	60,48

Tabella 41 Prezzo medio mensile della biomassa per fornitore

I prezzi medi mensili di tutti i fornitori sono stati mediati determinando un unico prezzo medio mensile, di seguito riportato.

Prezzo medio mensile [€/ton]											
Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
46,88	46,14	47,15	41,63	44,95	43,66	44,44	42,77	44,37	45,91	44,38	48,45

Tabella 42 Prezzo medio mensile della biomassa per fornitore

Il prezzo di acquisto della biomassa può sembrare basso rispetto al normale prezzo di mercato, ma bisogna considerare che si acquista biomassa con umidità molto elevata prossima al 50% di media.

Dopo aver determinato un prezzo medio della biomassa mensile, si è calcolato il risparmio economico moltiplicando  $Q_{\text{risp}}$  per il prezzo medio mensile. Di seguito il potenziale risparmio economico mensile in termini di biomassa risparmiata derivante dal ripristino dell'economizzatore.

Mese	Risparmio mensile [€]
Gennaio	10.943,79
Febbraio	9.948,56
Marzo	11.251,72
Aprile	9.486,44
Maggio	9.293,23
Giugno	6.630,36
Luglio	8.635,68
Agosto	8.803,48
Settembre	9.218,27
Ottobre	11.117,43
Novembre	8.623,89
Dicembre	11.973,50
<b>Totale</b>	<b>115.926,35</b>

Tabella 43 Risparmio potenziale mensile

## 8.2. Caso 2

Il secondo caso di ottimizzazione non è altro che il proseguo del caso 1. Si continua ad analizzare l'influenza del ripristino dell'economizzatore sul funzionamento della centrale. Nel caso 1 si è ottenuto un risparmio inteso come minor consumo di biomassa in ingresso in caldaia; si tratta però di un risparmio di previsione in vista di una futura estensione della rete di teleriscaldamento e quindi incremento della richiesta termica. In questa sezione, invece, si ritorna a far riferimento al funzionamento attuale della rete, o meglio al funzionamento dell'anno 2019.

Si è detto che ad oggi, la produzione di energia termica è pressochè sempre superiore alla richiesta della rete e quindi ogni incremento di energia termica generata andrebbe dissipata; per tale motivo il ripristino dell'ECO sembrerebbe inutile, ma pare non essere così.

Infatti, l'economizzatore se installato sull'anello principale dell'acqua della centrale è in grado di innalzare ulteriormente la temperatura dell'acqua. Questo aumento di temperatura garantirebbe un aumento della temperatura dell'acqua in mandata alla rete di teleriscaldamento e, a parità di potenza, una diminuzione della portata. Tutto è più chiaro andando a valutare la formula semplice della potenza richiesta della rete:

$$P = \dot{m} c_p \Delta T = \dot{m} c_p (T_m - T_r)$$

Se  $P$  è la potenza richiesta dalla rete,  $\dot{m}$  la potenza circolante nella rete e  $\Delta T$  la differenza di temperatura tra mandata e ritorno della rete, a parità di potenza termica richiesta dalla rete, all'aumentare del  $\Delta T$  tra mandata e ritorno si riduce la portata.

Se si fa riferimento alla caratteristica portata-potenza illustrata nel capitolo precedente, al diminuire della portata diminuisce di conseguenza la potenza assorbita dalla pompa. L'obiettivo, quindi, è proprio quello di incrementare il  $\Delta T$  tra mandata e ritorno della rete in modo da ridurre la portata circolante nella rete di teleriscaldamento e quindi l'assorbimento di energia elettrica da parte della pompa di rete.

Parallelamente si è detto che questa energia termica aggiuntiva fornita dall'ECO non è necessaria e quindi andrebbe dissipata. Inserendo l'ECO nell'anello principale d'acqua della centrale aumentano di conseguenza i consumi degli elementi presenti nella linea di dissipazione (pompe e ventilatori) che dovranno smaltire il calore in eccesso fornito dall'economizzatore.

A tal proposito verrà valutato quando inserire l'economizzatore risulta conveniente, ovvero quando il risparmio di potenza della pompa di rete è maggiore della potenza impiegata da pompe e ventilatori per smaltire il contributo di energia termica dell'ECO.

Per far ciò torna utile il modello creato e descritto nel capitolo precedente, dove con opportune modifiche si andrà a rappresentare la nuova soluzione e sviluppata la simulazione di calcolo.

### 8.2.1. Configurazione grafica

In questo secondo caso di ottimizzazione si è pensato di inserire l'economizzatore dopo lo scambiatore olio diatermico-acqua e prima del dissipatore dry cooler. Lo schema di partenza

è quello del modello che è stato creato con l'inserimento dell'economizzatore. Di seguito il nuovo schema aggiornato con la presenza dell'ECO inserito.

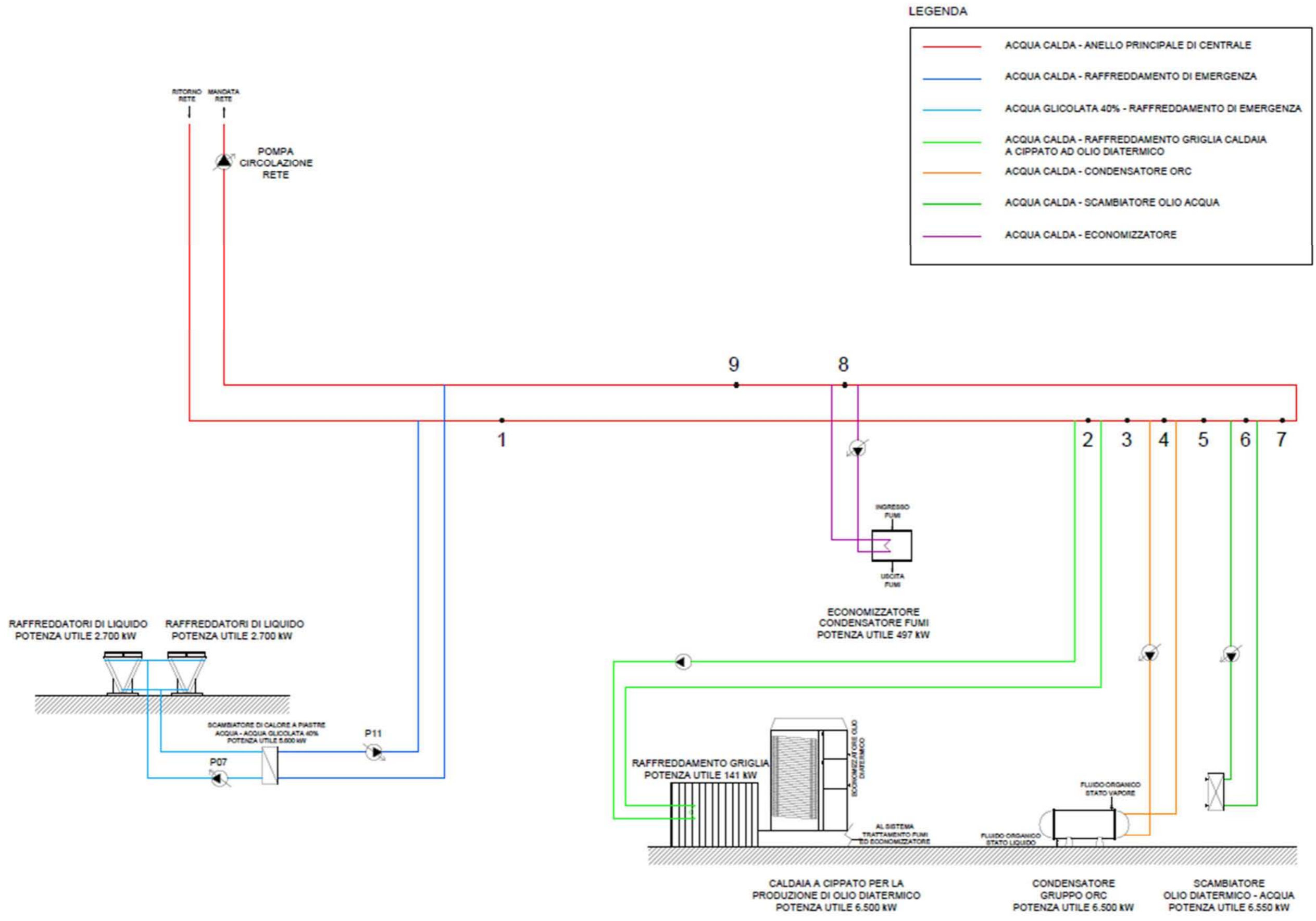


Figura 95 Schema semplificato di centrale - caso 2

### 8.2.2. Fase di calcolo

La simulazione di questo caso riprende il modello costruito e presentato nel capitolo precedente, che per semplicità verrà chiamato “stato attuale”. Quest’ultimo rispecchia l’attuale funzionamento della centrale ma andando ad inserire un nuovo elemento (l’economizzatore) si modifica leggermente; in particolare le variabili in gioco aumentano e in parte si modificano. Di conseguenza si modifica la cronologia e i calcoli effettuati.

Nella definizione delle variabili e procedura di calcolo non viene fatta più la distinzione tra le due fasi del modello come fatto nell’illustrazione del modello stato attuale, ma viene mostrato tutto insieme.

Di seguito la cronologia della fase di calcolo applicata.

#### Definizione delle variabili indipendenti

Come già fatto per la costruzione del modello base “stato attuale” che rappresenta lo stato attuale della centrale, si fissano delle variabili indipendenti. Quest’ultime a volte non variano da quelle dello stato attuale, altre volte sono nuove variabili fissate. Anche qui il calcolo è su base giornaliera quindi tutte le variabili sono da considerarsi valori medi giornalieri ad eccezione della  $E_{\text{tot pompe},0}$  che è già un valore effettivo giornaliero.

Di seguito le variabili indipendenti aggiornate per la simulazione.

- $P_{\text{rete}}$  [kW<sub>t</sub>];  $T_{\text{out,rete}}$  [°C];  $P_{\text{griglia}}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{\text{griglia}}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{\text{cond ORC}}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{\text{cond ORC}}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{\text{olio d. - acqua}}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{\text{olio d. - acqua}}$  [m<sup>3</sup>/h];  $\dot{m}_7$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_7$  [°C];  $c_p$  [kJ/(kg K)];  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>];  $n$  [h]= sono le stesse variabili in termine di definizione e valore del modello “stato attuale”;
- $a_1$  [-];  $b_1$  [-];  $c_1$  [-];  $d_1$  [-];  $a_2$  [-];  $b_2$  [-];  $a_3$  [-];  $b_3$  [-];  $c_3$  [-];  $d_3$  [-];  $a_4$  [-];  $b_4$  [-];  $\lambda_m$  [-];  $\vartheta_m$  [-] = le loro definizioni e valori sono gli stessi del modello “stato attuale”;
- $P_{\text{disp,eco}}$  = potenza termica media giornaliera fornita dall’economizzatore per il riscaldamento dell’acqua di anello centrale [kW<sub>t</sub>];
- $\dot{m}_{\text{imp,eco}}$  = portata d’acqua massima spillabile dall’anello centrale e passante per l’economizzatore lato acqua, imposta sempre pari 45 m<sup>3</sup>/h che è lo stesso valore indicato nella scheda tecnica dell’ECO;
- $P_{\text{pompa,eco}}$  = potenza elettrica assorbita dalla pompa dell’economizzatore che lavora a portata costante  $\dot{m}_{\text{imp,eco}}$ , A questa portata si ha 1,8 kW<sub>e</sub>;

- $T_{\max, \text{acqua eco}}$  = temperatura massima raggiungibile all'interno dell'economizzatore lato acqua, imposta sempre pari a  $110^{\circ}\text{C}$ ;
- $T_{\text{in, fumi prog}}$  = temperatura d'ingresso di progetto dei fumi all'economizzatore lato fumi, sempre pari a  $210^{\circ}\text{C}$ ;
- $T_{\text{min, out fumi}}$  = temperatura minima dei fumi in uscita dall'economizzatore, assunta pari a  $100^{\circ}\text{C}$ ;
- $E_{\text{tot, pompe } 0}$  = energia elettrica giornaliera totale assorbita da pompe e ventilatori del caso stato attuale [ $\text{kWh}_e$ ].

### Definizione delle variabili dipendenti

Una volta fissate le variabili indipendenti necessarie, si è passati ad individuare le grandezze dipendenti e che saranno quindi oggetto di calcolo nella simulazione. Alcune sono già state definite nella descrizione del modello “stato attuale” altre sono nuove.

- $\dot{m}_{\text{rete}}$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ];  $T_{\text{in, rete}}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $P_{\text{dry, cooler}}$  [ $\text{kW}_t$ ];  $\dot{m}_{\text{dry cooler}}$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ];  $T_{\text{in, dry cooler}}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $T_{\text{out, dry cooler}}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $T_{\text{in, griglia}}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $T_{\text{out, griglia}}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $T_{\text{in, cond ORC}}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $T_{\text{out, cond ORC}}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $T_{\text{in, olio d. - acqua}}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $T_{\text{out, olio d. - acqua}}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $\dot{m}_1, \dots, \dot{m}_6$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ];  $T_1, \dots, T_6$  [ $^{\circ}\text{C}$ ],  $E_{\text{tot, pompe}}$  [ $\text{kWh}_e$ ],  $E_{\text{pompa rete}}$  [ $\text{kWh}_e$ ];  $E_{\text{pompa P11}}$  [ $\text{kWh}_e$ ];  $E_{\text{pompa P07}}$  [ $\text{kWh}_e$ ];  $E_{\text{ventilatori}}$  [ $\text{kWh}_e$ ] = le loro definizioni sono le stesse del modello “stato attuale”;
- $T_{\text{in, eco}}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in ingresso all'economizzatore [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- $P_{\text{uti, eco}}$  = potenza termica media giornaliera dell'economizzatore effettivamente utilizzata rispetto a quella disponibile [ $\text{kW}_t$ ];
- $\dot{m}_{\text{uti, eco}}$  = portata d'acqua media giornaliera effettivamente spillata dal circuito dall'anello centrale e passante per l'economizzatore lato acqua [ $\text{m}^3/\text{h}$ ];
- $T_{\text{out, eco}}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in uscita dall'economizzatore [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- $T_{\text{out, fumi eco}}$  = temperatura media giornaliera dei fumi in uscita dall'economizzatore, si tratta di una grandezza calcolata fuori dalla simulazione e inserita. Viene assunta come variabile dipendente calcolata [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- $\dot{m}_8$  = portata media giornaliera di by pass che non viene inviata all'economizzatore [ $\text{m}^3/\text{h}$ ];
- $T_8$  = temperatura media giornaliera della portata di by pass che non viene inviata all'economizzatore [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- $\dot{m}_9$  = portata d'acqua media giornaliera nel punto di anello intermedio tra il ritorno dell'economizzatore e la mandata al dissipatore dry cooler [ $^{\circ}\text{C}$ ];

- $T_9$  = temperatura media giornaliera della portata d'acqua nel punto nove dell'anello [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- $E_{\text{pompa eco}}$  = energia elettrica giornaliera assorbita dalla pompa installata nella mandata all'economizzatore in centrale [ $\text{kWh}_e$ ];
- $\text{Risp}$  = risparmio di energia elettrica giornaliera tra il caso di esame e stato attuale [ $\text{kWh}_e$ ].

### Calcolo delle variabili dipendenti

Di seguito l'ordine cronologico della fase di calcolo della simulazione. Come già fatto per il calcolo del modello stato attuale, il calcolo viene eseguito per ogni giorno oggetto della simulazione e le variabili calcolate sono da intendere come valori medi giornalieri, ad eccezione dei consumi di energia elettrica e del risparmio ottenibile che sono già valori effettivi così come calcolati.

$$1) T_{\text{in,eco}} = T_7$$

$$2) T_{\text{out,fumi}}$$

Il calcolo della variabile  $T_{\text{out,fumi}}$  non rientra nel modello ma è stato svolto esternamente ed inserito nel modello una volta determinato il valore. Quello che si vuole calcolare è la temperatura media giornaliera d'uscita lato fumi dell'economizzatore. Per far ciò si è ricorsi all'utilizzo del metodo della media logaritmica delle differenze di temperatura di uno scambiatore di calore.

In questo caso la potenza termica scambiata tra i due fluidi (fumi e acqua) viene legata alla differenza di temperatura tra il fluido caldo ed il fluido freddo,  $\Delta T = T_c - T_f$  ovvero:

$$W_t = K A (T_c - T_f)$$

Tuttavia, poiché  $\Delta T$  varia con la posizione all'interno dello scambiatore di calore è necessario utilizzare una differenza di temperatura opportunamente mediata. Nel caso degli scambiatori di calore ad equicorrente o a controcorrente, se la conduttanza di parete non varia lungo la superficie, si può dimostrare che la differenza di temperatura da utilizzare è la media logaritmica tra le differenze esistenti a monte ed a valle dello scambiatore ottenendo così la seguente equazione di scambio termico:

$$W_t = K A \Delta T_{ml}$$

dove:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

$$\Delta T_1 = T_{c,i} - T_{f,i} \quad \Delta T_2 = T_{c,u} - T_{f,u} \quad (\text{scamb. equicorrente})$$

$$\Delta T_1 = T_{c,i} - T_{f,u} \quad \Delta T_2 = T_{c,u} - T_{f,i} \quad (\text{scamb. controcorrente})$$

f=freddo, c=caldo, i=ingresso, u=uscita.

Nel caso si in esame si è partiti dalla condizione di progetto.

Conoscendo:

$$T_{c,i,\text{prog}} = T_{\text{in},\text{fumi},\text{prog}} = 210^\circ\text{C};$$

$$T_{c,u,\text{prog}} = T_{\text{out},\text{fumi},\text{prog}} = 140^\circ\text{C};$$

$$T_{f,i,\text{prog}} = T_{\text{in},\text{acqua},\text{prog}} = 80^\circ\text{C};$$

$$T_{f,u,\text{prog}} = T_{\text{out},\text{acqua},\text{prog}} = 90^\circ\text{C};$$

$$P_{\text{eco},\text{prog}} = 497 \text{ kW};$$

Si è calcolato:

$$\Delta T_{\text{ml},\text{prog}} = \frac{\Delta T_{1,\text{prog}} - \Delta T_{2,\text{prog}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1,\text{prog}}}{\Delta T_{2,\text{prog}}}\right)} = \frac{(T_{c,i,\text{prog}} - T_{f,u,\text{prog}}) - (T_{c,u,\text{prog}} - T_{f,i,\text{prog}})}{\ln\left(\frac{(T_{c,i,\text{prog}} - T_{f,u,\text{prog}})}{(T_{c,u,\text{prog}} - T_{f,i,\text{prog}})}\right)} = \frac{(210-90)-(140-80)}{\ln\left(\frac{210-90}{140-80}\right)} = 86,56 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$K = \frac{P_{\text{eco},\text{prog}}}{\Delta T_{\text{ml},\text{prog}}} = \frac{497}{86,56} = 5,74 \left[ \frac{\text{kW}}{\text{K}} \right]$$

Una volta determinate le condizioni di progetto si è passati a calcolare le condizioni di utilizzo.

Conoscendo:

$T_{c,i,\text{uti}} = T_{\text{in},\text{fumi},\text{uti}} = T_{\text{in},\text{fumi},\text{prog}} = 210^\circ\text{C}$ , non conoscendo la reale temperatura dei fumi in ingresso all'ECO, viene assunta una temperatura d'ingresso dei fumi media giornaliera uguale a quella di progetto;

$T_{f,i,\text{uti}} = T_{\text{in},\text{acqua},\text{uti}} = T_{\text{in},\text{eco}}$  è la temperatura media giornaliera d'ingresso dell'acqua nell'ECO, varia di giorno in giorno;

$P_{\text{disp},\text{eco}}$  = potenza termica media giornaliera disponibile dal ripristino dell'ECO. Varia di giorno in giorno;

$\dot{m}_{\text{eco},\text{uti}} = \dot{m}_{\text{eco},\text{imp}} = 45 \text{ m}^3/\text{h}$  = portata d'acqua media giornaliera costante inviata all'economizzatore;

$K = 5,74 \text{ [kW/K]}$  = la superficie di scambio termico non cambia da progetto ed utilizzo, quindi il valore è lo stesso calcolato nelle condizioni di progetto;

Si è calcolato:

$$\Delta T_{\text{ml},\text{uti}} = \frac{P_{\text{disp},\text{eco}}}{K};$$

$$T_{f,u,uti} = T_{f,i,uti} + \frac{P_{disp,eco}}{\dot{m}_{eco,uti} * \rho * c_p}$$

$$\Delta T_{m1,uti} = \frac{\Delta T_{1,uti} - \Delta T_{2,uti}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1,uti}}{\Delta T_{2,uti}}\right)} = \frac{(T_{c,i,uti} - T_{f,u,uti}) - (T_{c,u,uti} - T_{f,i,uti})}{\ln\left(\frac{(T_{c,i,uti} - T_{f,u,uti})}{(T_{c,u,uti} - T_{f,i,uti})}\right)}$$

Dall'ultima equazione è possibile ricavare la  $T_{c,u,uti}$  che non è altro che la  $T_{out,fumi}$  del modello. Data la complessità per ricavare  $T_{c,u,uti}$ , presente sia al numeratore che al denominatore dell'equazione, si è costruita una macro in excel in grado di calcolare in modo iterativo l'incognita.

$$3) T_{out,eco} = SE \left( T_{in,eco} + \frac{P_{disp,eco} * 3600}{\dot{m}_{imp} * c_p * \rho} \right) \leq T_{max,acqua}$$

ALLORA SE ( $T_{out,fumi} > T_{min,fumi}$ )  
 ALLORA  $T_{in,eco} + \frac{P_{disp,eco} * 3600}{\dot{m}_{imp} * c_p * \rho}$   
 ALTRIMENTI  $T_{in,eco}$   
 ALTRIMENTI  $T_{in,eco}$

$$4) \dot{m}_{eco} = SE (T_{in,eco} = T_{out,eco})$$

ALLORA 0  
 ALTRIMENTI  $\dot{m}_{imp,eco}$

$$5) P_{uti,eco} = SE (\dot{m}_{eco} = 0)$$

ALLORA 0  
 ALTRIMENTI  $P_{disp,eco}$

$$6) \dot{m}_8 = \dot{m}_7 - \dot{m}_{eco}$$

$$7) T_8 = T_7$$

$$8) \dot{m}_9 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{eco}$$

$$9) T_9 = \frac{\dot{m}_8 T_8 + \dot{m}_{eco} T_{out,eco}}{\dot{m}_8 + \dot{m}_{eco}}$$

$$10) \dot{m}_6 = \dot{m}_7 - \dot{m}_{olio\ d.-acqua}$$

$$11) T_{out,olio\ d.-acqua} = \frac{\left( \dot{m}_7 T_7 + \frac{\dot{m}_6 * P_{olio\ d.-acqua} * 3600}{\dot{m}_{olio\ d.-ac} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{olio\ d.-acqua} + \dot{m}_6)}$$

$$12) T_{in,olio\ d.-acqua} = T_{out,olio\ d.-acqua} - \frac{P_{olio\ d.-acqua} * 3600}{\dot{m}_{olio\ d.-ac} * c_p * \rho}$$

$$13) T_6 = T_{in,olio\ d.-acqua}$$

$$14) \dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{olio\ d.-acqua}$$

$$15) T_5 = T_{in,olio\ d.-acq}$$

$$16) T_{in,rete} = T_9$$

$$17) \dot{m}_{rete} = \frac{P_{rete} * 3600}{(T_{in,rete} - T_{out,rete}) c_p \rho}$$

$$18) P_{dry\ cooler} = P_{griglia} + P_{cond,ORC} + P_{olio\ d.-acqua} + P_{uti,eco} - P_{rete}$$

$$19) \dot{m}_{dry\ cooler} = \dot{m}_9 - \dot{m}_{rete}$$

$$20) T_{in, dry\ cooler} = T_{in, rete}$$

$$21) T_{out,dry\ cooler} = T_{in,dry\ cooler} - \frac{P_{dry\ cooler} * 3600}{\dot{m}_{dry\ cooler} * c_p * \rho}$$

$$22) \dot{m}_4 = \dot{m}_5 - \dot{m}_{cond,ORC}$$

$$23) T_{out,cond\ ORC} = \frac{\left( \dot{m}_5 T_5 + \frac{\dot{m}_4 * P_{cond,ORC} * 3600}{\dot{m}_{cond,ORC} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{cond,ORC} + \dot{m}_4)}$$

$$24) T_{in,cond\ ORC} = T_{out,cond\ ORC} - \frac{P_{cond\ ORC} * 3600}{\dot{m}_{cond\ ORC} * c_p * \rho}$$

$$25) T_4 = T_{in, cond\ ORC}$$

$$26) \dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{cond\ ORC}$$

$$27) T_3 = T_{in, cond\ ORC}$$

$$28) T_{out,griglia} = \frac{\left( \dot{m}_3 T_3 + \frac{\dot{m}_2 * P_{griglia} * 3600}{\dot{m}_{griglia} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{griglia} + \dot{m}_2)}$$

$$29) T_{in,griglia} = T_{out,griglia} - \frac{P_{griglia} * 3600}{\dot{m}_{griglia} * c_p * \rho}$$

$$30) T_2 = T_{in, griglia}$$

$$31) \dot{m}_1 = \dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry\ cooler}$$

$$32) T_1 = \frac{\dot{m}_{rete} T_{out,rete} + \dot{m}_{dry\ cooler} T_{out,dry\ cooler}}{\dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry\ cooler}}$$

$$33) E_{pompa\ rete} = (a_1 * \dot{m}_{rete}^3 + b_1 * \dot{m}_{rete}^2 + c_1 * \dot{m}_{rete} + d_1) * n ; \text{ per tutti i mesi ad esclusione di marzo e aprile;}$$

$$E_{pompa\ rete} = (a_2 * \dot{m}_{rete} + b_2) * 24 ; \text{ per i mesi di marzo ed aprile}$$

34)  $E_{pompa P11} = (a_3 * \dot{m}_{dry\ cooler}^3 + b_3 * \dot{m}_{dry\ cooler}^2 + c_3 * \dot{m}_{dry\ cooler} + d_3) * n$  ; per tutti i mesi ad esclusione di marzo;

$E_{pompa P11} = (a_4 * \dot{m}_{dry\ cooler} + b_4) * n$  ; per il mese di marzo

35)  $E_{pompa P07} = P_{dry\ cooler} * \lambda_m * n$

36)  $E_{ventilatori} = P_{dry\ cooler} * \vartheta_m * n$

37)  $E_{pompa\ eco} = SE (\dot{m}_{eco} > 0)$   
ALLORA  $P_{pompa,eco} * n$   
ALTRIMENTI 0

38)  $E_{tot,pompe} = E_{pompa\ rete} + E_{pompa\ P11} + E_{pompa\ P07} + E_{ventilatori} + E_{pompa\ eco}$

39)  $Risp = E_{tot,pompe,0} - E_{tot,pompe}$

40) SE ( $Risp > 0$ )  
ALLORA “Simulazione completata”  
ALTRIMENTI “Torna punto 3 e poni  $T_{out,eco} = T_{in,eco}$ ”

La procedura di calcolo sopra riportata è stata eseguita per tutti i giorni dell'anno ad esclusione dei sedici giorni che non rientrano nel calcolo. La fase cruciale della simulazione riguarda il punto 40 della procedura di calcolo, infatti, con l'individuazione della variabile Risp si va a valutare giornalmente se la soluzione di efficientamento proposta porti a un reale risparmio complessivo di energia elettrica. Nel caso in cui si registra un risparmio la simulazione si interrompe mostrando un valore, mentre in caso di assenza di risparmio o addirittura maggior spesa la simulazione riparte dal punto 3 ponendo  $T_{out,eco} = T_{in,eco}$  che si traduce nel mancato utilizzo dell'ECO.

### 8.2.3. Risultati principali

Di seguito i risultati principali della simulazione giornaliera eseguita. I risultati verranno esposti facendo un confronto tra lo stato attuale e i valori del caso 2.

In primo luogo è interessante analizzare ciò che accade alla rete mettendo a confronto lo stato attuale e quello post intervento del caso 2.

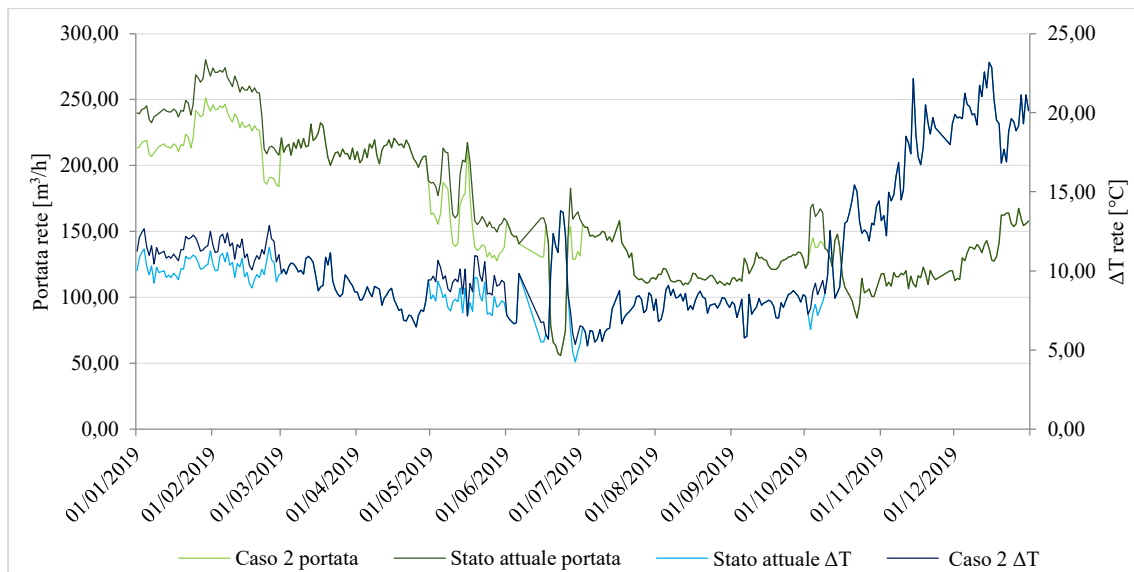


Figura 96 Confronto portata e  $\Delta T$  rete tra stato attuale - caso 2

Il grafico sopra riportato conferma le premesse fatte all’inizio; infatti, dove la soluzione di efficientamento è applicabile, si nota che nel caso 2 la differenza di temperatura tra mandata e ritorno dalla rete è maggiore rispetto allo stato attuale. Come conseguenza si ha che la portata inviata alla rete è minore nel caso 2 rispetto allo stato attuale.

Parallelamente, quando l’economizzatore è in funzione, al dissipatore dry cooler la portata è maggiore nel caso 2 rispetto allo stato attuale; questo è congruo in quanto aumenta l’energia termica prodotta in centrale. Di seguito il confronto della portata al dissipatore.

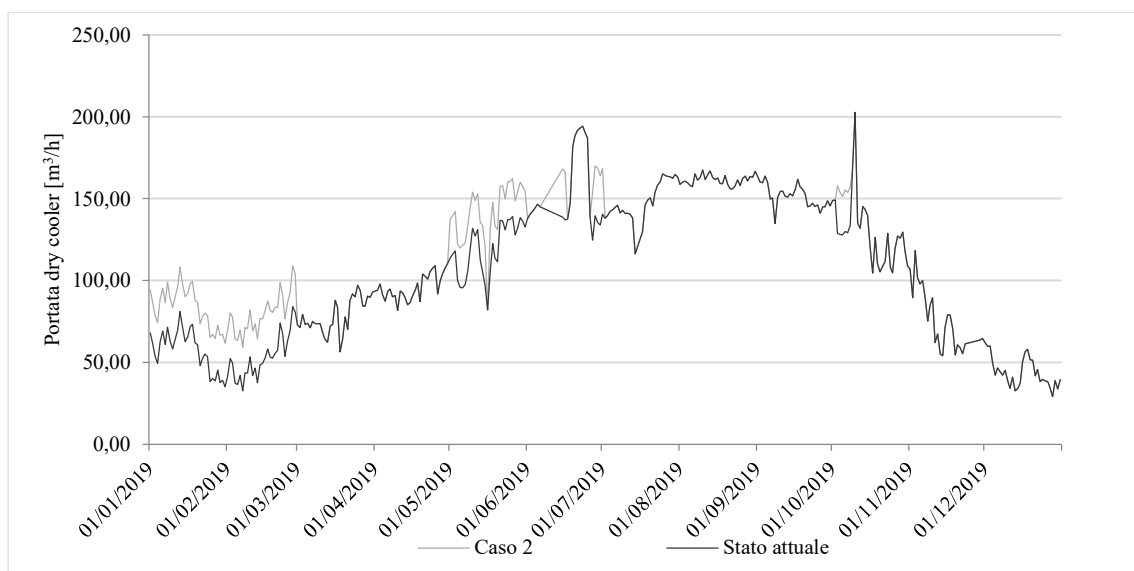


Figura 97 Confronto portata al dry cooler stato attuale - caso 2

L’aspetto principale nell’analisi dei risultati riguarda il risparmio di energia elettrica che ne deriva dall’applicazione della soluzione pensata. Si è appena visto che l’inserimento

dell'economizzatore nell'anello principale dell'acqua di centrale comporta una diminuzione della portata inviata alla rete che vuol dire minor energia elettrica assorbita dalla pompa di rete. Parallelamente si ha anche un aumento della potenza da dissipare e della portata inviata al dissipatore dry cooler che significa maggior utilizzo di pompe e ventilatori della linea di dissipazione.

Di seguito la sintesi mensile dell'energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori proveniente dai risultati della simulazione e stato attuale.

Mese	E.E. Pompa di rete [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P11 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa ECO [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P07 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa Ventilatori [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	34.920,73	5.390,48	1.296,00	2.826,35	4.585,98
Febbraio	32.966,02	4.905,02	1.209,60	7.456,89	4.018,62
Marzo	30.094,11	4.661,49	0,00	9.520,52	7.176,85
Aprile	29.068,51	5.769,55	0,00	5.998,89	8.715,66
Maggio	16.927,50	6.684,12	1.296,00	5.693,53	12.070,55
Giugno	8.660,00	4.833,31	259,20	9.254,99	21.230,94
Luglio	11.926,78	6.332,29	43,20	11.835,15	28.613,08
Agosto	8.930,74	6.844,31	0,00	11.901,49	30.056,77
Settembre	10.306,84	6.578,38	0,00	12.988,69	28.101,94
Ottobre	10.233,82	6.586,28	259,20	7.068,95	20.107,23
Novembre	7.365,00	4.246,23	0,00	3.379,33	6.606,97
Dicembre	14.236,81	3.770,74	0,00	3.719,39	4.741,67
<b>Totale</b>	<b>215.636,86</b>	<b>66.602,18</b>	<b>4.363,20</b>	<b>91.644,17</b>	<b>176.026,27</b>

*Tabella 44 Energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori caso 2*

Mese	E.E. Pompa di rete [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P11 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa ECO [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P07 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa Ventilatori [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	42.255,90	4.339,23	00,00	2.265,19	3.675,44
Febbraio	39.695,62	3.837,05	0,00	5.941,45	3.201,93
Marzo	30.094,11	4.661,49	0,00	9.520,52	7.176,85
Aprile	29.068,51	5.769,55	0,00	5.998,89	8.715,66
Maggio	22.698,11	6.412,54	0,00	4.993,36	10.586,16
Giugno	10.030,46	4.797,88	0,00	8.976,27	20.591,55
Luglio	12.127,25	6.327,95	0,00	11.791,62	28.507,83
Agosto	8.930,74	6.844,31	0,00	11.901,49	30.056,77
Settembre	10.306,84	6.578,38	0,00	12.988,69	28.101,94
Ottobre	11.424,04	6.546,58	0,00	6.893,86	19.609,18
Novembre	7.365,00	4.246,23	0,00	3.379,33	6.606,97
Dicembre	14.236,81	3.770,74	0,00	3.719,39	4.741,67
<b>Totale</b>	<b>238.233,39</b>	<b>64.131,92</b>	<b>0,00</b>	<b>88.370,05</b>	<b>171.571,96</b>

*Tabella 45 Energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori stato attuale*

I dati appena riportati confermano quanto detto in precedenza: diminuzione dell'energia elettrica assorbita dalla pompa di rete ed incremento dell'assorbimento di energia elettrica di pompe e ventilatori installate nel ramo di dissipazione della centrale.

Sommando i valori è possibile apprezzare i valori di consumo complessivi e il relativo risparmio calcolato. Di seguito i risultati ottenuti.

Mese	E.E. assorbita totale STATO ATTUALE [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. assorbita totale CASO 2 [kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio di energia elettrica [kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio di energia elettrica [%]
Gennaio	52.535,75	49.019,55	3.516,20	6,69
Febbraio	52.676,06	50.556,15	2.119,91	4,02
Marzo	51.452,97	51.452,97	0,00	0,00
Aprile	49.552,61	49.552,61	0,00	0,00
Maggio	44.690,17	42.671,69	2.018,48	4,52
Giugno	44.396,17	44.238,44	157,72	0,36
Luglio	58.754,64	58.750,49	4,15	0,01
Agosto	57.733,31	57.733,31	0,00	0,00
Settembre	57.975,85	57.975,85	0,00	0,00
Ottobre	44.473,65	44.255,47	218,18	0,49
Novembre	21.597,53	21.597,53	0,00	0,00
Dicembre	26.468,60	26.468,60	0,00	0,00
<b>Totale</b>	<b>562.307,31</b>	<b>554.272,68</b>	<b>8.034,64</b>	<b>1,43</b>

Tabella 46 Confronto energia elettrica assorbita stato attuale - caso 2 e risparmio ottenibile

Con questa soluzione è possibile risparmiare 8.034,64 kWh di energia elettrica che corrisponde all'1,43% di quanto si consuma attualmente.

Per concludere si mostra il confronto giornaliero dell'energia elettrica totale assorbita nel caso oggetto di studio e stato attuale.

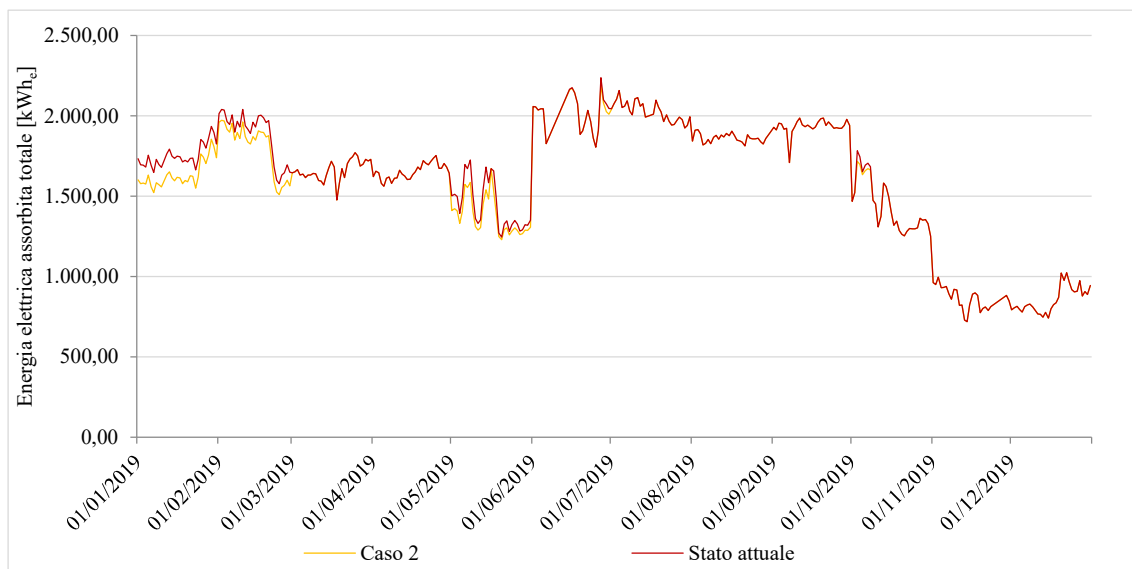


Figura 98 Confronto energia elettrica assorbita totale stato attuale - caso 2

### 8.3. Caso 3

Il caso 3 nella sostanza è simile al caso precedente, anche in questo caso si valuta l'inserimento dell'economizzatore nell'anello principale dell'acqua in centrale ma in una posizione diversa rispetto a prima.

#### 8.3.1. Configurazione grafica

In questo terzo caso di ottimizzazione si è pensato di inserire l'economizzatore tra la mandata del dissipatore dry cooler e la mandata alla rete. In questo modo, a differenza del caso 2, l'ECO andrà a scaldare solamente la portata d'acqua mandata in rete.

Lo schema di partenza è quello del modello che è stato creato con l'inserimento dell'economizzatore. Di seguito il nuovo schema aggiornato con la presenza dell'ECO inserito.

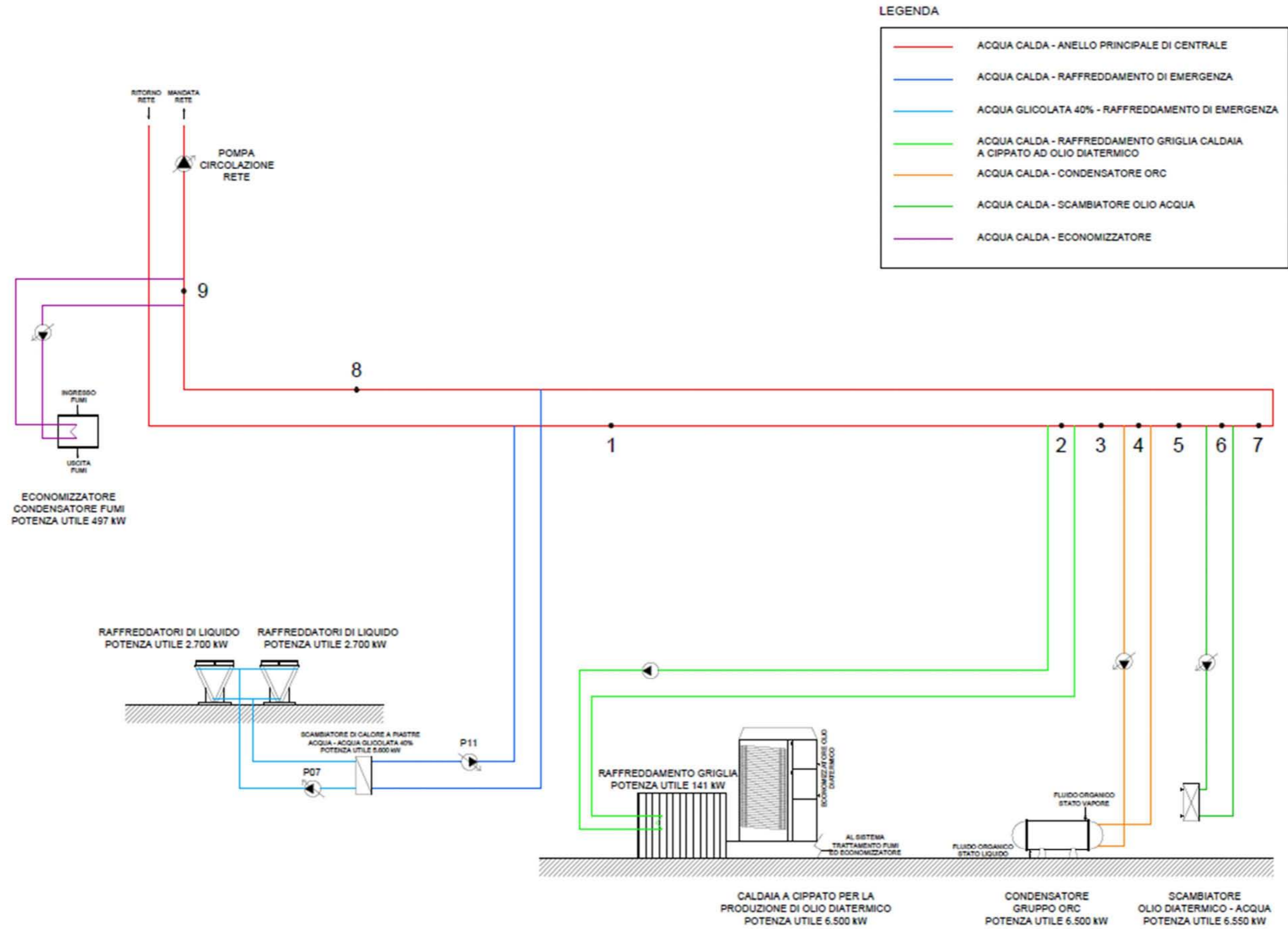


Figura 99 Schema semplificato di centrale - caso 3

### 8.3.2. Fase di calcolo

Anche in questo caso la simulazione riprende il modello “stato attuale” che si modifica nuovamente, in particolare le variabili in gioco aumentano e in parte si modificano. Di conseguenza si modifica la cronologia e i calcoli effettuati.

Nella definizione delle variabili e procedura di calcolo non viene fatta la distinzione tra le due fasi del modello come fatto nell’illustrazione del modello “stato attuale”, ma viene mostrato tutto insieme.

Di seguito la cronologia della fase di calcolo applicata.

#### Definizione delle variabili indipendenti

Il primo passo è sempre lo stesso ovvero fissare le variabili indipendenti in gioco. Quest’ultime il più delle volte sono le stesse già descritte nell’illustrazione del caso 2. Anche qui il calcolo è su base giornaliera quindi tutte le variabili sono da considerarsi valori medi giornalieri ad eccezione della  $E_{tot,pompe\ 0}$  che è un valore effettivo giornaliero.

Di seguito le variabili indipendenti per la simulazione.

- $P_{rete}$  [kW<sub>t</sub>];  $T_{out,rete}$  [°C];  $P_{griglia}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{griglia}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{cond\ ORC}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{cond\ ORC}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{olio\ d.\ -\ acqua}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{olio\ d.\ -\ acqua}$  [m<sup>3</sup>/h];  $\dot{m}_7$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_7$  [°C];  $P_{disp,eco}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{imp,eco}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{pompa,eco}$  [kW<sub>e</sub>];  $T_{max, acqua\ eco}$  [°C];  $T_{in,fumi\ prog}$  [°C];  $T_{min,out\ fumi}$  [°C];  $E_{tot,pompe\ 0}$  [kWh];  $c_p$  [kJ/(kg K)];  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>];  $n$  [h]= sono le stesse variabili in termine di definizione e valore del modello “caso 2”;
- $a_1$  [-];  $b_1$  [-];  $c_1$  [-];  $d_1$  [-];  $a_2$  [-];  $b_2$  [-];  $a_3$  [-];  $b_3$  [-];  $c_3$  [-];  $d_3$  [-];  $a_4$  [-];  $b_4$  [-];  $\lambda_m$  [-];  $\vartheta_m$  [-] = le loro definizioni e valori sono gli stessi del modello “caso 2”;

#### Definizione delle variabili dipendenti

Una volta fissate le variabili indipendenti necessarie, si è passati ad individuare le grandezze dipendenti e che saranno quindi oggetto di calcolo nella simulazione. Alcune sono già state definite nella descrizione del modello “caso 2” altre sono nuove o aggiornate.

- $\dot{m}_{rete}$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_{in,rete}$  [°C];  $P_{dry,cooler}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{dry\ cooler}$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_{in,dry\ cooler}$  [°C];  $T_{out,dry\ cooler}$  [°C];  $T_{in,griglia}$  [°C];  $T_{out,griglia}$  [°C];  $T_{in,cond\ ORC}$  [°C];  $T_{out,cond\ ORC}$  [°C];  $T_{in,olio\ d.\ -\ acqua}$  [°C];  $T_{out,olio\ d.\ -\ acqua}$  [°C];  $\dot{m}_1, \dots, \dot{m}_6$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_1, \dots, T_6$  [°C];  $T_{in,eco}$  [°C];  $P_{uti,eco}$  [kW<sub>t</sub>],  $\dot{m}_{uti,eco}$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_{out,eco}$  [°C];  $T_{out,fumi\ eco}$  [°C];  $E_{pompa\ eco}$  [kWh<sub>e</sub>];  $E_{tot,pompe}$  [kWh<sub>e</sub>],  $E_{pompa\ rete}$  [kWh<sub>e</sub>];  $E_{pompa\ P11}$  [kWh<sub>e</sub>];  $E_{pompa\ P07}$  [kWh<sub>e</sub>];  $E_{ventilatori}$  [kWh<sub>e</sub>];  $Risp$  [kWh<sub>e</sub>] = le loro definizioni sono le stesse del modello “stato attuale”;

- $\dot{m}_8$  = portata media giornaliera di acqua nel punto intermedio tra il dissipatore dry cooler e la mandata all'economizzatore [ $\text{m}^3/\text{h}$ ];
- $T_8$  = temperatura media giornaliera della portata di acqua al punto otto [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- $\dot{m}_9$  = portata d'acqua media giornaliera di acqua di by pass che non viene mandata all'economizzatore [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- $T_9$  = temperatura media giornaliera della portata d'acqua nel punto nove dell'anello [ $^{\circ}\text{C}$ ].

### Calcolo delle variabili dipendenti

Di seguito l'ordine cronologico della fase di calcolo della simulazione. Come già fatto per il calcolo del modello stato attuale e caso 2, il calcolo viene eseguito per ogni giorno oggetto della simulazione e le variabili calcolate sono da intendere come valori medi giornalieri, ad eccezione dei consumi di energia elettrica e del risparmio ottenibile che sono già valori effettivi così come calcolati.

1)  $T_{\text{in,eco}} = T_7$

2)  $T_8 = T_7$

3)  $T_{\text{out,fumi}}$ . Il calcolo è stato eseguito esternamente al modello e poi inserito. La procedura è la stessa già illustrata nel modello del caso 2.

4)  $T_{\text{out,eco}} = \text{SE} \left( T_{\text{in,eco}} + \frac{P_{\text{disp,eco}} * 3600}{\dot{m}_{\text{imp}} * c_p * \rho} \right) \leq T_{\text{max,acqua}}$

ALLORA  $\text{SE} (T_{\text{out,fumi}} > T_{\text{min,fumi}})$   
 ALLORA  $T_{\text{in,eco}} + \frac{P_{\text{disp,eco}} * 3600}{\dot{m}_{\text{imp}} * c_p * \rho}$   
 ALTRIMENTI  $T_{\text{in,eco}}$   
 ALTRIMENTI  $T_{\text{in,eco}}$

5)  $\dot{m}_{\text{eco}} = \text{SE} (T_{\text{in,eco}} = T_{\text{out,eco}})$   
 ALLORA 0  
 ALTRIMENTI  $\dot{m}_{\text{imp,eco}}$

6)  $P_{\text{uti,eco}} = \text{SE} (\dot{m}_{\text{eco}} = 0)$   
 ALLORA 0  
 ALTRIMENTI  $P_{\text{disp,eco}}$

7)  $T_9 = T_8$

8)  $\dot{m}_9 = \frac{\dot{m}_{\text{eco}} * T_{\text{out,rete}}}{(T_9 - T_{\text{out,rete}})} + \frac{P_{\text{rete}} * 3600}{\rho c_p (T_9 - T_{\text{out,rete}})} - \frac{\dot{m}_{\text{eco}} * T_{\text{out,eco}}}{(T_9 - T_{\text{out,rete}})}$

9)  $\dot{m}_8 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{\text{eco}}$

$$10) \dot{m}_{rete} = \dot{m}_8$$

$$11) P_{dry\ cooler} = P_{griglia} + P_{cond,ORC} + P_{olio\ d.-acqua} + P_{uti,eco} - P_{rete}$$

$$12) \dot{m}_{dry\ cooler} = \dot{m}_7 - \dot{m}_8$$

$$13) T_{in, dry\ cooler} = T_7$$

$$14) T_{out, dry\ cooler} = T_{in, dry\ cooler} - \frac{P_{dry\ cooler} * 3600}{\dot{m}_{dry\ cooler} c_p \rho}$$

$$15) \dot{m}_1 = \dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry\ cooler}$$

$$16) T_1 = \frac{\dot{m}_{rete} * T_{out, rete} + \dot{m}_{dry\ cooler} * T_{out, dry\ cooler}}{(\dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry\ cooler})}$$

$$17) \dot{m}_6 = \dot{m}_7 - \dot{m}_{olio\ d.-acqua}$$

$$18) T_{out, olio\ d.-acqua} = \frac{\left( \dot{m}_7 T_7 + \frac{\dot{m}_6 * P_{olio\ d.-acqua} * 3600}{\dot{m}_{olio\ d.-acqua} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{olio\ d.-acqua} + \dot{m}_6)}$$

$$19) T_{in, olio\ d.-acqu} = T_{out, olio\ d.-acqu} - \frac{P_{olio\ d.-acqua} * 3600}{\dot{m}_{olio\ d.-acqua} c_p \rho}$$

$$20) T_6 = T_{in, olio\ d.-acqu}$$

$$21) \dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{olio\ d.-acqu}$$

$$22) T_5 = T_{in, olio\ d.-acqua}$$

$$23) \dot{m}_4 = \dot{m}_5 - \dot{m}_{cond,ORC}$$

$$24) T_{out, cond\ ORC} = \frac{\left( \dot{m}_5 T_5 + \frac{\dot{m}_4 * P_{cond,ORC} * 3600}{\dot{m}_{cond,ORC} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{cond,ORC} + \dot{m}_4)}$$

$$25) T_{in, cond\ ORC} = T_{out, cond\ ORC} - \frac{P_{cond\ ORC} * 3600}{\dot{m}_{cond,ORC} c_p \rho}$$

$$26) T_4 = T_{in, cond\ ORC}$$

$$27) \dot{m}_3 = \dot{m}_{cond,ORC} + \dot{m}_4$$

$$28) T_3 = T_{in, cond\ ORC}$$

$$29) \dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{griglia}$$

$$30) T_{out, griglia} = \frac{\left( \dot{m}_3 T_3 + \frac{\dot{m}_2 * P_{griglia} * 3600}{\dot{m}_{griglia} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{griglia} + \dot{m}_2)}$$

$$31) T_{in,griglia} = T_{out,griglia} - \frac{P_{griglia} * 3600}{\dot{m}_{griglia} c_p \rho}$$

$$32) T_2 = T_{in,griglia}$$

$$33) E_{pompa\ rete} = (a_1 * \dot{m}_{rete}^3 + b_1 * \dot{m}_{rete}^2 + c_1 * \dot{m}_{rete} + d_1) * n ; \text{ per tutti i mesi ad esclusione di marzo e aprile;}$$

$$E_{pompa\ rete} = (a_2 * \dot{m}_{rete} + b_2) * n ; \text{ per i mesi di marzo ed aprile}$$

$$34) E_{pompa\ P11} = (a_3 * \dot{m}_{dry\ cooler}^3 + b_3 * \dot{m}_{dry\ cooler}^2 + c_3 * \dot{m}_{dry\ cooler} + d_3) * n ; \text{ per tutti i mesi ad esclusione di marzo;}$$

$$E_{pompa\ P11} = (a_4 * \dot{m}_{dry\ cooler} + b_4) * n ; \text{ per il mese di marzo}$$

$$35) E_{pompa\ P07} = P_{dry\ cooler} * \lambda_m * n$$

$$36) E_{ventilatori} = P_{dry\ cooler} * \vartheta_m * n$$

$$37) E_{pompa\ eco} = SE (\dot{m}_{eco} > 0) \\ \text{ALLORA } P_{pompa,eco} * n \\ \text{ALTRIMENTI } 0$$

$$38) E_{tot,pompe} = E_{pompa\ rete} + E_{pompa\ P11} + E_{pompa\ P07} + E_{ventilatori} + E_{pompa\ eco}$$

$$39) Risp = E_{tot,pompe,0} - E_{tot,pompe}$$

$$40) SE (Risp > 0) \\ \text{ALLORA "Simulazione completata"} \\ \text{ALTRIMENTI "Torna punto 2 e poni } T_{out,eco} = T_{in,eco}"$$

La procedura di calcolo sopra riportata è stata eseguita per tutti i giorni dell'anno ad esclusione dei sedici giorni che non rientrano nel calcolo. Anche in questo caso, la fase cruciale della simulazione riguarda il punto 40 della procedura di calcolo, infatti, con l'individuazione della variabile Risp si va a valutare giornalmente se la soluzione di efficientamento proposta porti a un reale risparmio complessivo di energia elettrica. Nel caso in cui si registra un risparmio la simulazione si interrompe mostrando un valore, mentre in caso di assenza di risparmio o addirittura maggior spesa la simulazione riparte dal punto 4 ponendo  $T_{out,eco} = T_{in,eco}$  che si traduce nel mancato utilizzo dell'ECO.

### 8.3.3. Risultati principali

Di seguito i risultati principali della simulazione giornaliera eseguita. I risultati verranno esposti facendo un confronto tra lo stato attuale e i valori del caso 3.

Come già fatto per il caso precedente si analizza ciò che accade alla rete mettendo a confronto lo stato attuale e quello post intervento del caso 3.

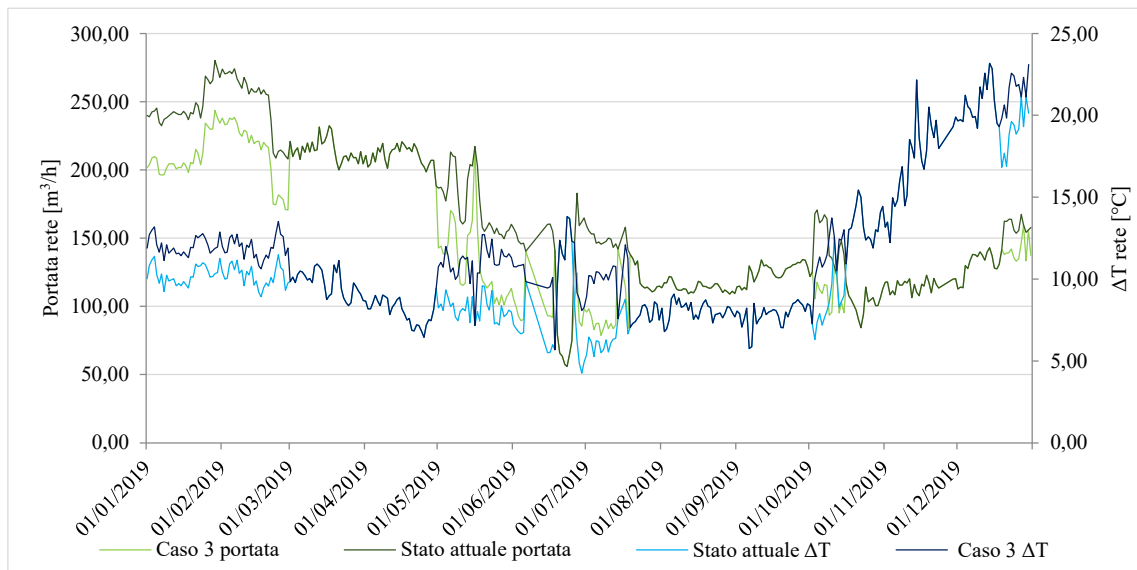


Figura 100 Confronto portata e  $\Delta T$  di rete tra stato attuale e caso 3

Il grafico sopra riportato anche in questo caso conferma le premesse fatte all’inizio; infatti, dove la soluzione di efficientamento è applicabile, si nota che nel caso 3 la differenza di temperatura tra mandata e ritorno dalla rete è maggiore rispetto allo stato attuale. Come conseguenza si ha che la portata inviata alla rete è minore nel caso 3 rispetto allo stato attuale. Parallelamente, quando l’economizzatore è in funzione, al dissipatore dry cooler la portata è maggiore nel caso 3 rispetto allo stato attuale; questo è congruo in quanto aumenta l’energia termica prodotta in centrale. Di seguito il confronto della portata al dissipatore.

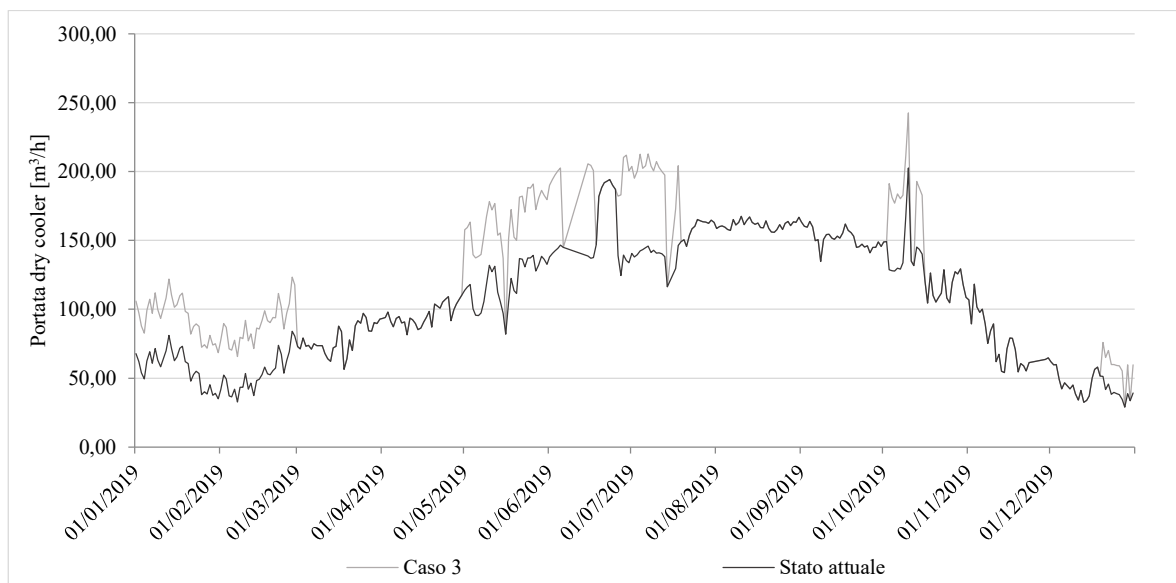


Figura 101 Confronto portata al dry cooler stato attuale - caso 3

Anche in questo caso trova spazio l'analisi dei risultati in merito al risparmio di energia elettrica che ne deriva dall'applicazione della soluzione pensata.

Di seguito la sintesi mensile dell'energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori proveniente dai risultati della simulazione e stato attuale.

Mese	E.E. Pompa di rete [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P11 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa ECO [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P07 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa Ventilatori [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	31.984,86	5.675,50	1.296,00	2.826,35	4.585,98
Febbraio	30.401,50	5.180,96	1.209,60	7.456,89	4.018,62
Marzo	30.094,11	4.661,49	0,00	9.520,52	7.176,85
Aprile	29.068,51	5.769,55	0,00	5.998,89	8.715,66
Maggio	12.717,09	6.786,48	1.296,00	5.693,53	12.070,55
Giugno	5.884,17	4.860,38	561,60	9.602,50	22.028,13
Luglio	8.107,19	6.385,07	648,00	12.500,66	30.222,05
Agosto	8.930,74	6.844,31	0,00	11.901,49	30.056,77
Settembre	10.306,84	6.578,38	0,00	12.988,69	28.101,94
Ottobre	8.337,54	6.605,41	475,20	7.212,94	20.516,79
Novembre	7.365,00	4.246,23	0,00	3.379,33	6.606,97
Dicembre	12.595,93	4.143,92	432,00	4.010,37	5.112,63
<b>Totale</b>	<b>195.793,48</b>	<b>67.737,68</b>	<b>5.918,40</b>	<b>93.092,16</b>	<b>179.212,95</b>

*Tabella 47 Energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori caso 3*

Mese	E.E. Pompa di rete [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P11 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa ECO [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P07 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa Ventilatori [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	42.255,90	4.339,23	00,00	2.265,19	3.675,44
Febbraio	39.695,62	3.837,05	0,00	5.941,45	3.201,93
Marzo	30.094,11	4.661,49	0,00	9.520,52	7.176,85
Aprile	29.068,51	5.769,55	0,00	5.998,89	8.715,66
Maggio	22.698,11	6.412,54	0,00	4.993,36	10.586,16
Giugno	10.030,46	4.797,88	0,00	8.976,27	20.591,55
Luglio	12.127,25	6.327,95	0,00	11.791,62	28.507,83
Agosto	8.930,74	6.844,31	0,00	11.901,49	30.056,77
Settembre	10.306,84	6.578,38	0,00	12.988,69	28.101,94
Ottobre	11.424,04	6.546,58	0,00	6.893,86	19.609,18
Novembre	7.365,00	4.246,23	0,00	3.379,33	6.606,97
Dicembre	14.236,81	3.770,74	0,00	3.719,39	4.741,67
<b>Totale</b>	<b>238.233,39</b>	<b>64.131,92</b>	<b>0,00</b>	<b>88.370,05</b>	<b>171.571,96</b>

*Tabella 48 Energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori stato attuale*

Anche per il caso 3 si ha una diminuzione dell'energia elettrica assorbita dalla pompa di rete e un incremento dell'assorbimento di energia elettrica di pompe e ventilatori installate nel ramo di dissipazione della centrale.

Sommando i valori è possibile apprezzare i valori di consumo complessivi e il relativo risparmio calcolato. Di seguito i risultati ottenuti.

Mese	E.E. assorbita totale STATO ATTUALE [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. assorbita totale CASO 3 [kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio di energia elettrica [kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio di energia elettrica [%]
Gennaio	52.535,75	46.368,70	6.167,06	11,74%
Febbraio	52.676,06	48.267,57	4.408,48	8,37%
Marzo	51.452,97	51.452,97	0,00	0,00%
Aprile	49.552,61	49.552,61	0,00	0,00%
Maggio	44.690,17	38.563,65	6.126,52	13,71%
Giugno	44.396,17	42.936,78	1.459,38	3,29%
Luglio	58.754,64	57.862,98	891,66	1,52%
Agosto	57.733,31	57.733,31	0,00	0,00%
Settembre	57.975,85	57.975,85	0,00	0,00%
Ottobre	44.473,65	43.147,87	1.325,78	2,98%
Novembre	21.597,53	21.597,53	0,00	0,00%
Dicembre	26.468,60	26.294,85	173,75	0,66%
<b>Totale</b>	<b>562.307,31</b>	<b>541.754,67</b>	<b>20.552,64</b>	<b>3,66%</b>

Tabella 49 Confronto energia elettrica assorbita stato attuale - caso 3 e risparmio ottenibile

Con questa soluzione è possibile risparmiare circa 20.552 kWh di energia elettrica che corrisponde a 3,66% di quanto si consuma attualmente.

Di seguito il confronto giornaliero dell'energia elettrica totale assorbita nel caso oggetto di studio e stato attuale.

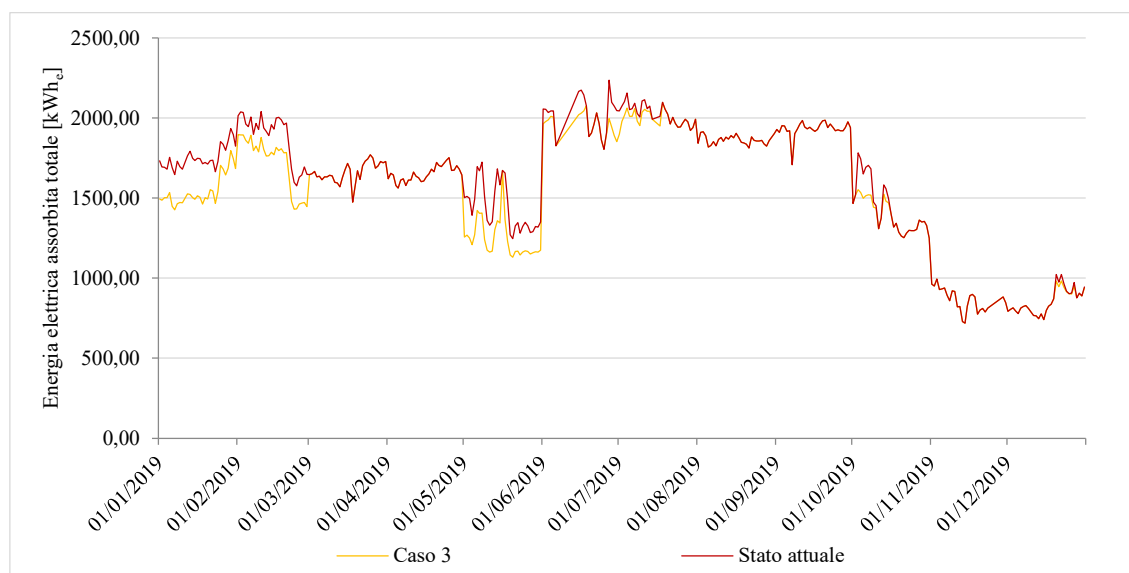


Figura 102 Confronto energia elettrica assorbita totale stato attuale - caso 3

## 8.4. Caso 4

Con il caso 4 si è pensato di porre una nuova modifica alla configurazione dell'anello principale dell'acqua di centrale con l'inserimento di un nuovo componente: un impianto ORC a bassa temperatura. Tale tecnologia si basa sul cosiddetto ciclo Rankine organico a bassa temperatura (LT-ORC) e il suo funzionamento è analogo a quello del turbogeneratore ORC già presente in centrale e descritto nel capitolo 4. La differenza sostanziale sta nella fonte di calore: se il turbogeneratore ORC sfrutta l'olio diatermico ad alta temperatura come fonte di calore, qui invece, si vuole utilizzare il calore che verrebbe dissipato dal dry cooler. In particolare si sfrutta il calore proveniente dalla portata d'acqua in mandata alla linea di dissipazione che ha una temperatura compresa tra gli 80 e 95 °C. In questo modo si valorizza una sorgente termica che sarebbe di "scarto" nel normale funzionamento della centrale.

L'inserimento dell'ORC a bassa temperatura comporterebbe importanti vantaggi.

In primo luogo si avrebbe una produzione di energia elettrica aggiuntiva derivante dal lavoro del generatore elettrico dell'impianto ORC che può essere sia auto-consumata che immessa in rete. Secondariamente la portata d'acqua inviata alla linea di dissipazione sarebbe minore in quanto il ritorno dall'ORC è stato pensato per esser posizionato dopo il dissipatore dry cooler. Minor portata d'acqua inviata al dissipatore dry cooler vuol dire minor energia elettrica assorbita dalle pompe e dai ventilatori installati lungo la linea di dissipazione della centrale.

In questo caso, a differenza dei precedenti, la portata d'acqua inviata alla rete rimane invariata così come l'energia elettrica assorbita dalla pompa di rete. L'obiettivo è quello di valutare il potenziale risparmio di assorbimento energia elettrica delle pompe P11, P07 e dei ventilatori; parallelamente si andrà a quantificare l'energia elettrica prodotta dall'ORC.

Si sono valutate macchine differenti con taglie e condizioni di funzionamento di vario tipo; alla fine si è scelto di studiare l'inserimento di un determinato gruppo ORC che meglio si avvicina alle reali necessità in termini di potenza termica, portata d'acqua disponibile e temperature in gioco. Per ragioni di riservatezza non si riporta il nome del costruttore.

A seguire i principali dati di funzionamento del gruppo di generazione elettrica in condizioni nominali.

<b>PREHEATER + EVAPORATORE</b>		
<b>Grandezza</b>	<b>Valore</b>	<b>U.M.</b>
Potenza termica tot in ingresso	550	[kW <sub>th</sub> ]
Temperatura nominale acqua calda in ingresso	94	[°C]
Temperatura nominale acqua calda ritorno	86	[°C]
Portata acqua calda mandata	14,93	[kg/s]
Potenza elettrica erogata ai morsetti dell'inverter	50	[kW <sub>e</sub> ]
<b>CONDENSATORE</b>		
<b>Grandezza</b>	<b>Valore</b>	<b>U.M.</b>
Potenza termica da dissipare	470	[kW <sub>th</sub> ]
Temperatura acqua uscita condensatore	31	[°C]
Temperatura acqua ingresso condensatore	26	[°C]
Portata acqua circuito condensatore	22,46	[kg/s]

*Tabella 50 Specifiche tecniche gruppo ORC a bassa temperatura*

Di seguito viene riportata la descrizione del caso riportando la configurazione grafica, la fase di calcolo e i principali risultati del modello. Un sottoparagrafo sarà riservato all'analisi della produzione di energia elettrica del gruppo ORC inserito, in quanto non facente parte della simulazione ma svolta con calcolo esterno.

#### 8.4.1. Configurazione grafica

Con il quarto caso la configurazione generale della centrale si modifica ulteriormente; in particolare viene inserito l'ORC a bassa temperatura lungo la mandata della linea di dissipazione.

Una parte di acqua ancora calda viene spillata verso l'ORC per poi esser rigettata dopo il dry cooler. Di seguito la rappresentazione grafica della soluzione pensata.

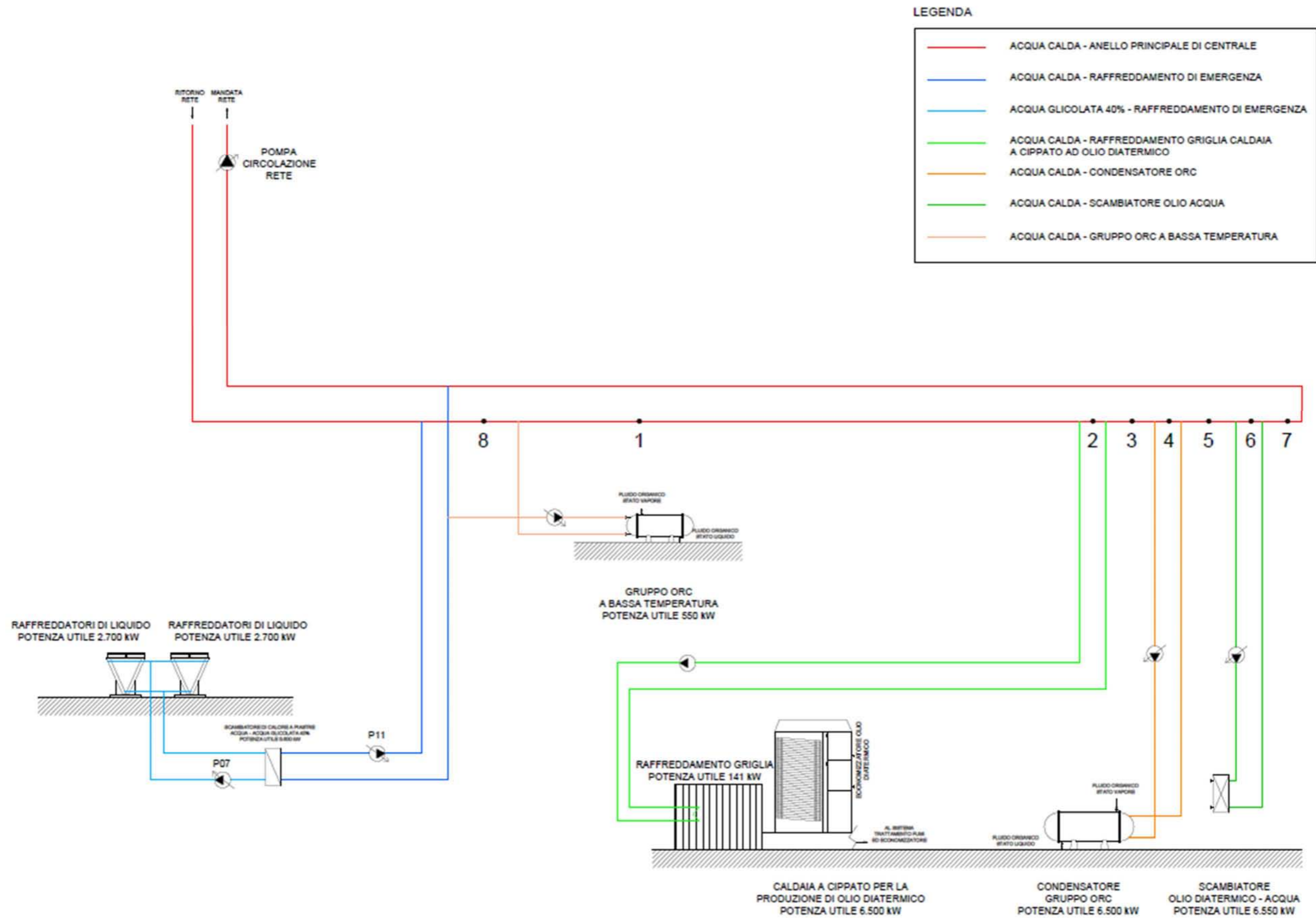


Figura 103 Schema semplificato di centrale - caso 4

#### 8.4.2. Fase di calcolo

La simulazione riprende il modello “stato attuale” con le opportune modifiche; le variabili in gioco aumentano, in parte si modificano, variando quindi la cronologia e i calcoli effettuati.

Nella definizione delle variabili e procedura di calcolo non viene fatta la distinzione tra le due fasi del modello come fatto nell’illustrazione del modello “stato attuale”, ma viene mostrato tutto insieme.

Di seguito la cronologia della fase di calcolo applicata.

##### Definizione delle variabili indipendenti

Nella prima parte della fase di calcolo è bene fissare le variabili indipendenti della simulazione. Quest’ultime il più delle volte sono le stesse già descritte nell’illustrazione del modello base stato attuale e quindi vengono riportate ma non descritte, mentre per le nuove variabili viene fornita una definizione.

Anche qui il calcolo è su base giornaliera quindi tutte le variabili sono da considerarsi valori medi giornalieri ad eccezione della  $E_{tot, pompe 0}$  che è un valore effettivo.

Di seguito le variabili indipendenti per la simulazione.

- $P_{rete}$  [kW<sub>t</sub>];  $T_{out,rete}$  [°C];  $P_{griglia}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{griglia}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{cond ORC}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{cond ORC}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{olio d. - acqua}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{olio d. - acqua}$  [m<sup>3</sup>/h];  $\dot{m}_7$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_7$  [°C];  $E_{tot, pompe 0}$  [kWh<sub>e</sub>];  $c_p$  [kJ/(kg K)];  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>];  $n$  [h] = sono le stesse variabili in termine di definizione e valore dei precedenti casi;
- $a_1$  [-];  $b_1$  [-];  $c_1$  [-];  $d_1$  [-];  $a_2$  [-];  $b_2$  [-];  $a_3$  [-];  $b_3$  [-];  $c_3$  [-];  $d_3$  [-];  $a_4$  [-];  $b_4$  [-];  $\lambda_m$  [-];  $\vartheta_m$  [-] = le loro definizioni e valori sono gli stessi delle precedenti simulazioni;
- $a_5 = 0,0022$  [-] = coefficiente del terzo grado della linea di tendenza polinomiale della curva di derating temperatura in ingresso-potenza termica assorbita ORC;
- $b_5 = -0,4115$  [-] = coefficiente del secondo grado della linea di tendenza polinomiale della curva di derating temperatura in ingresso-potenza termica assorbita ORC;
- $c_5 = 34,833$  [-] = coefficiente del primo grado della linea di tendenza polinomiale della curva di derating temperatura in ingresso-potenza termica assorbita ORC;
- $d_5 = -940,22$  [-] = coefficiente di grado zero della linea di tendenza polinomiale della curva di derating temperatura in ingresso-potenza termica assorbita ORC;
- $\dot{m}_{nom, ORC}$  = portata di acqua calda nominale in mandata al sistema ORC a bassa temperatura. E’ pari a 14,93 kg/s (53,75 m<sup>3</sup>/h);

- $\dot{m}_{nom,min\ ORC}$  = portata di acqua calda minima che deve essere inviata al sistema ORC a bassa temperatura perché funzioni. E' pari a 7 kg/s (25,2 m<sup>3</sup>/h);
- $T_{in,min\ ORC}$  = temperatura dell'acqua minima richiesta in ingresso al sistema ORC a bassa temperatura perché funzioni. E' pari a 80°C;
- $T_{out, dry\ cooler,0}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in uscita dal dissipatore dry cooler del modello stato attuale;
- $\Delta T_{max,dry}$  = differenza massima di temperatura tra la  $T_{out, dry\ cooler}$  del modello stato attuale (chiamata in questa simulazione  $T_{out, dry\ cooler,0}$ ) e la  $T_{out, dry\ cooler}$  del caso in esame con ORC installato, assunta pari a 10°C.

### Definizione delle variabili dipendenti

Una volta fissate le variabili indipendenti necessarie, si è passati ad individuare le grandezze dipendenti e che saranno quindi oggetto di calcolo nella simulazione. Alcune sono già state definite nella descrizione della fase di calcolo dei casi già trattati, altre sono nuove o aggiornate.

- $\dot{m}_{rete}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{dry,cooler}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{dry\ cooler}$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_{in,dry\ cooler}$  [°C];  $T_{out,dry\ cooler}$  [°C];  $T_{in,griglia}$  [°C];  $T_{out,griglia}$  [°C];  $T_{in, cond\ ORC}$  [°C];  $T_{out, cond\ ORC}$  [°C];  $T_{in, olio\ d. - acqua}$  [°C];  $T_{out, olio\ d. - acqua}$  [°C];  $\dot{m}_2, \dots, \dot{m}_6$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_2, \dots, T_6$  [°C];  $E_{tot,pompe}$  [kWh<sub>e</sub>],  $E_{pompa\ rete}$  [kWh<sub>e</sub>];  $E_{pompa\ P11}$  [kWh<sub>e</sub>];  $E_{pompa\ P07}$  [kWh<sub>e</sub>];  $E_{ventilatori}$  [kWh<sub>e</sub>];  $Risp$  [kWh<sub>e</sub>] = le loro definizioni sono le stesse delle simulazioni dei casi precedenti;
- $\dot{m}_1$  = portata media giornaliera di acqua nel punto di miscelazione della portata di ritorno dall'ORC e quella del punto otto [m<sup>3</sup>/h];
- $T_1$  = temperatura media giornaliera della portata di acqua al punto uno [°C];
- $\dot{m}_8$  = portata media giornaliera di acqua nel punto di miscelazione della portata di ritorno dalla rete e quella di ritorno dal dissipatore dry cooler [m<sup>3</sup>/h];
- $T_8$  = temperatura media giornaliera della portata di acqua al punto otto [°C];
- $P_{der,ORC}$  = potenza termica media giornaliera assorbibile dal gruppo ORC a bassa temperatura in base alla curva di derating fornita dal costruttore [kW<sub>t</sub>];
- $P_{ORC}$  = potenza termica media giornaliera effettivamente assorbita dal gruppo ORC [kW<sub>t</sub>];
- $\dot{m}_{ORC}$  = portata media giornaliera di acqua effettivamente inviata al gruppo ORC [m<sup>3</sup>/h];
- $T_{in,ORC}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in ingresso al gruppo ORC [m<sup>3</sup>/h];
- $T_{out,ORC}$  = temperatura media giornaliera dell'acqua in uscita dal gruppo ORC [m<sup>3</sup>/h];
- $P_{da\ diss}$  = potenza termica media giornaliera che deve essere dissipata [kW<sub>t</sub>];

- $\dot{m}_{da\ diss}$  = portata media giornaliera di acqua che deve essere dissipata [ $m^3/h$ ];
- $T_{min,out\ dry}$  = temperatura media giornaliera minima in uscita al dry cooler [ $^{\circ}C$ ];
- $P_{res,dry}$  = potenza termica media giornaliera che dovrebbe essere dissipata in caso di funzionamento dell'ORC [ $kW_t$ ];
- $\dot{m}_{necess,dry}$  = portata media giornaliera necessaria a smaltire la  $P_{res,dry}$  in caso di funzionamento dell'ORC [ $kW_t$ ];
- $\dot{m}_{max,ORC}$  = portata media giornaliera di acqua massima che può essere inviata al gruppo ORC in base alle restrizioni imposte.

Prima di descrivere la fase di calcolo delle variabili dipendenti è bene fare delle considerazioni in merito all'utilizzo del gruppo ORC.

In primo luogo c'è da dire che l'ORC in questione è in grado di lavorare in determinati intervalli di temperatura e portata, da qui la definizione delle variabili indipendenti  $\dot{m}_{nom,min\ ORC}$  e  $T_{in,min\ ORC}$  che vanno a stabilire i vincoli di portata e temperatura minima in ingresso al gruppo ORC. Non sono stati messi dei vincoli al limite superiore in quanto in base ai valori presenti e alla procedura di calcolo non c'è pericolo di superare il massimo consentito dalla tecnologia.

Il secondo aspetto importante riguarda la portata d'acqua in ingresso all'ORC che non è costante ma legata in qualche modo al dissipatore dry cooler.

Con l'inserimento del gruppo ORC si "alleggerisce" il lavoro del dissipatore dry cooler, in quanto parte della potenza termica da dissipare viene appunto assorbita dall'ORC a bassa temperatura; questo si può sintetizzare secondo:  $P_{res,dry} = P_{da\ diss} - P_{der,ORC}$ . Al dissipatore dry cooler rimarrebbe la quota parte di energia termica  $P_{res,dry}$ .

Facendo lavorare l'ORC sempre alla portata nominale  $\dot{m}_{nom,ORC} = 53,75\ m^3/h$ , in alcuni casi si potrebbe avere una portata al dissipatore dry cooler troppo bassa. La portata che viene inviata al dissipatore dry cooler non è altro che la differenza tra la portata d'acqua che deve essere dissipata e quella che viene mandata al gruppo ORC. Una portata troppo bassa al dissipatore dry cooler potrebbe comportare un problema legato alla temperatura d'uscita del dry cooler.

Per capire meglio questo aspetto è bene analizzare la formula con la quale si ricava normalmente la temperatura d'uscita del dissipatore dry cooler:

$$T_{out,dry\ cooler} = T_{in,dry\ cooler} - \frac{P_{dry\ cooler}}{\dot{m}_{dry\ cooler} c_p \rho}$$

Analizzando l'espressione è possibile notare che al diminuire della portata d'acqua inviata al dissipatore ( $\dot{m}_{\text{dry cooler}}$ ) diminuisce anche la temperatura di uscita ( $T_{\text{out,dry cooler}}$ ) e in presenza di elevata potenza termica da dissipare questo potrebbe essere un problema.

Per evitare questo scenario si è agito nel seguente modo:

- si è fissato un  $\Delta T$  massimo di  $10^\circ\text{C}$  ( $\Delta T_{\text{max,dry}}$ ) tra la temperatura d'uscita del dissipatore di questa simulazione e quella dello stato attuale. In questo modo si ottiene una temperatura minima d'uscita dal dry cooler sotto la quale non si può scendere:

$$T_{\text{min, out dry}} = T_{\text{out,dry cooler,0}} - \Delta T_{\text{max,dry}};$$

- si è calcolata una portata necessaria che deve essere garantita al dissipatore dry cooler per rispettare la  $T_{\text{min,out,dry}}$ :

$$\dot{m}_{\text{necess,dry}} = \frac{P_{\text{res,dry}} * 3600}{(T_{\text{in,dry cooler}} - T_{\text{min,out dry}}) c_p \rho};$$

- si è calcolata di conseguenza la portata di acqua massima che può essere inviata al gruppo ORC rispettando i vincoli appena imposti:

$$\dot{m}_{\text{max,ORC}} = \dot{m}_{\text{da diss}} - \dot{m}_{\text{necess,dry}}$$

Di seguito viene riportato il calcolo delle variabili dipendenti dove si ritrova anche la procedura per il calcolo della portata che va a servire il gruppo ORC.

### Calcolo delle variabili dipendenti

Di seguito l'ordine cronologico della fase di calcolo della simulazione. Come già fatto per gli altri casi, il calcolo viene eseguito per ogni giorno oggetto della simulazione e le variabili calcolate sono da intendere come valori medi giornalieri, ad eccezione dei consumi di energia elettrica e del risparmio ottenibile che sono già valori effettivi così come calcolati.

1.  $T_{\text{in,ORC}} = T_7$

2.  $P_{\text{der,ORC}}$

La  $P_{\text{der,ORC}}$  è la potenza termica media giornaliera assorbibile dal gruppo ORC. A tal proposito il costruttore fornisce una curva di derating che permette di calcolare la potenza termica assorbita in funzione della temperatura d'ingresso. Quest'ultima è stata ricostruita per poter ricavare una linea di tendenza polinomiale di terzo grado.

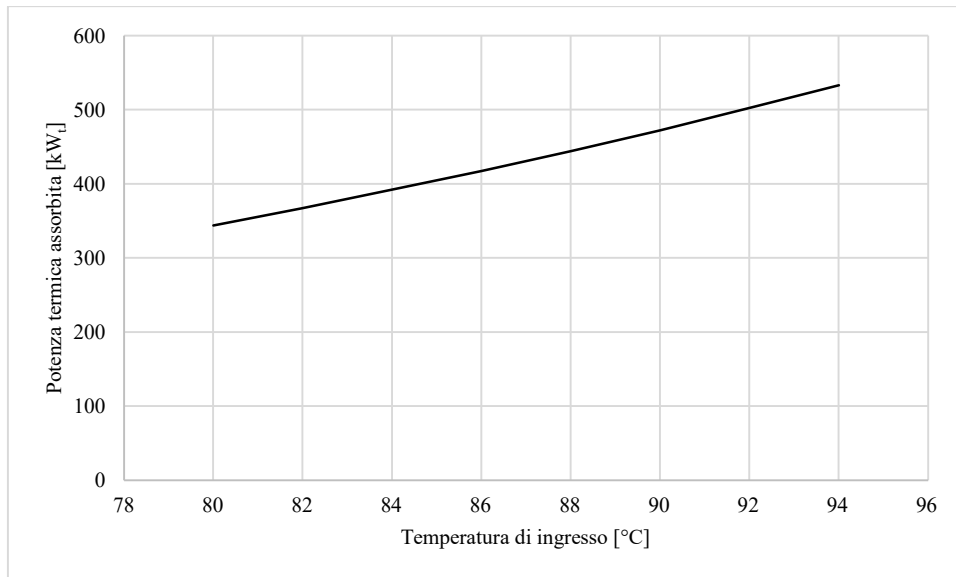


Figura 104 Curva di derating potenza termica assorbita - temperatura in ingresso ORC

L'equazione che ben approssima la curva è:

$$y = a_5 x^3 + b_5 x^2 + c_5 x + d_5$$

dove:

- $a_5, b_5, c_5, d_5$  sono i coefficienti di vario grado dell'equazione e anche variabili dipendenti del modello (già definiti primi);
- $x$  è la temperatura media giornaliera in ingresso al gruppo ORC;
- $y$  è la  $P_{der,ORC}$ , variabile dipendente che deve essere calcolata.

$$3. \dot{m}_{rete} = \frac{P_{rete} * 3600}{(T_{in,rete} - T_{out,rete}) c_p \rho}$$

$$4. P_{da\ diss} = P_{griglia} + P_{cond,ORC} + P_{olio\ d.-acqua} - P_{rete}$$

$$5. \dot{m}_{da\ diss} = \dot{m}_7 - \dot{m}_{rete}$$

$$6. T_{min,out\ dry} = T_{out,dry\ cooler,0} - \Delta t_{max,dry}$$

$$7. P_{res,dry} = P_{da\ diss} - P_{der,ORC}$$

$$8. T_{in,dry\ cooler} = T_7$$

$$9. \dot{m}_{necess,dry} = \frac{P_{res,dry} * 3600}{(T_{in,dry\ cooler} - T_{min,out\ dry}) c_p \rho}$$

$$10. \dot{m}_{max,ORC} = SE (\dot{m}_{da\ diss} - \dot{m}_{necess,dry}) > \dot{m}_{nom,ORC}$$

ALLORA  $\dot{m}_{nom,ORC}$

ALTRIMENTI  $\dot{m}_{da\ diss} - \dot{m}_{necess,dry}$

11.  $P_{ORC} = SE (\dot{m}_{max,ORC} < \dot{m}_{nom,min ORC})$   
 ALLORA 0  
 ALTRIMENTI  $SE (T_7 < T_{in,min ORC})$   
 ALLORA 0  
 ALTRIMENTI  $SE (P_{da diss} > P_{der,ORC})$   
 ALLORA  $P_{der,ORC}$   
 ALTRIMENTI  $P_{da diss}$
12.  $\dot{m}_{ORC} = SE (P_{ORC} = 0)$   
 ALLORA 0  
 ALTRIMENTI  $\dot{m}_{max,ORC}$
13.  $T_{out,ORC} = SE (P_{ORC} = 0)$   
 ALLORA  $T_{in,ORC}$   
 ALTRIMENTI  $T_{in,ORC} - \frac{P_{ORC} * 3600}{\dot{m}_{ORC} c_p \rho}$
14.  $P_{dry cooler} = P_{da diss} - P_{ORC}$
15.  $\dot{m}_{dry cooler} = \dot{m}_{da diss} - \dot{m}_{ORC}$
16.  $T_{out,dry cooler} = T_{in,dry cooler} - \frac{P_{dry cooler} * 3600}{\dot{m}_{dry cooler} c_p \rho}$
17.  $\dot{m}_8 = \dot{m}_{dry cooler} + \dot{m}_{rete}$
18.  $T_8 = \frac{\dot{m}_{rete} * T_{out,rete} + \dot{m}_{dry cooler} * T_{out,dry cooler}}{(\dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry cooler})}$
19.  $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 - \dot{m}_{olio d.-acq}$
20.  $T_{out,olio d.-acqua} = \frac{\left( \dot{m}_7 T_7 + \frac{\dot{m}_6 * P_{olio d.-acq} * 3600}{\dot{m}_{olio d.-acqua} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{olio d.-acqua} + \dot{m}_6)}$
21.  $T_{in,olio d.-ac} = T_{out,olio d.-acqua} - \frac{P_{olio d.-acqua} * 3600}{\dot{m}_{olio d.-acqua} c_p \rho}$
22.  $T_6 = T_{in,olio d.-acqua}$
23.  $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{olio d.-acqua}$
24.  $T_5 = T_{in,olio d.-acqua}$
25.  $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 - \dot{m}_{cond,ORC}$
26.  $T_{out,cond ORC} = \frac{\left( \dot{m}_5 T_5 + \frac{\dot{m}_4 * P_{cond,ORC} * 3600}{\dot{m}_{cond,ORC} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{cond,ORC} + \dot{m}_4)}$
27.  $T_{in,cond ORC} = T_{out,cond ORC} - \frac{P_{cond ORC} * 3600}{\dot{m}_{cond,ORC} c_p \rho}$

$$28. T_4 = T_{in,cond ORC}$$

$$29. \dot{m}_3 = \dot{m}_{cond,ORC} + \dot{m}_4$$

$$30. T_3 = T_{in,cond ORC}$$

$$31. \dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{griglia}$$

$$32. T_{out,griglia} = \frac{\left( \dot{m}_3 T_3 + \frac{\dot{m}_2 * P_{griglia} * 3600}{\dot{m}_{griglia} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{griglia} + \dot{m}_2)}$$

$$33. T_{in,griglia} = T_{out,griglia} - \frac{P_{griglia} * 3600}{\dot{m}_{griglia} c_p \rho}$$

$$34. T_2 = T_{in,griglia}$$

$$35. \dot{m}_1 = \dot{m}_8 + \dot{m}_{ORC}$$

$$36. T_1 = \frac{\dot{m}_{rete} * T_{out,rete} + \dot{m}_{dry cooler} * T_{out,dry cooler}}{(\dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry cooler})}$$

$$37. E_{pompa rete} = (a_1 * \dot{m}_{rete}^3 + b_1 * \dot{m}_{rete}^2 + c_1 * \dot{m}_{rete} + d_1) * n ; \text{ per tutti i mesi ad esclusione di marzo e aprile;}$$

$$E_{pompa rete} = (a_2 * \dot{m}_{rete} + b_2) * n ; \text{ per i mesi di marzo ed aprile}$$

$$38. E_{pompa P11} = (a_3 * \dot{m}_{dry cooler}^3 + b_3 * \dot{m}_{dry cooler}^2 + c_3 * \dot{m}_{dry cooler} + d_3) * n ; \text{ per tutti i mesi ad esclusione di marzo;}$$

$$E_{pompa P11} = (a_4 * \dot{m}_{dry cooler} + b_4) * n ; \text{ per il mese di marzo}$$

$$39. E_{pompa P07} = P_{dry cooler} * \lambda_m * n$$

$$40. E_{ventilatori} = P_{dry cooler} * \vartheta_m * n$$

$$41. E_{tot,pompe} = E_{pompa rete} + E_{pompa P11} + E_{pompa P07} + E_{ventilatori}$$

$$42. Risp = E_{tot,pompe,0} - E_{tot,pompe}$$

### 8.4.3. Risultati principali

Come già anticipato nell'introduzione del caso, questa soluzione non comporta variazioni di portata inviata alla rete e quindi l'assorbimento di energia elettrica da parte della pompa di rete rimane invariato. Ciò che varia è la portata d'acqua inviata al dissipatore dry cooler che

si riduce; di seguito l'andamento giornaliero risultante dalla simulazione e confronto con lo stato attuale.

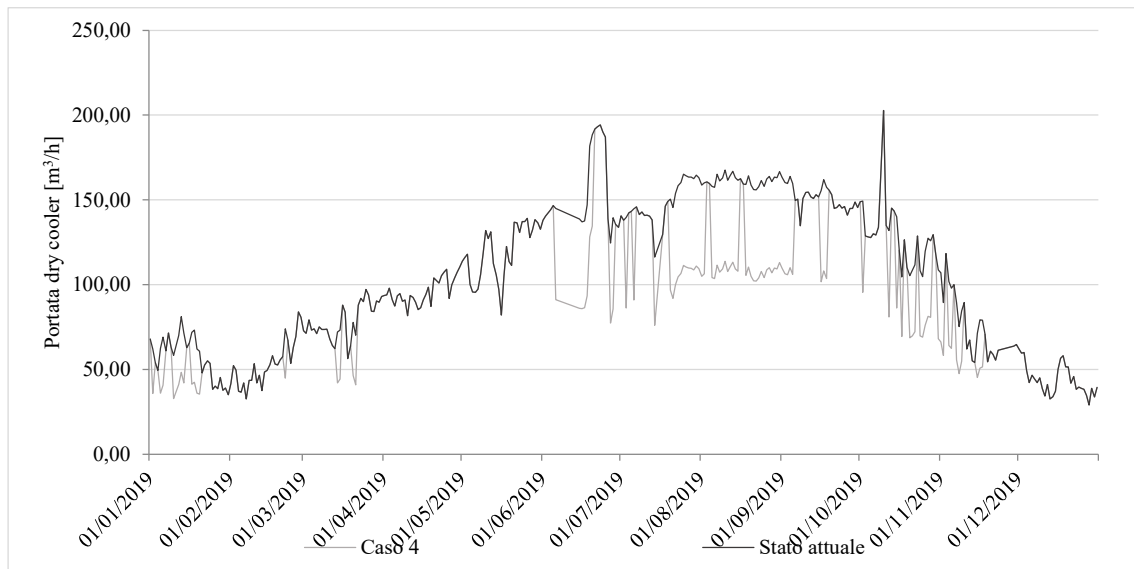


Figura 105 Confronto portata d'acqua al dissipatore dry cooler tra stato attuale - caso 4

La diminuzione della portata al dissipatore dry cooler fa sì che si riducono i consumi di energia elettrica delle pompe P07, P11 e ventilatori.

Di seguito il confronto stato attuale-caso 4 dell'andamento giornaliero dell'energia elettrica assorbita totale da pompe e ventilatori.

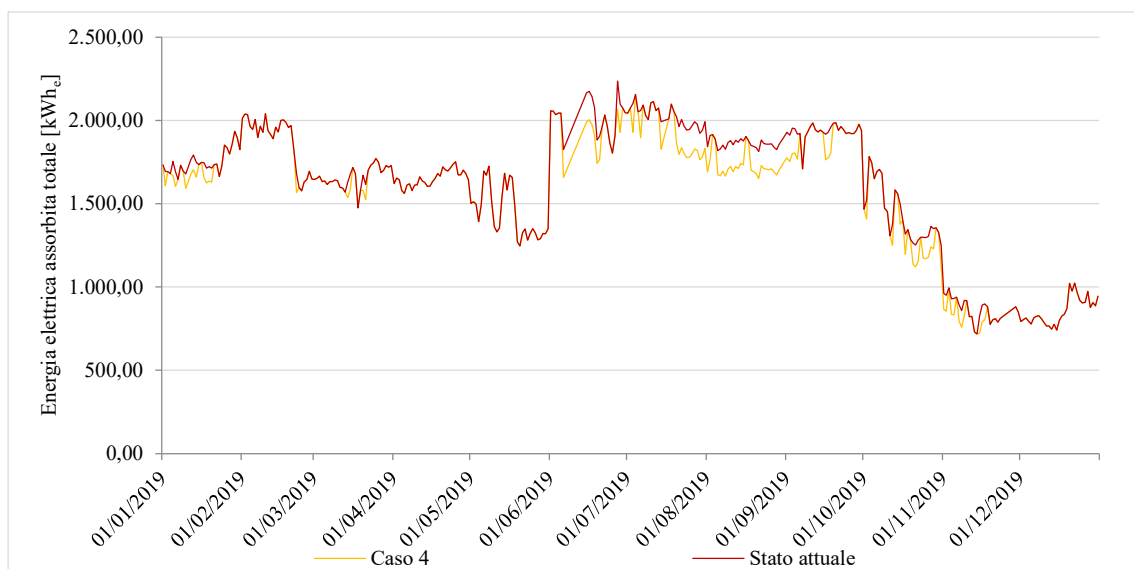


Figura 106 Confronto energia elettrica totale assorbita stato attuale - caso 4

Anche in questo caso trova spazio l'analisi dei risultati in merito al risparmio di energia elettrica che ne deriva dall'applicazione della soluzione pensata.

Di seguito la sintesi mensile dell'energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori proveniente dai risultati della simulazione e stato attuale.

Mese	E.E. Pompa di rete [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P11 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P07 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa Ventilatori [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	42.255,90	3.819,37	2.096,30	3.401,42
Febbraio	39.695,62	3.792,06	5.897,20	3.178,08
Marzo	30.094,11	4.650,26	9.317,68	7.023,94
Aprile	29.068,51	5.769,55	5.998,89	8.715,66
Maggio	22.698,11	6.412,54	4.993,36	10.586,16
Giugno	10.030,46	4.556,49	8.603,33	19.736,02
Luglio	12.127,25	5.988,07	11.171,21	27.007,93
Agosto	8.930,74	6.331,22	10.874,59	27.463,38
Settembre	10.306,84	6.420,40	12.651,67	27.372,76
Ottobre	11.424,04	6.084,77	6.595,00	18.759,09
Novembre	7.365,00	3.838,24	3.185,56	6.228,13
Dicembre	14.236,81	3.770,74	3.719,39	4.741,67
<b>Totale</b>	<b>238.233,39</b>	<b>61.433,71</b>	<b>85.104,17</b>	<b>164.214,24</b>

*Tabella 51 Energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori caso 4*

Mese	E.E. Pompa di rete [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P11 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P07 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa Ventilatori [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	42.255,90	4.339,23	2.265,19	3.675,44
Febbraio	39.695,62	3.837,05	5.941,45	3.201,93
Marzo	30.094,11	4.661,49	9.520,52	7.176,85
Aprile	29.068,51	5.769,55	5.998,89	8.715,66
Maggio	22.698,11	6.412,54	4.993,36	10.586,16
Giugno	10.030,46	4.797,88	8.976,27	20.591,55
Luglio	12.127,25	6.327,95	11.791,62	28.507,83
Agosto	8.930,74	6.844,31	11.901,49	30.056,77
Settembre	10.306,84	6.578,38	12.988,69	28.101,94
Ottobre	11.424,04	6.546,58	6.893,86	19.609,18
Novembre	7.365,00	4.246,23	3.379,33	6.606,97
Dicembre	14.236,81	3.770,74	3.719,39	4.741,67
<b>Totale</b>	<b>238.233,39</b>	<b>64.131,92</b>	<b>88.370,05</b>	<b>171.571,96</b>

*Tabella 52 Energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori stato attuale*

Per il caso 4 si nota una diminuzione dell'energia elettrica assorbita dalle pompe e ventilatori installate nel ramo di dissipazione della centrale; nulla cambia per la pompa di rete.

Sommando i valori è possibile apprezzare i valori di consumo complessivi e il relativo risparmio calcolato. Di seguito i risultati ottenuti.

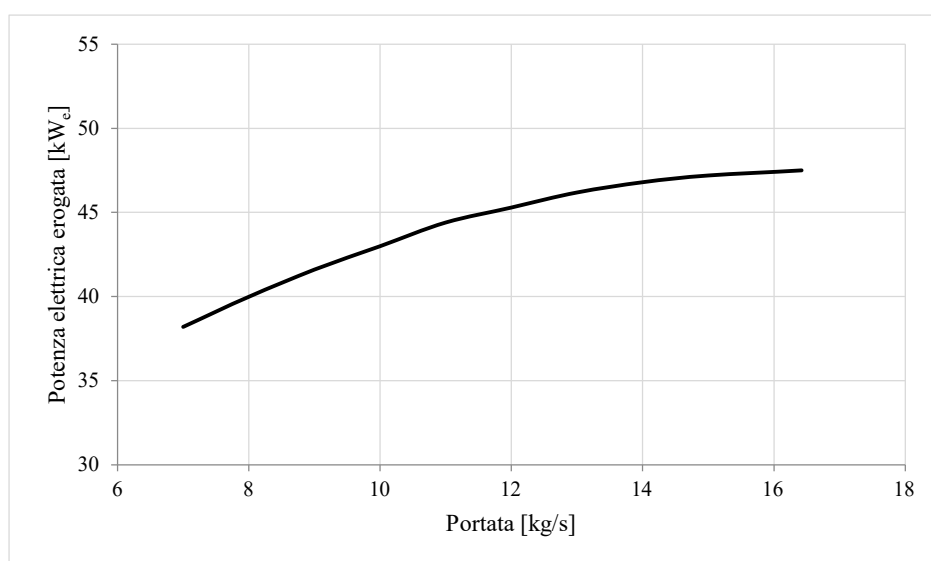
Mese	E.E. assorbita totale STATO ATTUALE [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. assorbita totale CASO 4 [kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio di energia elettrica [kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio di energia elettrica [%]
Gennaio	52.535,75	51.572,99	962,76	1,83%
Febbraio	52.676,06	52.562,96	113,10	0,21%
Marzo	51.452,97	51.086,00	366,98	0,71%
Aprile	49.552,61	49.552,61	0,00	0,00%
Maggio	44.690,17	44.690,17	0,00	0,00%
Giugno	44.396,17	42.926,30	1.469,87	3,31%
Luglio	58.754,64	56.294,46	2.460,18	4,19%
Agosto	57.733,31	53.599,94	4.133,37	7,16%
Settembre	57.975,85	56.751,65	1.224,19	2,11%
Ottobre	44.473,65	42.862,90	1.610,75	3,62%
Novembre	21.597,53	20.616,92	980,60	4,54%
Dicembre	26.468,60	26.468,60	0,00	0,00%
<b>Totale</b>	<b>562.307,31</b>	<b>548.985,50</b>	<b>13.321,81</b>	<b>2,37%</b>

Tabella 53 Confronto energia elettrica assorbita stato attuale - caso 4 e risparmio ottenibile

Con questa soluzione è possibile risparmiare circa 13.322 kWh di energia elettrica che corrisponde a 2,37% di quanto si consuma attualmente.

#### 8.4.4. Produzione da ORC

Il secondo vantaggio derivante dall'installazione dell'ORC a bassa temperatura è la produzione di energia elettrica che si riesce ad ottenere. Il costruttore fornisce la curva che mette in relazione potenza elettrica generata con la porta d'acqua in ingresso al gruppo ORC. Per ragioni di riservatezza è stata ricostruita la curva e di seguito riportata.



Curva per una temperatura dell'acqua d'ingresso nominale di 94°C e al condensatore del gruppo ORC pari a 24°C

Figura 107 Andamento curva caratteristica portata – potenza elettrica erogata

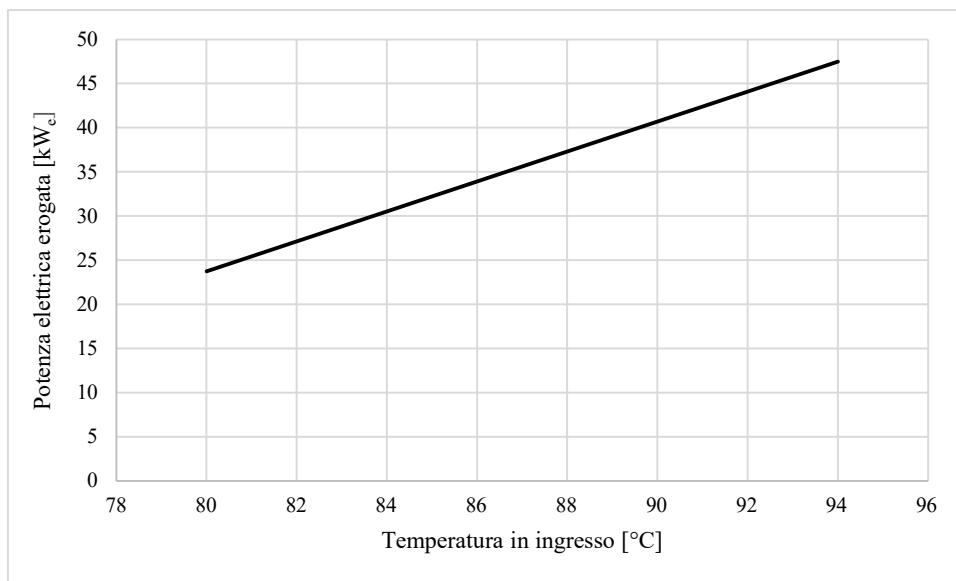
Di questa si è ricavata l'equazione della polinomiale di terzo grado:

$$y = -0,00052 x^3 - 0,08174 x^2 + 3,12705 x + 20,48186$$

dove  $x$  = portata in ingresso [kg/s] e  $y$  = potenza elettrica erogata [kW<sub>e</sub>]

Il costruttore dichiara inoltre che l'unità è in grado di funzionare in condizioni di derating fino ad una temperatura di 80°C in ingresso alla quale è possibile stimare una diminuzione della produzione elettrica pari al 50% rispetto alle condizioni nominali.

Di seguito la curva di derating per la determinazione della potenza elettrica erogata al variare della temperatura d'ingresso.



Curva di derating a portata nominale

Figura 108 Curva di derating della potenza elettrica erogata al variare della temperatura d'ingresso

Nel caso in esame varia sia la portata che la temperatura in ingresso e quindi si è proceduto nel seguente modo:

- 1) Nota la portata media giornaliera in ingresso all'ORC si determina la potenza elettrica media giornaliera erogata che si avrebbe alla temperatura di funzionamento nominale di 94°C. Ciò è possibile farlo attraverso l'equazione polinomiale che ben approssima la curva portata-potenza elettrica erogata.
- 2) Conoscendo la reale temperatura in ingresso al gruppo ORC e sapendo che a 80°C la potenza elettrica erogata si dimezza è possibile costruire la curva di derating per ogni condizione di funzionamento e calcolare la potenza media giornaliera effettivamente erogata.

A titolo di esempio viene riportata la costruzione grafica e i valori calcolati di quattro giorni.

Giorno	Portata [kg/s]	T <sub>in</sub> [°C]	EE erogata a T <sub>in</sub> =94°C [kW <sub>e</sub> ]	EE erogata a T <sub>in</sub> =80°C [kW <sub>e</sub> ]	E.E. erogata a T <sub>in</sub> [kW <sub>e</sub> ]
Nominale	14,93	94,00	47,50	23,75	47,50
02/01/2019	7,31	80,32	38,77	19,38	19,82
06/01/2019	7,88	81,60	39,80	19,90	22,17
20/03/2019	8,76	80,77	41,25	20,62	21,76
31/10/2019	11,28	81,35	44,61	22,31	24,45

Tabella 54 Esempio di calcolo della potenza elettrica erogata

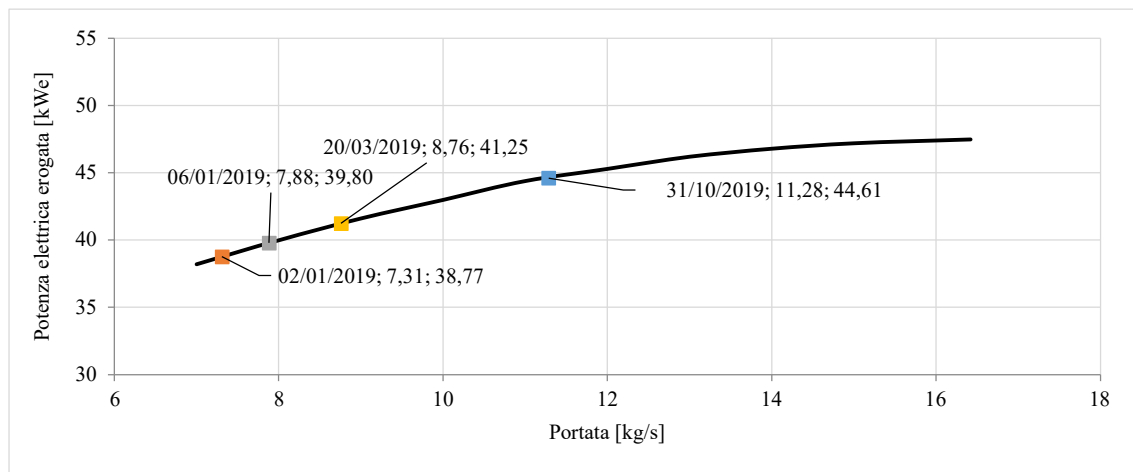


Figura 109 Rappresentazione punti di esempio nella curva portata-potenza elettrica erogata ORC

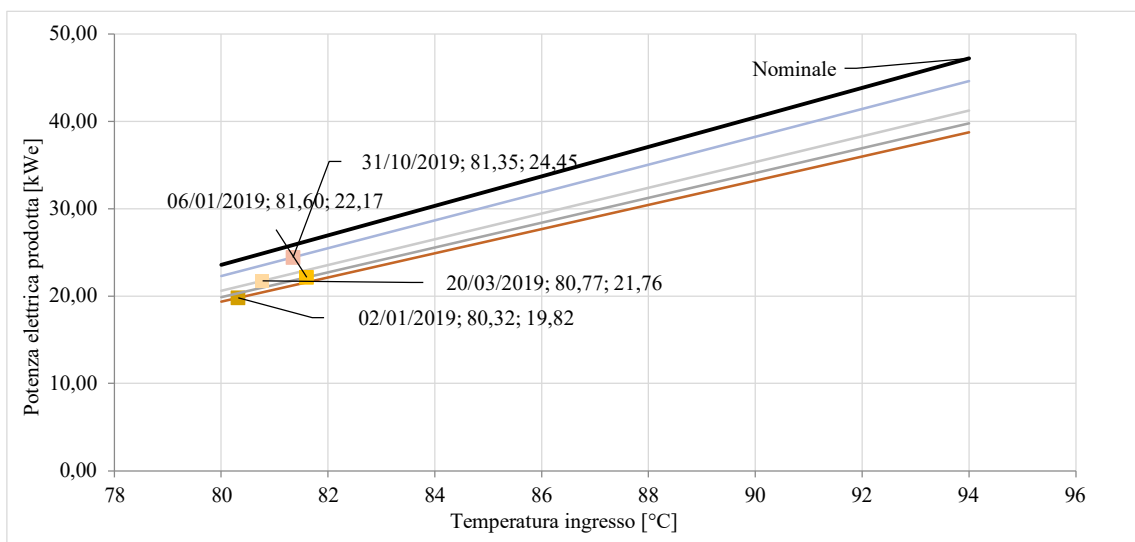


Figura 110 Rappresentazione punti di esempio nella curva di derating temperatura ingresso-potenza elettrica erogata ORC

Il calcolo è stato fatto per ogni giorno in cui l'ORC lavora. Avendo considerato una temperatura d'ingresso media giornaliera e una portata d'ingresso media giornaliera, il dato ottenuto è una potenza elettrica erogata media giornaliera. Per ottenere l'energia elettrica giornaliera erogata dall'ORC si è moltiplicata la potenza media giornaliera per le ventiquattro ore.

Di seguito i dati mensili dell'energia elettrica prodotta del caso 4.

Mese	Energia elettrica prodotta [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	5.511,52
Febbraio	492,36
Marzo	2.041,13
Aprile	0,00
Maggio	0,00
Giugno	5.604,48
Luglio	9.955,58
Agosto	18.137,15
Settembre	4.979,42
Ottobre	7.465,99
Novembre	5.693,20
Dicembre	0,00
<b>Totale</b>	<b>59.880,83</b>

Tabella 55 Energia elettrica prodotta da ORC caso 4

## 8.5. Caso 5

Il caso 5 è una combinazione del caso 2 e del caso 4, infatti in questa soluzione è presente sia l'economizzatore che l'ORC a bassa temperatura (lo stesso già descritto nel caso 4). Con il primo l'obiettivo è sempre quello di aumentare il  $\Delta T$  tra la mandata e il ritorno dalla rete riducendo quindi la portata e di conseguenza l'energia elettrica assorbita dalla pompa di rete. L'ORC, invece, è pensato per "alleggerire" il lavoro del dissipatore dry cooler riducendogli la potenza termica da dissipare; infatti, nella linea che porta al dry cooler parte della portata viene spillata verso l'ORC. Agendo in questo modo, si dovrebbero avere dei risparmi anche per quanto concerne l'energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori installati lungo la linea di dissipazione.

La presenza dell'economizzatore aumenta l'energia termica generata che, in base alla richiesta della rete, va dissipata aumentando quindi la portata d'acqua inviata alla linea di dissipazione poi suddivisa tra ORC e dry cooler. Parallelamente il contributo dell'economizzatore fa sì che aumenti la temperatura dell'acqua.

Maggior portata disponibile e temperatura più alta sono due fattori che, in base alle considerazioni fatte in precedenza, dovrebbero favorire anche la produzione di energia elettrica dell'ORC.

#### 8.5.1. Configurazione grafica

Con questa soluzione si rivede nuovamente la configurazione della centrale rispetto allo stato attuale. In questo caso gli elementi aggiuntivi sono due in contemporanea: l'economizzatore e l'ORC a bassa temperatura. Il primo è posizionato dopo lo scambiatore olio diatermico-acqua e prima della mandata che porta al dissipatore dry cooler. L'ORC è posizionato lungo la linea di dissipazione con il ritorno posto dopo il dry cooler.

Di seguito lo schema della nuova soluzione.

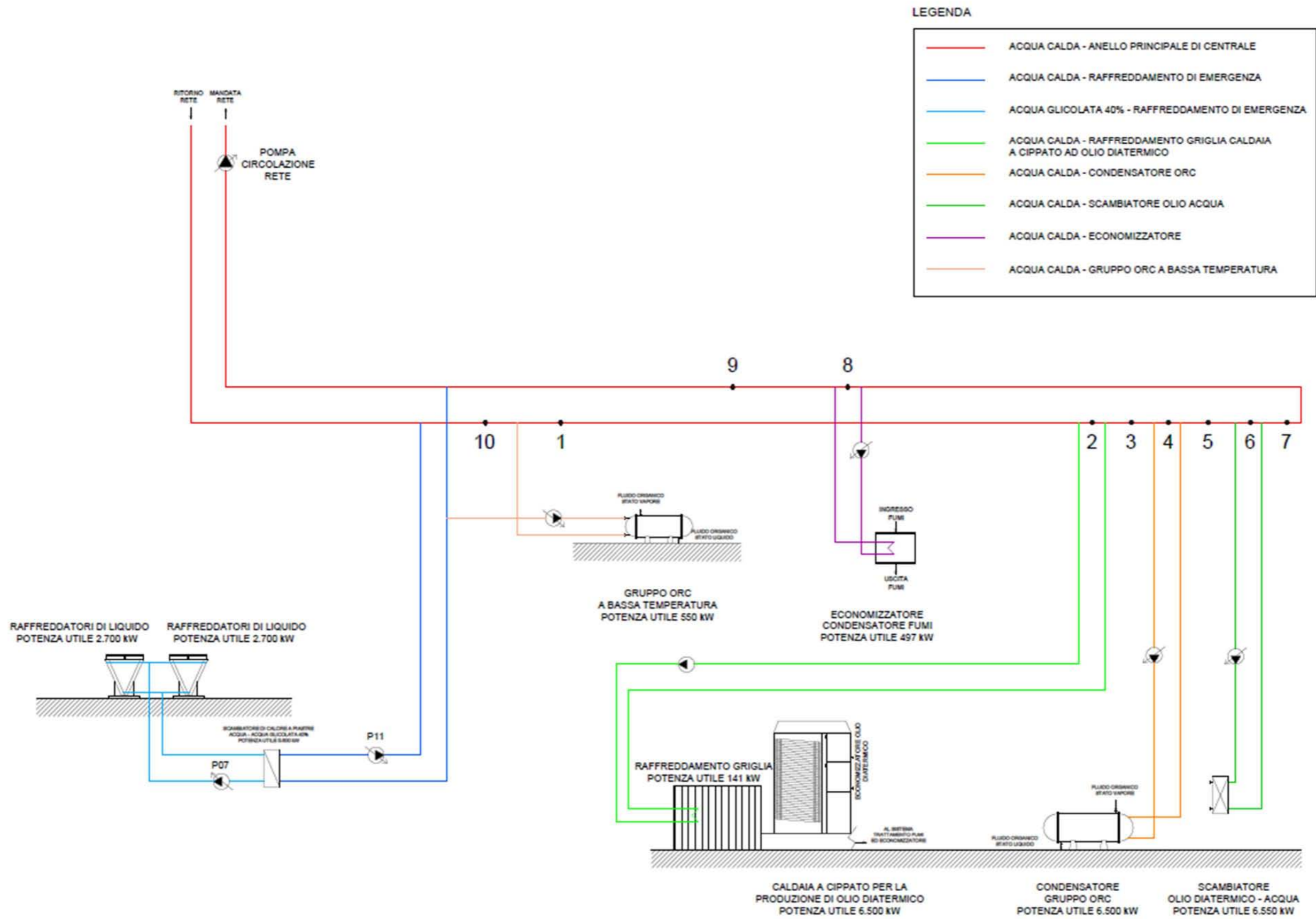


Figura 111 Schema semplificato di centrale - caso 5

### 8.5.2. Fase di calcolo

La simulazione riprende sempre il modello “stato attuale” con le opportune modifiche; le variabili in gioco aumentano, in parte si modificano, variando quindi la cronologia e i calcoli effettuati.

Nella definizione delle variabili e procedura di calcolo non viene fatta la distinzione tra le due fasi del modello come fatto nell’illustrazione del modello “stato attuale”, ma viene mostrato tutto insieme.

Di seguito la cronologia della fase di calcolo applicata.

#### Definizione delle variabili indipendenti

Come al solito nella prima parte della fase di calcolo si sono fissate le variabili indipendenti della simulazione. Quest’ultime sono già state quasi tutte definite nel modello stato attuale, nel caso 2 e caso 4. Se ci dovessero essere nuove variabili che sono state utilizzate durante la simulazione verranno definite man mano.

Anche qui il calcolo è su base giornaliera quindi tutte le variabili sono da considerarsi valori medi giornalieri ad eccezione della  $E_{tot,pompe\ 0}$  che è un valore effettivo.

Di seguito le variabili indipendenti per la simulazione.

- $P_{rete}$  [kW<sub>t</sub>];  $T_{out,rete}$  [°C];  $P_{griglia}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{griglia}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{cond\ ORC}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{cond\ ORC}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{olio\ d. - acqua}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{olio\ d. - acqua}$  [m<sup>3</sup>/h];  $\dot{m}_7$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_7$  [°C];  $E_{tot,pompe\ 0}$  [kWh<sub>e</sub>];  $c_p$  [kJ/(kg K)];  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>];  $n$  [h] = sono le stesse variabili in termine di definizione e valore dei precedenti casi;
- $a_1$  [-];  $b_1$  [-];  $c_1$  [-];  $d_1$  [-];  $a_2$  [-];  $b_2$  [-];  $a_3$  [-];  $b_3$  [-];  $c_3$  [-];  $d_3$  [-];  $a_4$  [-];  $b_4$  [-];  $\lambda_m$  [-];  $\vartheta_m$  [-] = le loro definizioni e valori sono le stesse delle precedenti simulazioni;
- $a_5$  [-];  $b_5$  [-];  $c_5$  [-];  $d_5$  [-];  $\dot{m}_{nom,ORC}$  [m<sup>3</sup>/h];  $\dot{m}_{nom,min\ ORC}$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_{in,min\ ORC}$  [°C];  $T_{out, dry\ cooler,0}$  [°C];  $\Delta T_{max,dry}$  [°C] = le loro definizioni e valori sono le stesse utilizzate nella simulazione del caso 4.
- $P_{uti,eco}$ ,  $\dot{m}_{eco}$ ,  $T_{in,eco}$ ,  $T_{out,eco}$ ,  $P_{pompa,eco}$  = la definizione di queste variabili è la stessa già indicata nella trattazione del caso 2. Anche i valori medi giornalieri calcolati non cambiano perché il caso in oggetto si differenzia dal caso 2 solo per l’inserimento dell’ORC lungo la linea di dissipazione che non interferisce con il funzionamento dell’economizzatore. Per tale motivo vengono utilizzati già i valori medi giornalieri calcolati con il caso 2 e quindi tali variabili sono considerate variabili indipendenti fissate.

### Definizione delle variabili dipendenti

Una volta fissate le variabili indipendenti necessarie, si è passati ad individuare le grandezze dipendenti e che saranno quindi oggetto di calcolo nella simulazione. Alcune sono già state definite nella descrizione della fase di calcolo dei casi già trattati, altre sono nuove o aggiornate.

- $\dot{m}_{rete}$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_{in,rete}$  [°C];  $P_{dry,cooler}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{dry\ cooler}$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_{in,dry\ cooler}$  [°C];  $T_{out,dry\ cooler}$  [°C];  $T_{in,griglia}$  [°C];  $T_{out,griglia}$  [°C];  $T_{in,cond\ ORC}$  [°C];  $T_{out,cond\ ORC}$  [°C];  $T_{in,olio\ d. - acqua}$  [°C];  $T_{out,olio\ d. - acqua}$  [°C];  $\dot{m}_2, \dots, \dot{m}_6$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_2, \dots, T_6$  [°C];  $E_{tot,pompe}$  [kWh<sub>e</sub>],  $E_{pompa\ rete}$  [kWh<sub>e</sub>];  $E_{pompa,eco}$  [kWh<sub>e</sub>];  $E_{pompa\ P11}$  [kWh<sub>e</sub>];  $E_{pompa\ P07}$  [kWh<sub>e</sub>];  $E_{ventilatori}$  [kWh<sub>e</sub>];  $Risp$  [kWh<sub>e</sub>] = le loro definizioni sono le stesse delle simulazioni dei casi precedenti;
- $P_{der,ORC}$  [kW<sub>t</sub>];  $P_{ORC}$  [kW<sub>e</sub>];  $\dot{m}_{ORC}$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_{in,ORC}$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_{out,ORC}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{da\ diss}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{da\ diss}$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_{min,out\ dry}$  [°C];  $P_{res,dry}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{necess,dry}$  [kW];  $\dot{m}_{max,ORC}$ ,  $\dot{m}_1$  [°C];  $T_1$  [°C] = le loro definizioni sono le stesse già illustrate nel caso 4;
- $\dot{m}_8$  = portata media giornaliera di acqua di by pass all'economizzatore [m<sup>3</sup>/h];
- $T_8$  = temperatura media giornaliera della portata di acqua al punto otto che non viene spillata per essere mandata all'economizzatore [°C];
- $\dot{m}_9$  = portata media giornaliera di acqua ottenuta dalla miscelazione tra la portata di by pass del punto otto e quella di ritorno dall'economizzatore [m<sup>3</sup>/h];
- $T_9$  = temperatura media giornaliera dell'acqua una volta miscelata al punto 9 [°C];
- $\dot{m}_{10}$  = portata media giornaliera di acqua nel punto di miscelazione della portata di ritorno dalla rete e quella di ritorno dal dissipatore dry cooler [m<sup>3</sup>/h];
- $T_{10}$  = temperatura media giornaliera della portata di acqua al punto dieci [°C];

### Calcolo delle variabili dipendenti

Di seguito l'ordine cronologico della fase di calcolo della simulazione. Come già fatto per gli altri casi, il calcolo viene eseguito per ogni giorno oggetto della simulazione e le variabili calcolate sono da intendere come valori medi giornalieri, ad eccezione dei consumi di energia elettrica e del risparmio ottenibile che sono già valori effettivi così come calcolati.

1.  $\dot{m}_8 = \dot{m}_7 - \dot{m}_{eco}$

2.  $T_8 = T_7$

3.  $\dot{m}_9 = \dot{m}_8 + \dot{m}_{eco}$

$$4. T_9 = \frac{\dot{m}_g T_g + \dot{m}_{eco} T_{out,eco}}{\dot{m}_g + \dot{m}_{eco}}$$

$$5. T_{in,ORC} = T_9$$

$$6. P_{der,ORC}$$

La  $P_{der,ORC}$  è la potenza termica media giornaliera assorbibile dal gruppo ORC. Viene calcolata nello stesso modo già illustrato nel caso 4, utilizzando la curva di derating che permette di calcolare la potenza termica assorbita dall'ORC in funzione della temperatura d'ingresso.

$$7. T_{in,rete} = T_9$$

$$8. \dot{m}_{rete} = \frac{P_{rete} * 3600}{(T_{in,rete} - T_{out,rete}) c_p \rho}$$

$$9. P_{da\ diss} = P_{griglia} + P_{cond,ORC} + P_{olio\ d.-acqua} + P_{eco} - P_{rete}$$

$$10. \dot{m}_{da\ diss} = \dot{m}_9 - \dot{m}_{rete}$$

$$11. T_{min,out\ dry} = T_{out,dry\ cooler,0} - \Delta t_{max,dry}$$

$$12. P_{res,dry} = P_{da\ diss} - P_{der,ORC}$$

$$13. T_{in,dry\ cooler} = T_9$$

$$14. \dot{m}_{necess,dry} = \frac{P_{res,dry} * 3600}{(T_{in,dry\ cooler} - T_{min,out\ dry}) c_p \rho}$$

$$15. \dot{m}_{max,ORC} = SE(\dot{m}_{da\ diss} - \dot{m}_{necess,dry}) > \dot{m}_{nom,ORC}$$

ALLORA  $\dot{m}_{nom,ORC}$

ALTRIMENTI  $\dot{m}_{da\ diss} - \dot{m}_{necess,dry}$

$$16. P_{ORC} = SE(\dot{m}_{max,ORC} < \dot{m}_{nom,min\ ORC})$$

ALLORA 0

ALTRIMENTI SE  $(T_{in,ORC} < T_{in,min\ ORC})$

ALLORA 0

ALTRIMENTI SE  $(P_{da\ diss} > P_{der,ORC})$

ALLORA  $P_{der,ORC}$

ALTRIMENTI  $P_{da\ diss}$

$$17. \dot{m}_{ORC} = SE(P_{ORC} = 0)$$

ALLORA 0

ALTRIMENTI  $\dot{m}_{max,ORC}$

$$18. T_{out,ORC} = SE(P_{ORC} = 0)$$

ALLORA  $T_{in,ORC}$

ALTRIMENTI  $T_{in,ORC} - \frac{P_{ORC} * 3600}{\dot{m}_{ORC} c_p \rho}$

19.  $P_{\text{dry cooler}} = P_{\text{da diss}} - P_{\text{ORC}}$
20.  $\dot{m}_{\text{dry cooler}} = \dot{m}_{\text{da diss}} - \dot{m}_{\text{ORC}}$
21.  $T_{\text{out,dry cooler}} = T_{\text{in,dry cooler}} - \frac{P_{\text{dry cooler}} * 3600}{\dot{m}_{\text{dry cooler}} c_p \rho}$
22.  $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 - \dot{m}_{\text{olio d.-acqu}}$
23.  $T_{\text{out,olio d.-acqu}} = \frac{\left( \dot{m}_7 T_7 + \frac{\dot{m}_6 * P_{\text{olio d.-ac}} * 3600}{\dot{m}_{\text{olio d.-acqu}} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{\text{olio d.-acqu}} + \dot{m}_6)}$
24.  $T_{\text{in,olio d.-acqua}} = T_{\text{out,olio d.-acqua}} - \frac{P_{\text{olio d.-acqua}} * 3600}{\dot{m}_{\text{olio d.-acqu}} c_p \rho}$
25.  $T_6 = T_{\text{in,olio d.-ac}}$
26.  $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{\text{olio d.-acqu}}$
27.  $T_5 = T_{\text{in,olio d.-acqu}}$
28.  $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 - \dot{m}_{\text{cond,ORC}}$
29.  $T_{\text{out,cond ORC}} = \frac{\left( \dot{m}_5 T_5 + \frac{\dot{m}_4 * P_{\text{cond,ORC}} * 3600}{\dot{m}_{\text{cond,ORC}} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{\text{cond,ORC}} + \dot{m}_4)}$
30.  $T_{\text{in,cond ORC}} = T_{\text{out,cond ORC}} - \frac{P_{\text{cond ORC}} * 3600}{\dot{m}_{\text{cond,ORC}} c_p \rho}$
31.  $T_4 = T_{\text{in,cond ORC}}$
32.  $\dot{m}_3 = \dot{m}_{\text{cond,ORC}} + \dot{m}_4$
33.  $T_3 = T_{\text{in,cond ORC}}$
34.  $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{\text{griglia}}$
35.  $T_{\text{out,griglia}} = \frac{\left( \dot{m}_3 T_3 + \frac{\dot{m}_2 * P_{\text{griglia}} * 3600}{\dot{m}_{\text{griglia}} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{\text{griglia}} + \dot{m}_2)}$
36.  $T_{\text{in,griglia}} = T_{\text{out,griglia}} - \frac{P_{\text{griglia}} * 3600}{\dot{m}_{\text{griglia}} c_p \rho}$
37.  $T_2 = T_{\text{in,griglia}}$
38.  $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{\text{rete}} + \dot{m}_{\text{dry cooler}}$

$$39. T_{10} = \frac{\dot{m}_{rete} * T_{out,rete} + \dot{m}_{dry\ cooler} * T_{out,dry\ cooler}}{(\dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry\ cooler})}$$

$$40. \dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{ORC}$$

$$41. T_1 = \frac{\dot{m}_{ORC} * T_{out,ORC} + \dot{m}_{10} * T_{10}}{(\dot{m}_{ORC} + \dot{m}_{10})}$$

$$43. E_{pompa\ rete} = (a_1 * \dot{m}_{rete}^3 + b_1 * \dot{m}_{rete}^2 + c_1 * \dot{m}_{rete} + d_1) * n ; \text{ per tutti i giorni ad esclusione di quelli dei mesi di marzo e aprile;}$$

$$E_{pompa\ rete} = (a_2 * \dot{m}_{rete} + b_2) * n ; \text{ per i giorni di marzo ed aprile}$$

$$44. E_{pompa\ P11} = (a_3 * \dot{m}_{dry\ cooler}^3 + b_3 * \dot{m}_{dry\ cooler}^2 + c_3 * \dot{m}_{dry\ cooler} + d_3) * n ; \text{ per tutti i giorni ad esclusione di quelli dei mesi di marzo e aprile;}$$

$$E_{pompa\ P11} = (a_4 * \dot{m}_{dry\ cooler} + b_4) * n ; \text{ per i giorni del mese di marzo}$$

$$45. E_{pompa\ eco} = SE (\dot{m}_{eco} > 0) \\ \text{ALLORA } P_{pompa,eco} * n \\ \text{ALTRIMENTI } 0$$

$$46. E_{pompa\ P07} = P_{dry\ cooler} * \lambda_m * n$$

$$47. E_{ventilatori} = P_{dry\ cooler} * \vartheta_m * n$$

$$48. E_{tot,pompe} = E_{pompa\ rete} + E_{pompa\ P11} + E_{pompa\ P07} + E_{pompa,eco} + E_{ventilatori}$$

$$49. R_{isp} = E_{tot,pompe,0} - E_{tot,pompe}$$

### 8.5.3. Risultati principali

Di seguito i risultati principali della simulazione giornaliera eseguita. I risultati verranno esposti facendo un confronto tra lo stato attuale e i valori del caso 5.

In primo luogo si mostra il confronto tra lo stato attuale e il caso 5 per quanto riguarda la portata inviata alla rete e il  $\Delta T$  mandata-ritorno sempre dalla rete.

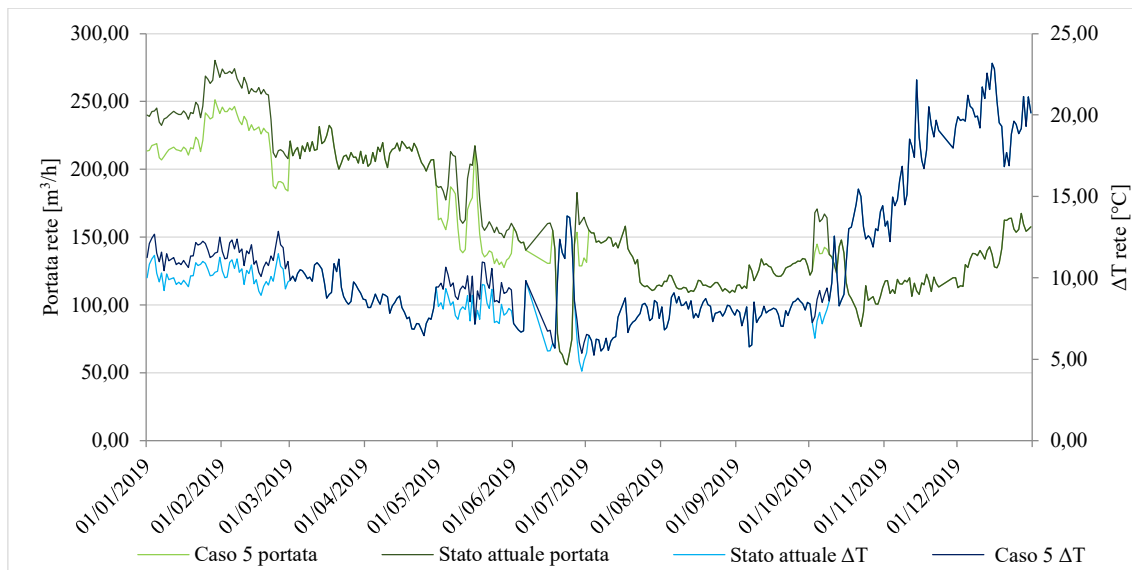


Figura 112 Confronto portata di rete e  $\Delta T$  stato attuale - caso 5

L'andamento è lo stesso del caso 2 perché con questa soluzione si inserisce l'ORC sul ramo di dissipazione senza che vari il  $\Delta T$  e la portata inviata alla rete.

Quindi, come per il caso 2, la differenza di temperatura tra mandata e ritorno dalla rete è maggiore rispetto allo stato attuale. Come conseguenza si ha che la portata inviata alla rete è minore nel caso 5 rispetto allo stato attuale.

Parallelamente al dry cooler, ci sono dei giorni in cui la portata da dissipare è maggiore rispetto allo stato attuale e in altri avviene il contrario; questo dipende da quando entra in funzione l'ORC. Infatti, quando l'ORC è in funzione non solo la portata di rete diminuisce rispetto allo stato attuale ma anche quella inviata al dry cooler, in quanto l'ORC ne spilla una parte restituendola a valle del dry cooler. Di seguito il confronto.

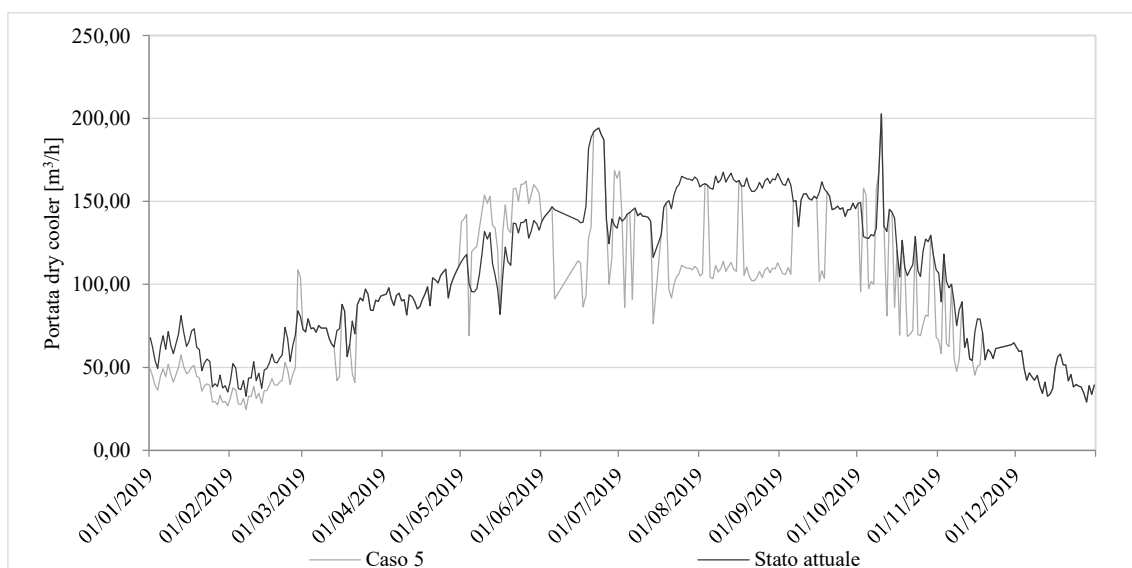


Figura 113 Confronto portata al dissipatore dry cooler stato attuale - caso 5

Anche in questo caso trova spazio l'analisi dei risultati in merito al risparmio di energia elettrica che ne deriva dall'applicazione della soluzione pensata.

Di seguito la sintesi mensile dell'energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori proveniente dai risultati della simulazione e stato attuale.

Mese	E.E. Pompa di rete [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P11 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa ECO [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P07 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa Ventilatori [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	34.920,73	3.525,39	1.296,00	2.344,37	3.803,93
Febbraio	32.966,02	3.238,05	1.209,60	6.231,26	3.358,11
Marzo	30.094,11	4.650,26	0,00	9.317,68	7.023,94
Aprile	29.068,51	5.769,55	0,00	5.998,89	8.715,66
Maggio	16.927,50	6.637,64	1.296,00	5.674,50	12.030,20
Giugno	8.660,00	4.658,90	259,20	8.875,42	20.360,21
Luglio	11.926,78	5.992,41	43,20	11.214,75	27.113,18
Agosto	8.930,74	6.331,22	0,00	10.874,59	27.463,38
Settembre	10.306,84	6.420,40	0,00	12.651,67	27.372,76
Ottobre	10.233,82	6.052,94	259,20	6.701,80	19.062,90
Novembre	7.365,00	3.838,24	0,00	3.185,56	6.228,13
Dicembre	14.236,81	3.770,74	0,00	3.719,39	4.741,67
<b>Totale</b>	<b>215.636,86</b>	<b>60.885,73</b>	<b>4.363,20</b>	<b>86.789,87</b>	<b>167.274,07</b>

Tabella 56 Energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori caso 5

Mese	E.E. Pompa di rete [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P11 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa ECO [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P07 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa Ventilatori [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	42.255,90	4.339,23	00,00	2.265,19	3.675,44
Febbraio	39.695,62	3.837,05	0,00	5.941,45	3.201,93
Marzo	30.094,11	4.661,49	0,00	9.520,52	7.176,85
Aprile	29.068,51	5.769,55	0,00	5.998,89	8.715,66
Maggio	22.698,11	6.412,54	0,00	4.993,36	10.586,16
Giugno	10.030,46	4.797,88	0,00	8.976,27	20.591,55
Luglio	12.127,25	6.327,95	0,00	11.791,62	28.507,83
Agosto	8.930,74	6.844,31	0,00	11.901,49	30.056,77
Settembre	10.306,84	6.578,38	0,00	12.988,69	28.101,94
Ottobre	11.424,04	6.546,58	0,00	6.893,86	19.609,18
Novembre	7.365,00	4.246,23	0,00	3.379,33	6.606,97
Dicembre	14.236,81	3.770,74	0,00	3.719,39	4.741,67
<b>Totale</b>	<b>238.233,39</b>	<b>64.131,92</b>	<b>0,00</b>	<b>88.370,05</b>	<b>171.571,96</b>

Tabella 57 Energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori stato attuale

Per il caso 5 si ha un risparmio di energia elettrica per tutti gli elementi in questione: sia la pompa di rete che le altre pompe e ventilatori registrano valori di energia elettrica più bassi rispetto lo stato attuale.

Sommando i valori è possibile apprezzare i valori di consumo complessivi e il relativo risparmio calcolato. Di seguito i risultati ottenuti.

Mese	E.E. assorbita totale STATO ATTUALE [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. assorbita totale CASO 5 [kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio di energia elettrica [kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio di energia elettrica [%]
Gennaio	52.535,75	45.890,44	6.645,32	12,65%
Febbraio	52.676,06	47.003,04	5.673,02	10,77%
Marzo	51.452,97	51.086,00	366,98	0,71%
Aprile	49.552,61	49.552,61	0,00	0,00%
Maggio	44.690,17	42.565,83	2.124,34	4,75%
Giugno	44.396,17	42.813,73	1.582,44	3,56%
Luglio	58.754,64	56.290,31	2.464,33	4,19%
Agosto	57.733,31	53.599,94	4.133,37	7,16%
Settembre	57.975,85	56.751,65	1.224,19	2,11%
Ottobre	44.473,65	42.310,66	2.162,99	4,86%
Novembre	21.597,53	20.616,92	980,60	4,54%
Dicembre	26.468,60	26.468,60	0,00	0,00%
<b>Totale</b>	<b>562.307,31</b>	<b>534.949,73</b>	<b>27.357,58</b>	<b>4,87%</b>

Tabella 58 Confronto energia elettrica assorbita stato attuale - caso 5 e risparmio ottenibile

Con questa soluzione è possibile risparmiare circa 27.358 kWh di energia elettrica che corrisponde a 4,87% di quanto si consuma attualmente.

Di seguito il confronto giornaliero dell'energia elettrica totale assorbita nel caso oggetto di studio e stato attuale.

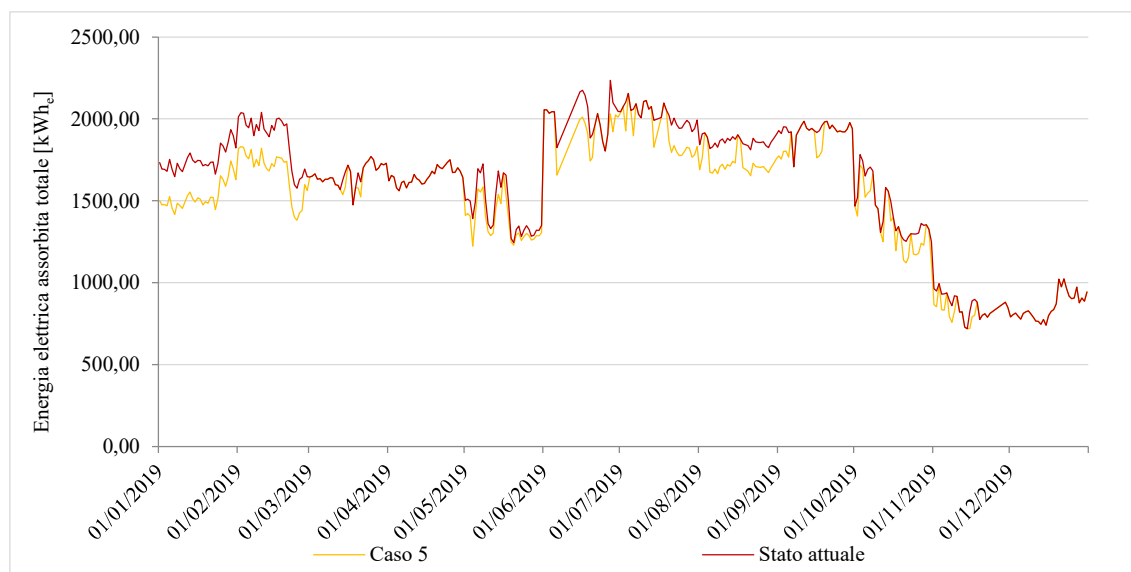


Figura 114 Confronto energia elettrica assorbita totale stato attuale - caso 5

#### 8.5.4. Produzione da ORC

La presenza dell'ORC fa sì che anche in questo caso ci sia una produzione di energia elettrica. La procedura di calcolo è la stessa di quella già illustrata nel caso 4, chiaramente con valori diversi di input: temperatura media giornaliera e portata media giornaliera in ingresso all'ORC.

Di seguito vengono riportati i risultati mensili.

Mese	Energia elettrica prodotta [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	18.599,99
Febbraio	16.068,29
Marzo	2.041,13
Aprile	0,00
Maggio	576,70
Giugno	5.816,97
Luglio	9.955,58
Agosto	18.137,15
Settembre	4.979,42
Ottobre	9.240,99
Novembre	5.693,20
Dicembre	0,00
<b>Totale</b>	<b>91.109,43</b>

Tabella 59 Energia elettrica prodotta da ORC caso 5

#### 8.6. Caso 6

Il caso 6 è molto simile al precedente, una combinazione del caso 3 e del caso 4 dove è presente sia l'economizzatore che il sistema ORC a bassa temperatura. Il posizionamento di quest'ultimo è lo stesso del caso 5 mentre l'economizzatore viene posto dopo la mandata per il dissipatore dry cooler e prima della pompa di rete (come nel caso 3).

##### 8.6.1. Configurazione grafica

Quest'ultima soluzione porta ad avere l'ORC installato lungo la linea di dissipazione che preleva una determinata portata d'acqua per poi rigettarla a valle del dissipatore dry cooler. L'economizzatore viene posto poco prima della pompa di rete e in grado di innalzare ulteriormente la temperatura dell'acqua in mandata alla rete. Di seguito lo schema della nuova configurazione di centrale pensata.

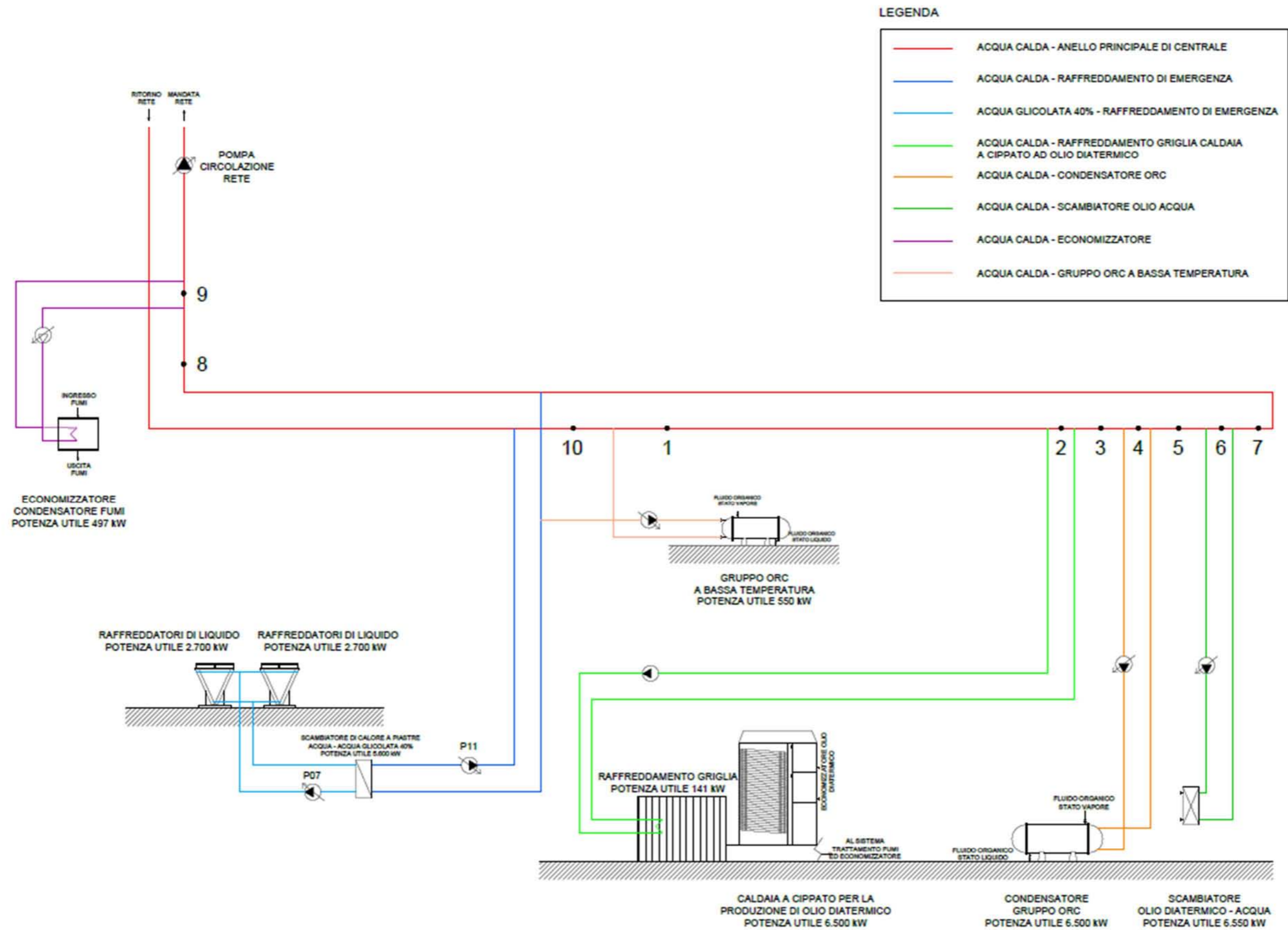


Figura 115 Schema semplificato di centrale - caso 6

## 8.6.2. Fase di calcolo

Il modo di procedere è sempre lo stesso: per prima cosa si definiscono le variabili indipendenti del sistema e le variabili dipendenti da calcolare. Successivamente si passa al calcolo vero e proprio della simulazione con la risoluzione cronologica delle equazioni del modello.

Anche in questo caso nella definizione delle variabili e procedura di calcolo non viene fatta la distinzione tra le due fasi del modello come fatto nell'illustrazione del modello "stato attuale", ma viene mostrato tutto insieme.

Di seguito la cronologia della fase di calcolo applicata.

### Definizione delle variabili indipendenti

Come al solito nella prima parte della fase di calcolo si sono fissate le variabili indipendenti della simulazione, molto simili a quelle già descritte nel caso 5. Se ci dovessero essere nuove variabili che sono state utilizzate durante la simulazione verranno definite man mano.

Anche qui il calcolo è su base giornaliera quindi tutte le variabili sono da considerarsi valori medi giornalieri ad eccezione della  $E_{tot,pompe\ 0}$  che è un valore effettivo.

Di seguito le variabili indipendenti per la simulazione.

- $P_{rete}$  [kW<sub>t</sub>];  $T_{out,rete}$  [°C];  $P_{griglia}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{griglia}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{cond\ ORC}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{cond\ ORC}$  [m<sup>3</sup>/h];  $P_{olio\ d.\ -\ acqua}$  [kW<sub>t</sub>];  $\dot{m}_{olio\ d.\ -\ acqua}$  [m<sup>3</sup>/h];  $\dot{m}_7$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_7$  [°C];  $E_{tot,pompe\ 0}$  [kWh<sub>e</sub>];  $c_p$  [kJ/(kg K)];  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>];  $n$  [h] = sono le stesse variabili in termine di definizione e valore dei precedenti casi;
- $a_1$  [-];  $b_1$  [-];  $c_1$  [-];  $d_1$  [-];  $a_2$  [-];  $b_2$  [-];  $a_3$  [-];  $b_3$  [-];  $c_3$  [-];  $d_3$  [-];  $a_4$  [-];  $b_4$  [-];  $\lambda_m$  [-];  $\vartheta_m$  [-] = le loro definizioni e valori sono le stesse delle precedenti simulazioni;
- $a_5$  [-];  $b_5$  [-];  $c_5$  [-];  $d_5$  [-];  $\dot{m}_{nom,ORC}$  [m<sup>3</sup>/h];  $\dot{m}_{nom,min\ ORC}$  [m<sup>3</sup>/h];  $T_{in,min\ ORC}$  [°C];  $T_{out,dry\ cooler,0}$  [°C];  $\Delta T_{max,dry}$  [°C] = le loro definizioni e valori sono le stesse utilizzate nella simulazione del caso 4 e 5.
- $P_{uti,eco}$ ,  $\dot{m}_{eco}$ ,  $T_{in,eco}$ ,  $T_{out,eco}$ ,  $P_{pompa,eco}$  = la definizione di queste variabili è la stessa già indicata nella trattazione del caso 3. Anche i valori medi giornalieri calcolati non cambiano perché il caso in oggetto si differenzia dal caso 3 solo per l'inserimento dell'ORC lungo la linea di dissipazione che non interferisce con il funzionamento dell'economizzatore. Per tale motivo vengono utilizzati già i valori medi giornalieri calcolati con il caso 3 e quindi tali variabili sono considerate variabili indipendenti fissate.

### Definizione delle variabili dipendenti

Una volta fissate le variabili indipendenti necessarie, si è passati ad individuare le grandezze dipendenti e che saranno quindi oggetto di calcolo nella simulazione. Alcune sono già state definite nella descrizione della fase di calcolo dei casi già trattati, altre sono nuove o aggiornate.

- $\dot{m}_{rete}$  [ $m^3/h$ ];  $T_{in,rete}$  [ $^{\circ}C$ ];  $P_{dry,cooler}$  [ $kW_t$ ];  $\dot{m}_{dry\ cooler}$  [ $m^3/h$ ];  $T_{in,dry\ cooler}$  [ $^{\circ}C$ ];  $T_{out,dry\ cooler}$  [ $^{\circ}C$ ];  $T_{in,griglia}$  [ $^{\circ}C$ ];  $T_{out,griglia}$  [ $^{\circ}C$ ];  $T_{in,cond\ ORC}$  [ $^{\circ}C$ ];  $T_{out,cond\ ORC}$  [ $^{\circ}C$ ];  $T_{in,olio\ d. - acqua}$  [ $^{\circ}C$ ];  $T_{out,olio\ d. - acqua}$  [ $^{\circ}C$ ];  $\dot{m}_2, \dots, \dot{m}_6$  [ $m^3/h$ ];  $T_2, \dots, T_6$  [ $^{\circ}C$ ];  $E_{tot,pompe}$  [ $kWh_e$ ],  $E_{pompa\ rete}$  [ $kWh_e$ ];  $E_{pompa,eco}$  [ $kWh_e$ ];  $E_{pompa\ P11}$  [ $kWh_e$ ];  $E_{pompa\ P07}$  [ $kWh_e$ ];  $E_{ventilatori}$  [ $kWh_e$ ];  $Risp$  [ $kWh_e$ ] = le loro definizioni sono le stesse delle simulazioni dei casi precedenti;
- $P_{der,ORC}$  [ $kW_t$ ];  $P_{ORC}$  [ $kW_e$ ];  $\dot{m}_{ORC}$  [ $m^3/h$ ];  $T_{in,ORC}$  [ $m^3/h$ ];  $T_{out,ORC}$  [ $m^3/h$ ];  $P_{da\ diss}$  [ $kW_t$ ];  $\dot{m}_{da\ diss}$  [ $m^3/h$ ];  $T_{min,out\ dry}$  [ $^{\circ}C$ ];  $P_{res,dry}$  [ $kW_t$ ];  $\dot{m}_{necess,dry}$  [ $kW$ ];  $\dot{m}_{max,ORC}$ ,  $\dot{m}_1$  [ $^{\circ}C$ ] = le loro definizioni sono le stesse già illustrate nel caso 4;
- $\dot{m}_8$  = portata media giornaliera di acqua circolante tra la presa di mandata della linea di dissipazione e l'economizzatore [ $m^3/h$ ];
- $T_8$  = temperatura media giornaliera della portata di acqua al punto otto prima dello spillamento per l'economizzatore [ $^{\circ}C$ ];
- $\dot{m}_9$  = portata media giornaliera di acqua di by pass che non viene inviata all'economizzatore [ $m^3/h$ ];
- $T_9$  = temperatura media giornaliera dell'acqua di by pass che non viene inviata all'economizzatore [ $^{\circ}C$ ];
- $\dot{m}_{10}$  = portata media giornaliera di acqua nel punto di miscelazione della portata di ritorno dalla rete e quella di ritorno dal dissipatore dry cooler [ $m^3/h$ ];
- $T_{10}$  = temperatura media giornaliera della portata di acqua al punto dieci [ $^{\circ}C$ ].

### Calcolo delle variabili dipendenti

Di seguito l'ordine cronologico della fase di calcolo della simulazione. Come già fatto per gli altri casi, il calcolo viene eseguito per ogni giorno oggetto della simulazione e le variabili calcolate sono da intendere come valori medi giornalieri, ad eccezione dei consumi di energia elettrica e del risparmio ottenibile che sono già valori effettivi così come calcolati.

1.  $T_8 = T_7$
2.  $T_9 = T_8$

$$3. \quad \dot{m}_9 = \frac{\dot{m}_{eco} * T_{out,rete}}{(T_9 - T_{out,rete})} + \frac{P_{rete} * 3600}{\rho c_p (T_9 - T_{out,rete})} - \frac{\dot{m}_{eco} * T_{out,eco}}{(T_9 - T_{out,rete})}$$

$$4. \quad \dot{m}_8 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{eco}$$

$$5. \quad T_{in,ORC} = T_8$$

$$6. \quad P_{der,ORC}$$

La  $P_{der,ORC}$  è la potenza termica media giornaliera assorbibile dal gruppo ORC. Viene calcolata nello stesso modo già illustrato nel caso 4 e 5, utilizzando la curva di derating che permette di calcolare la potenza termica assorbita dall'ORC in funzione della temperatura d'ingresso.

$$7. \quad T_{in,rete} = \frac{\dot{m}_9 T_9 + \dot{m}_{eco} T_{out,eco}}{\dot{m}_9 + \dot{m}_{eco}}$$

$$8. \quad \dot{m}_{rete} = \frac{P_{rete} * 3600}{(T_{in,rete} - T_{out,rete}) c_p \rho}$$

$$9. \quad P_{da\ diss} = P_{griglia} + P_{cond,ORC} + P_{olio\ d.-acqua} + P_{eco} - P_{rete}$$

$$10. \quad \dot{m}_{da\ diss} = \dot{m}_7 - \dot{m}_{rete}$$

$$11. \quad T_{min,out\ dry} = T_{out,dry\ cooler,0} - \Delta t_{max,dry}$$

$$12. \quad P_{res,dry} = P_{da\ diss} - P_{der,ORC}$$

$$13. \quad T_{in,dry\ cooler} = T_8$$

$$14. \quad \dot{m}_{necess,dry} = \frac{P_{res,dry} * 3600}{(T_{in,dry\ cooler} - T_{min,out\ dry}) c_p \rho}$$

$$15. \quad \dot{m}_{max,ORC} = SE (\dot{m}_{da\ diss} - \dot{m}_{necess,dry}) > \dot{m}_{nom,ORC}$$

ALLORA  $\dot{m}_{nom,ORC}$

ALTRIMENTI  $\dot{m}_{da\ diss} - \dot{m}_{necess,dry}$

$$16. \quad P_{ORC} = SE (\dot{m}_{max,ORC} < \dot{m}_{nom,min\ ORC})$$

ALLORA 0

ALTRIMENTI SE  $(T_{in,ORC} < T_{in,min\ ORC})$

ALLORA 0

ALTRIMENTI SE  $(P_{da\ diss} > P_{der,ORC})$

ALLORA  $P_{der,ORC}$

ALTRIMENTI  $P_{da\ diss}$

$$17. \quad \dot{m}_{ORC} = SE (P_{ORC} = 0)$$

ALLORA 0

ALTRIMENTI  $\dot{m}_{max,ORC}$

18.  $T_{out,ORC} = SE (P_{ORC} = 0)$   
 ALLORA  $T_{in,ORC}$   
 ALTRIMENTI  $T_{in,ORC} = \frac{P_{ORC} * 3600}{\dot{m}_{ORC} c_p \rho}$
19.  $P_{dry\ cooler} = P_{da\ diss} - P_{ORC}$
20.  $\dot{m}_{dry\ cooler} = \dot{m}_{da\ diss} - \dot{m}_{ORC}$
21.  $T_{out,dry\ cooler} = T_{in,dry\ cooler} - \frac{P_{dry\ cooler} * 3600}{\dot{m}_{dry\ cooler} c_p \rho}$
22.  $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 - \dot{m}_{olio\ d.-acqua}$
23.  $T_{out,olio\ d.-acqua} = \frac{\left( \dot{m}_7 T_7 + \frac{\dot{m}_6 * P_{olio\ d.-acqua} * 3600}{\dot{m}_{olio\ d.-acqua} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{olio\ d.-acqua} + \dot{m}_6)}$
24.  $T_{in,olio\ d.-acqua} = T_{out,olio\ d.-acqua} - \frac{P_{olio\ d.-acqua} * 3600}{\dot{m}_{olio\ d.-acqua} c_p \rho}$
25.  $T_6 = T_{in,olio\ d.-acqu}$
26.  $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{olio\ d.-acqu}$
27.  $T_5 = T_{in,olio\ d.-acqu}$
28.  $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 - \dot{m}_{cond,ORC}$
29.  $T_{out,cond\ ORC} = \frac{\left( \dot{m}_5 T_5 + \frac{\dot{m}_4 * P_{cond,ORC} * 3600}{\dot{m}_{cond,ORC} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{cond,ORC} + \dot{m}_4)}$
30.  $T_{in,cond\ ORC} = T_{out,cond\ ORC} - \frac{P_{cond\ ORC} * 3600}{\dot{m}_{cond,ORC} c_p \rho}$
31.  $T_4 = T_{in,cond\ ORC}$
32.  $\dot{m}_3 = \dot{m}_{cond,ORC} + \dot{m}_4$
33.  $T_3 = T_{in,cond\ ORC}$
34.  $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{griglia}$
35.  $T_{out,griglia} = \frac{\left( \dot{m}_3 T_3 + \frac{\dot{m}_2 * P_{griglia} * 3600}{\dot{m}_{griglia} * c_p * \rho} \right)}{(\dot{m}_{griglia} + \dot{m}_2)}$
36.  $T_{in,griglia} = T_{out,griglia} - \frac{P_{griglia} * 3600}{\dot{m}_{griglia} c_p \rho}$

$$37. T_2 = T_{in,griglia}$$

$$38. \dot{m}_{10} = \dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry\ cooler}$$

$$39. T_{10} = \frac{\dot{m}_{rete} * T_{out,rete} + \dot{m}_{dry\ cooler} * T_{out,dry\ cooler}}{(\dot{m}_{rete} + \dot{m}_{dry\ cooler})}$$

$$40. \dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{ORC}$$

$$41. T_1 = \frac{\dot{m}_{ORC} * T_{out,ORC} + \dot{m}_{10} * T_{10}}{(\dot{m}_{ORC} + \dot{m}_{10})}$$

$$42. E_{pompa\ rete} = (a_1 * \dot{m}_{rete}^3 + b_1 * \dot{m}_{rete}^2 + c_1 * \dot{m}_{rete} + d_1) * n ; \text{ per tutti i mesi ad esclusione di marzo e aprile;}$$

$$E_{pompa\ rete} = (a_2 * \dot{m}_{rete} + b_2) * n ; \text{ per i mesi di marzo ed aprile}$$

$$43. E_{pompa\ P11} = (a_3 * \dot{m}_{dry\ cooler}^3 + b_3 * \dot{m}_{dry\ cooler}^2 + c_3 * \dot{m}_{dry\ cooler} + d_3) * n ; \text{ per tutti i mesi ad esclusione di marzo;}$$

$$E_{pompa\ P11} = (a_4 * \dot{m}_{dry\ cooler} + b_4) * n ; \text{ per il mese di marzo}$$

$$44. E_{pompa\ eco} = SE (\dot{m}_{eco} > 0)$$

ALLORA  $P_{pompa,eco} * n$   
ALTRIMENTI 0

$$45. E_{pompa\ P07} = P_{dry\ cooler} * \lambda_m * n$$

$$46. E_{ventilatori} = P_{dry\ cooler} * \vartheta_m * n$$

$$47. E_{tot,pompe} = E_{pompa\ rete} + E_{pompa\ P11} + E_{pompa\ P07} + E_{pompa,eco} + E_{ventilatori}$$

$$48. Risp = E_{tot,pompe,0} - E_{tot,pompe}$$

### 8.6.3. Risultati principali

Di seguito i risultati principali della simulazione giornaliera eseguita. I risultati verranno esposti facendo un confronto tra lo stato attuale e i valori del caso 6.

Il primo confronto riguarda sempre l'andamento della portata inviata alla rete e il  $\Delta T$  mandata-ritorno sempre della rete.

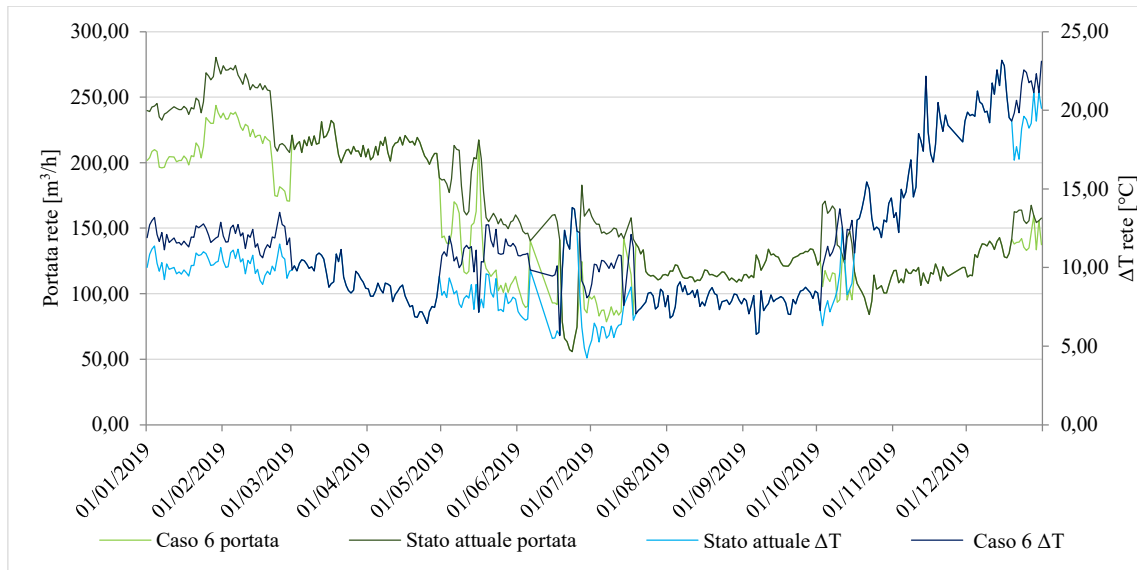


Figura 116 Confronto portata e ΔT di rete stato attuale - caso 6

L'andamento è lo stesso del caso 3 perché con questa soluzione si inserisce l'ORC sul ramo di dissipazione senza che vari il  $\Delta T$  e la portata inviata alla rete.

Quindi, come per il caso 3, la differenza di temperatura tra mandata e ritorno dalla rete è maggiore rispetto allo stato attuale. Come conseguenza si ha che la portata inviata alla rete è minore nel caso 6 rispetto allo stato attuale.

Anche in questo caso al dry cooler, ci sono dei giorni in cui la portata da dissipare è maggiore rispetto allo stato attuale e in altri avviene il contrario. Di seguito il confronto.

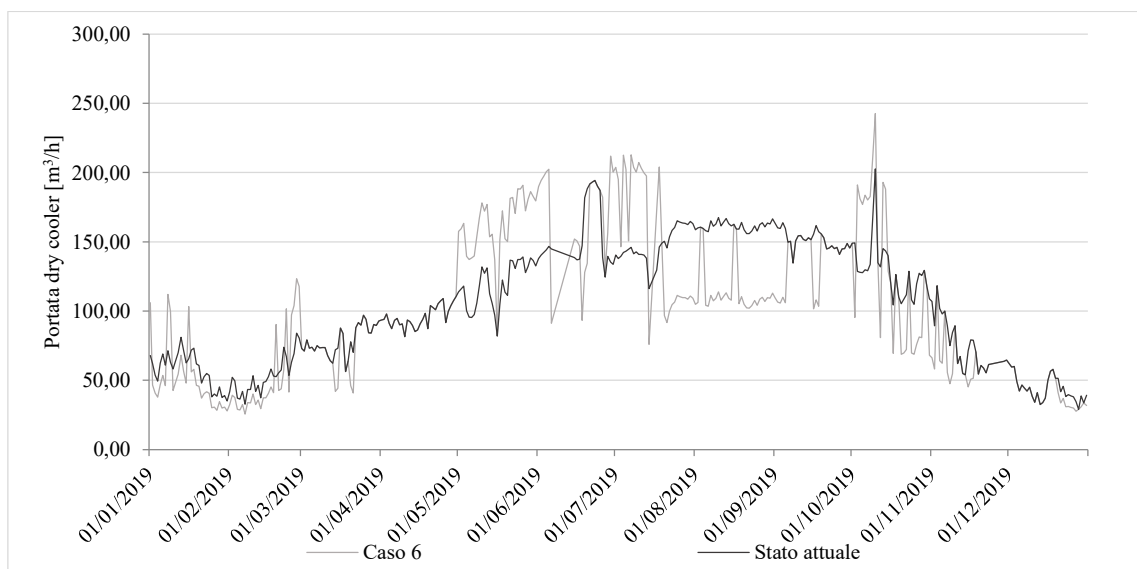


Figura 117 Confronto portata al dissipatore dry cooler stato attuale - caso 6

Dopo aver analizzato ciò che succede alla rete e al dissipatore dry cooler, si riportano i risultati in merito al risparmio di energia elettrica che ne deriva dall'applicazione della soluzione pensata.

Di seguito la sintesi mensile dell'energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori proveniente dai risultati della simulazione e stato attuale.

Mese	E.E. Pompa di rete [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P11 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa ECO [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P07 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa Ventilatori [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	31.984,86	3.925,52	1.296,00	2.422,13	3.930,09
Febbraio	30.401,50	3.599,13	1.209,60	6.451,15	3.476,61
Marzo	30.094,11	4.650,26	0,00	9.317,68	7.023,94
Aprile	29.068,51	5.769,55	0,00	5.998,89	8.715,66
Maggio	12.717,09	6.786,48	1.296,00	5.693,53	12.070,55
Giugno	5.884,17	4.774,01	561,60	9.229,56	21.172,60
Luglio	8.107,19	6.103,81	648,00	11.880,26	28.722,15
Agosto	8.930,74	6.331,22	0,00	10.874,59	27.463,38
Settembre	10.306,84	6.420,40	0,00	12.651,67	27.372,76
Ottobre	8.337,54	6.168,17	475,20	6.914,08	19.666,70
Novembre	7.365,00	3.838,24	0,00	3.185,56	6.228,13
Dicembre	12.595,93	3.601,66	432,00	3.727,75	4.752,33
<b>Totale</b>	<b>195.793,48</b>	<b>61.968,45</b>	<b>5.918,40</b>	<b>88.346,83</b>	<b>170.594,91</b>

*Tabella 60 Energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori caso 6*

Mese	E.E. Pompa di rete [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P11 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa ECO [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa P07 [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. Pompa Ventilatori [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	42.255,90	4.339,23	00,00	2.265,19	3.675,44
Febbraio	39.695,62	3.837,05	0,00	5.941,45	3.201,93
Marzo	30.094,11	4.661,49	0,00	9.520,52	7.176,85
Aprile	29.068,51	5.769,55	0,00	5.998,89	8.715,66
Maggio	22.698,11	6.412,54	0,00	4.993,36	10.586,16
Giugno	10.030,46	4.797,88	0,00	8.976,27	20.591,55
Luglio	12.127,25	6.327,95	0,00	11.791,62	28.507,83
Agosto	8.930,74	6.844,31	0,00	11.901,49	30.056,77
Settembre	10.306,84	6.578,38	0,00	12.988,69	28.101,94
Ottobre	11.424,04	6.546,58	0,00	6.893,86	19.609,18
Novembre	7.365,00	4.246,23	0,00	3.379,33	6.606,97
Dicembre	14.236,81	3.770,74	0,00	3.719,39	4.741,67
<b>Totale</b>	<b>238.233,39</b>	<b>64.131,92</b>	<b>0,00</b>	<b>88.370,05</b>	<b>171.571,96</b>

*Tabella 61 Energia elettrica assorbita da pompe e ventilatori stato attuale*

Come per il caso 5 , anche per questa soluzione si registrano risparmi di energia elettrica per tutti gli elementi in questione: sia la pompa di rete che le altre pompe e ventilatori registrano valori di energia elettrica più bassi rispetto lo stato attuale.

Sommando i valori è possibile apprezzare i valori di consumo complessivi e il relativo risparmio calcolato. Di seguito i risultati ottenuti.

Mese	E.E. assorbita totale STATO ATTUALE [kWh <sub>e</sub> ]	E.E. assorbita totale CASO 6 [kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio di energia elettrica [kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio di energia elettrica [%]
Gennaio	52.535,75	43.558,60	8.977,16	17,09%
Febbraio	52.676,06	45.137,99	7.538,06	14,31%
Marzo	51.452,97	51.086,00	366,98	0,71%
Aprile	49.552,61	49.552,61	0,00	0,00%
Maggio	44.690,17	38.563,65	6.126,52	13,71%
Giugno	44.396,17	41.621,94	2.774,23	6,25%
Luglio	58.754,64	55.461,42	3.293,22	5,61%
Agosto	57.733,31	53.599,94	4.133,37	7,16%
Settembre	57.975,85	56.751,65	1.224,19	2,11%
Ottobre	44.473,65	41.561,69	2.911,96	6,55%
Novembre	21.597,53	20.616,92	980,60	4,54%
Dicembre	26.468,60	25.109,67	1.358,93	5,13%
<b>Totale</b>	<b>562.307,31</b>	<b>522.622,08</b>	<b>39.685,24</b>	<b>7,06%</b>

Tabella 62 Confronto energia elettrica assorbita stato attuale-caso 6 e risparmio ottenibile

Con questa soluzione è possibile risparmiare circa 39.685 kWh di energia elettrica che corrisponde a 7,06% rispetto al consumo attuale.

Di seguito il confronto giornaliero dell'energia elettrica totale assorbita nel caso oggetto di studio e stato attuale.

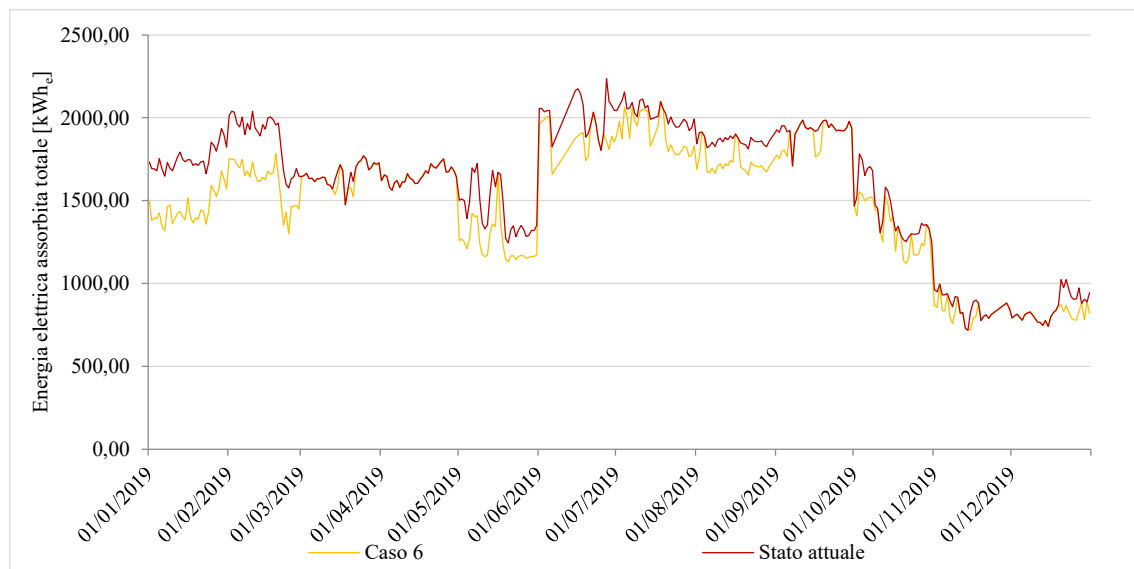


Figura 118 Confronto energia elettrica assorbita totale stato attuale-caso 6

#### 8.6.4. Produzione da ORC

Anche in questa soluzione è presente l'ORC e di conseguenza vi è produzione di energia elettrica. La procedura di calcolo è la stessa di quella già illustrata nel caso 4 con l'opportuno

aggiornamento di temperatura e portata all'ingresso dell'ORC. Come nel caso precedente ci si limita a riportare i valori mensili.

Mese	Energia elettrica prodotta [kWh <sub>e</sub> ]
Gennaio	15.615,75
Febbraio	13.312,21
Marzo	2.041,13
Aprile	0,00
Maggio	0,00
Giugno	5.625,80
Luglio	9.956,09
Agosto	18.137,15
Settembre	4.979,42
Ottobre	7.465,99
Novembre	5.693,20
Dicembre	7.826,32
<b>Totale</b>	<b>90.653,07</b>

Tabella 63 Energia elettrica prodotta da ORC caso 6

## 8.7. Confronto dei casi

In questa sezione del capitolo si vuole dare un quadro riassuntivo dei vari casi di ottimizzazione trattati mettendo in evidenza i risultati principali di ognuno.

Il primo caso si distingue dagli altri in quanto si basa su una previsione di funzionamento futura della rete per il quale, ad oggi, non si hanno dati certi, mentre risulta interessante mettere a confronto le restanti cinque soluzioni pensate in quanto si basano tutte sull'attuale funzionamento della rete e quindi della centrale.

Di seguito un quadro riassuntivo dei principali risultati a confronto. I risultati sono valori annuali di energia elettrica.

	A	B	$= \frac{B}{A_{\text{stato attuale}}}$	C	= B+C	$= \frac{B+C}{A_{\text{stato attuale}}}$
	Consumo totale di energia elettrica [kWh <sub>e</sub> ] **	Risparmio di energia elettrica [kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio di energia elettrica [%]	Produzione di energia elettrica da ORC [kWh <sub>e</sub> ]	Guadagno energetico [kWh <sub>e</sub> ]	Guadagno energetico sul consumo [%]
<b>Stato attuale *</b>	562.307,31	-	-	-	-	-
<b>Caso 2</b>	554.272,68	8.034,64	1,43%	0,00	8.034,64	1,43%
<b>Caso 3</b>	541.754,67	20.552,64	3,66%	0,00	20.552,64	3,66%
<b>Caso 4</b>	548.985,50	13.321,81	2,37%	59.880,83	73.202,64	13,02%
<b>Caso 5</b>	534.949,73	27.357,58	4,87%	91.109,43	118.467,01	21,07%
<b>Caso 6</b>	522.622,08	39.685,24	7,06%	90.653,07	130.338,31	23,18%

\* per stato attuale si intende il modello base costruito nel cap.7 con i relativi risultati

\*\* per consumo totale si intende la sommatoria dei consumi delle pompe e ventilatori principali della centrale trattate nei vari casi

Tabella 64 Confronto dei casi di ottimizzazione

Dai risultati esposti è possibile fare alcune considerazioni. In primo luogo, confrontando il caso 2 e 3 nel quale si andava a modificare la configurazione di centrale inserendo l'economizzatore, si nota come il posizionamento di quest'ultimo influisce in maniera significativa sui risultati. Infatti, installando l'economizzatore tra la linea di dissipazione e la pompa di rete (caso 3) si ottiene un risparmio di circa tre volte superiore rispetto alla configurazione del caso 2, dove l'ECO si trova tra lo scambiatore olio diatermico-acqua e la mandata per la dissipazione.

Con il caso 4, che prevedeva solamente l'inserimento dell'ORC lungo la linea di dissipazione, il risparmio ottenibile risulta inferiore rispetto al caso 3, facendoci intuire che non si tratta proprio della soluzione migliore.

Con il caso 5 e 6 lo scenario cambia: la combinazione di ripristino dell'ECO e installazione dell'ORC a bassa temperatura comporta un deciso aumento del risparmio di energia elettrica; punta massima del 7,06% (~ 40 MWh<sub>e</sub>) nel caso 6.

Analizzando solamente il risparmio di energia elettrica conseguibile, la soluzione proposta con il caso 6 risulta la migliore.

Il secondo aspetto importante riguarda la generazione di energia elettrica da parte del gruppo ORC a bassa temperatura che interessa tre dei sei casi studiati. Soffermandosi quindi sulla produzione, il caso 5 è il migliore con una generazione annua oltre i 91 MWh<sub>e</sub>, leggermente superiore 90,6 MWh<sub>e</sub> del caso 6 e molto superiore al caso 3.

L'ultimo indice significativo riguarda il guadagno energetico complessivo, inteso come la somma del risparmio di energia elettrica ottenibile con la soluzione adottata e produzione da ORC (se presente); questo permette di avere un quadro d'insieme dei risultati. Ancora una volta il caso 6 risulta la soluzione migliore con oltre 130 MWh<sub>e</sub> tra risparmio e produzione, che rappresenta il 23,18% dell'attuale consumo di energia elettrica della centrale.

## 8.8. Analisi economica delle soluzioni migliori

In quest'ultimo paragrafo dell'elaborato si mostra l'analisi economica per quanto riguarda gli interventi di efficientamento proposti. Lo scopo è quello di dare un'indicazione di massima di fattibilità, senza entrare troppo nel dettaglio.

Dei sei casi analizzati, nel primo si è già data un'indicazione economica della soluzione andando a mostrare il risparmio (€ risparmiati) di biomassa, mentre per quanto concerne i restanti casi ci si è limitati ad analizzare le soluzioni migliori dal punto di vista energetico. A tal proposito viene presentata l'analisi relativa al caso 3 (soluzione migliore con solo

ripristino dell'economizzatore) e caso 6 (soluzione migliore con ripristino dell'economizzatore e installazione dell'ORC a bassa temperatura).

Per l'analisi si è scelto di utilizzare il Pay Back (PB), un metodo aritmetico che non tiene conto del valore del fattore tempo. Il PB è così definito:

$$PB = \frac{I_0}{D} \text{ [anni]}$$

Dove, nel caso studio oggetto di analisi:

$I_0$  = investimento [€]

$D$  = disponibilità annuale o risparmio annuale ottenibile [€/anno]

L'utilizzo di questo indice comporta vantaggi e alcuni inconvenienti che posso essere riassunti in:

- semplicità e velocità del metodo di calcolo;
- significatività del risultato ottenuto, anche da un punto di vista psicologico, in quanto, il tempo di recupero è una "misura del rischio" per l'investitore;
- non tiene in nessun conto le disponibilità che si verificano dopo il recupero dell'investimento e quindi ha una visione parziale dei benefici;
- non viene valorizzato il tempo, il che può essere comprensibile solo se i tempi di recupero sono molto brevi.

Volendo fare una valutazione economica di massima, si ritiene idoneo l'utilizzo di questo indice. Di seguito le due analisi effettuate.

### 8.8.1. Analisi economica caso 3

Come già illustrato nel precedente paragrafo, il caso 3 rappresenta la soluzione migliore per quanto riguarda il solo ripristino dell'economizzatore con oltre 20,5 MWh di energia elettrica risparmiata annualmente rispetto allo stato attuale.

Per la determinazione dell'indice PB occorre avere a disposizione i valori di investimento  $I_0$  e risparmio annuo (€ risparmiati) ottenibile  $D$ . Per entrambe le grandezze non si conoscono dei valori certi, infatti, per quanto riguarda l'investimento non si ha ad oggi un reale preventivo di spesa mentre per il risparmio non si conosce il prezzo da contratto dell'energia elettrica. A tal proposito si è deciso creare uno "specchio" di soluzioni facendo variare sia l'investimento che il prezzo dell'energia elettrica, ottenendo diversi valori di PB. Di seguito i risultati ottenuti.

Risparmio di energia elettrica [kWh <sub>e</sub> ]	Prezzo energia elettrica [€/kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio ottenibile [€]	Investimento [€]					
			5.000	10.000	15.000	20.000	30.000	50.000
			PB [anni]					
20.552,64	0,09	1.849,74	2,70	5,41	8,11	10,81	16,22	27,03
20.552,64	0,10	2.055,26	2,43	4,87	7,30	9,73	14,60	24,33
20.552,64	0,11	2.260,79	2,21	4,42	6,63	8,85	13,27	22,12
20.552,64	0,12	2.466,32	2,03	4,05	6,08	8,11	12,16	20,27
20.552,64	0,13	2.671,84	1,87	3,74	5,61	7,49	11,23	18,71
20.552,64	0,14	2.877,37	1,74	3,48	5,21	6,95	10,43	17,38
20.552,64	0,15	3.082,90	1,62	3,24	4,87	6,49	9,73	16,22
20.552,64	0,16	3.288,42	1,52	3,04	4,56	6,08	9,12	15,20
20.552,64	0,17	3.493,95	1,43	2,86	4,29	5,72	8,59	14,31
20.552,64	0,18	3.699,48	1,35	2,70	4,05	5,41	8,11	13,52

Tabella 65 Calcolo del PB della soluzione di ottimizzazione caso 3

Dai risultati sopra esposti è evidente che a fronte di un basso costo totale d'investimento e alto prezzo dell'energia elettrica risulta conveniente la soluzione proposta. Viceversa a fronte di un alto costo d'investimento e basso prezzo dell'energia elettrica si nota un PB elevato. Si noti come con un costo d'investimento superiore a 20.000 € si ha un PB sempre superiore ai cinque anni.

#### 8.8.2. Analisi economica caso 6

La seconda analisi economica riguarda il caso 6, nel quale è previsto sia il ripristino dell'economizzatore che l'installazione di un gruppo ORC a bassa temperatura lungo la linea di dissipazione. Anche in questo caso non si conosce il costo d'investimento dell'economizzatore ma si conosce il costo d'investimento dell'ORC a bassa temperatura, in quanto l'azienda possiede l'offerta del costruttore. Infatti per l'installazione di quest'ultimo sono necessari 195.000 € complessivi.

Per quanto riguarda la quantificazione economica del risparmio si è considerato un prezzo medio dell'energia elettrica. Infatti, a differenza del caso precedente, si sostituisce la voce risparmio di energia elettrica con guadagno energetico (voce già utilizzata nella tabella riassuntiva del paragrafo 8.7) in quanto vengono trattate assieme la quota parte di elettrica risparmiata e la produzione da parte dell'ORC a bassa temperatura.

Utilizzando un unico prezzo medio per l'energia elettrica risparmiata e prodotta si sta valorizzando allo stesso modo le due forme di energia, tuttavia, considerando che si tratta di un'analisi di massima si ritiene corretta la scelta fatta.

Anche in questo caso si è deciso creare uno "specchio" di soluzioni facendo variare sia l'investimento che il prezzo dell'energia elettrica, ottenendo diversi valori di PB. Di seguito i risultati ottenuti.

Guadagno energetico [kWh <sub>e</sub> ]	Prezzo energia elettrica [€/kWh <sub>e</sub> ]	Risparmio ottenibile [€]	Investimento ECO [€]					
			5.000	10.000	15.000	20.000	30.000	50.000
			Investimento ORC bassa temp. [€]					
			195.000					
			Investimento totale [€]					
			200.000	205.000	210.000	215.000	225.000	245.000
PB [anni]								
130.338,31	0,09	11.730,45	17,05	17,48	17,90	18,33	19,18	20,89
130.338,31	0,10	13.033,83	15,34	15,73	16,11	16,50	17,26	18,80
130.338,31	0,11	14.337,21	13,95	14,30	14,65	15,00	15,69	17,09
130.338,31	0,12	15.640,60	12,79	13,11	13,43	13,75	14,39	15,66
130.338,31	0,13	16.943,98	11,80	12,10	12,39	12,69	13,28	14,46
130.338,31	0,14	18.247,36	10,96	11,23	11,51	11,78	12,33	13,43
130.338,31	0,15	19.550,75	10,23	10,49	10,74	11,00	11,51	12,53
130.338,31	0,16	20.854,13	9,59	9,83	10,07	10,31	10,79	11,75
130.338,31	0,17	22.157,51	9,03	9,25	9,48	9,70	10,15	11,06
130.338,31	0,18	23.460,90	8,52	8,74	8,95	9,16	9,59	10,44

*Tabella 66 Calcolo del PB della soluzione di ottimizzazione caso 6*

Per questa soluzione i tempi di ritorno sono più elevati in quanto incide molto l'elevato costo d'investimento dell'ORC. Anche a fronte di un'elevata remunerazione dell'energia elettrica risparmiata/prodotta il tempo di ritorno risulta mai inferiore a otto anni.

## 9. Conclusioni

L'obiettivo del lavoro di tesi è stato quello di studiare un impianto di cogenerazione che va a servire una rete di teleriscaldamento urbana ed individuare possibili soluzioni di efficientamento generale del sistema nel suo complesso.

In una prima fase ci si è concentrati ad analizzare il funzionamento attuale della centrale per avere un quadro generale della situazione; dopo aver descritto sommariamente la configurazione di centrale si è eseguita un'analisi termica ed elettrica soffermandosi sui principali componenti come generatori, pompe, ventilatori, ausiliari ecc. Le analisi sono state condotte tramite l'impiego di dati misurati più recenti possibili, da gennaio a dicembre 2019. L'elemento più importante che è emerso dallo studio è stato la netta sovrapproduzione di energia termica rispetto all'attuale richiesta dalla rete che comporta la dissipazione di una grande quota, infatti, a fronte dei circa 40.000 MWh di energia termica prodotta annualmente, circa 24.500 MWh termici vengono dissipati; che corrisponde a poco più del 60% della totale energia termica prodotta. La prima fase dell'elaborato si è conclusa con l'analisi delle prestazioni del generatore principale della centrale, ovvero il turbogeneratore ORC. Quest'ultimo presenta un rendimento elettrico medio annuale del 13,55%, termico del 62,10% e quindi globale di poco superiore al 75,5%.

Nella seconda parte del lavoro ci si è concentrati nell'individuare delle possibili soluzioni in grado di ottimizzare, per quanto possibile, l'attuale funzionamento della centrale. In primo luogo si è reso necessario costruire un modello in grado di rappresentare verosimilmente il reale funzionamento durante l'anno. L'obiettivo è stato quello di creare un modello che servisse anche come base da cui partire per sviluppare le simulazioni dei casi di ottimizzazione pensate. Per far ciò sono state fatte delle ipotesi importanti che sono state verificate, ottenendo un modello "stato attuale" che si avvicina molto al reale funzionamento della centrale.

Una volta definito il modello base di partenza, si è passati ad analizzare sei casi di ottimizzazione, legati tra loro ma diversi nei risultati. Il primo caso si discosta dagli altri in quanto si basa su delle previsioni future e nel quale ad oggi non si hanno certezze. Infatti nel caso 1 si analizza la convenienza del ripristino del terzo stadio dell'economizzatore fumi-acqua della caldaia a cippato per la produzione di olio diatermico. Dai risultati è emerso che in previsione di un futuro ampliamento della rete e quindi a fronte di una maggior richiesta termica, il ripristino dell'economizzatore nella sua funzione originaria comporterebbe un

notevole risparmio. Infatti, ragionando in termini di biomassa richiesta in caldaia, il ripristino dell'ECO garantirebbe un risparmio di circa 2.560 tonnellate all'anno; circa il 9,5% dell'attuale consumo. In termini economici 2.560 tonnellate risparmiate equivalgono a quasi 116.000 € annui. Come già detto, questo ragionamento vale solo in previsione di una maggiore richiesta termica dalla rete, perché ad oggi, ogni ulteriore generazione di calore verrebbe dissipato.

Con i restanti cinque casi si è fatto riferimento all'attuale richiesta termica della rete. In particolare sono state pensate cinque configurazioni di centrale tutte diverse tra loro per cercare di trovare la soluzione migliore in grado di efficientare in qualche modo lo stato attuale.

Alla base di questi casi c'è sempre il ripristino dell'economizzatore e per il caso 5 e 6 anche l'installazione di un gruppo ORC a bassa temperatura. Si è visto come l'economizzatore sia in grado di innalzare il  $\Delta T$  dell'acqua in mandata alla rete e di come si ottenga di conseguenza una diminuzione sensibile della portata. Minor portata elaborata dalla pompa di rete vuol dire minor energia elettrica complessivamente assorbita.

L'ORC, invece, se inserito lungo la linea di dissipazione della centrale è in grado di alleggerire il lavoro di pompe e ventilatori per la dissipazione spillando parte della portata; parallelamente si ha anche generazione di energia elettrica. Da un semplice confronto è emerso che il caso 6 è la soluzione migliore in assoluto con oltre 39 MWh di energia elettrica annua risparmiata e circa 90,6 MWh prodotta. Considerando il solo ripristino dell'economizzatore, la soluzione proposta con il caso 3 è la migliore con l'ECO posto in mandata tra il dissipatore dry cooler e la pompa di rete.

Nella parte finale del lavoro si è svolta anche una breve analisi economica di massima per avere giusto un ordine di grandezza in merito alla fattibilità degli interventi. Non avendo a disposizione dei dati reali dei costi di investimento e del prezzo dell'energia, si è preferito creare uno "specchio" di più opzioni.

Dai risultati è emerso che ad oggi, in base all'attuale funzionamento del sistema, il solo ripristino dell'economizzatore potrebbe essere una soluzione in grado di comportare un buon risparmio annuo con tempi di ritorno dell'investimento ragionevoli. L'installazione dell'ORC è molto onerosa e, con le attuali condizioni di funzionamento della centrale, si avrebbero tempi di ritorno molto lunghi.

In conclusione, viste le differenti configurazioni studiate e i risultati ottenuti è possibile dire che ci sono ampi margini di ottimizzazione del sistema nel suo complesso, soprattutto nell'ottica di ampliamento della rete di teleriscaldamento. Inoltre, vista la grande quantità di

calore di centrale dissipato durante l'anno, a mio avviso, sarebbe interessante approfondire ulteriormente la questione viste le importanti realtà industriali del posto che potrebbero valorizzare al meglio il calore dissipato per i loro processi produttivi.

## Bibliografia

- [1] GSE, *Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento CAR – Aggiornamento edizione 1*, (2018);
- [2] GSE, *Teleriscaldamento e teleraffrescamento 2017 – Nota di approfondimento Ottobre 2019*, (2019);
- [3] GSE, *Valutazione del potenziale nazionale e regionale di applicazione della cogenerazione ad alto rendimento e teleriscaldamento efficiente*, (2016);
- [4] ENEA, Badami Marco, Portoraro Armando (Politecnico di Torino – Dipartimento Energia DENERG), *Studio e caratterizzazione di reti termiche distribuite – Report Rds/2013/105*, (2013)
- [5] Ministero dello Sviluppo Economico, *Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia*, (2018);
- [6] AIRU, *Annuario 2018 – Sviluppo storico, situazione attuale e schede tecniche delle reti di riscaldamento urbano in Italia*, (2018);
- [7] Bonacina Cesare, Cavallini Alberto, Mattarolo Lino, *Trasmissione del calore*, cleup editore, (1989);
- [8] Boeche Adileno, Cavallini Alberto, Del giudice Stefano, *Problemi di termodinamica applicata*, cleup editore, (1989);
- [9] Yanus A. Cengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, McGraw-Hill Libri Italia srl, (1998);
- [10] Dal Col Davide, *Biomasse\_slides\_2016 – Corso di Energie Rinnovabili, Laurea magistrale in Ingegneria Energetica, Università degli studi di Padova A.A. 2015-2016* (2016);
- [11] Lorenzoni Arturo, *La valutazione economica degli investimenti energetici - Corso di Economia dell'Energia, Laurea magistrale in Ingegneria Energetica, Università degli studi di Padova A.A. 2018-2019*, (2019);
- [12] Stoppato Anna, *Teleriscaldamento\_slides\_2019 - Corso di impianti combinati e cogenerativi, Laurea magistrale in Ingegneria Energetica, Università degli studi di Padova A.A. 2018-2019* (2019);
- [13] Sinergo Spa, *Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione* [2018];

## Sitografia

- [1] [www.gse.it](http://www.gse.it);
- [2] [www.enea.it](http://www.enea.it);
- [3] [www.airu.it](http://www.airu.it);
- [4] [www.mise.gov.it](http://www.mise.gov.it);
- [5] [www.fire-italia.org](http://www.fire-italia.org)
- [6] [www.greenbiz](http://www.greenbiz)
- [7] [www.rinnovabili.it](http://www.rinnovabili.it);
- [8] [www.nextville.it](http://www.nextville.it)
- [9] Scheda tecnica pompa economizzatore, Lowara-fc-fct-L, [www.lenntech.com](http://www.lenntech.com),  
[www.lowara.it/prodotti](http://www.lowara.it/prodotti);
- [10] Portale dati termici centrale di cogenerazione [link non indicato per riservatezza];
- [11] Portale dati elettrici centrale di cogenerazione [link non indicato per riservatezza].

## Specifica fonti figure e tabelle non elaborate personalmente

Figura 1 Fonte: Rinnovabili.it.....	4
Figura 2 Fonte: GSE – Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento CAR 2018.....	9
Figura 3 Fonte: GSE – Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento CAR 2018.....	10
Figure 5/6 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	15
Figura 7/8 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	16
Figura 9 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	16
Figura 10 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	17
Figura 11 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	18
Figura 12 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	18
Figura 13/14 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	19
Figure 15/16 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	19
Figure 17/18 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	19
Figura 19 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	20
Figura 20 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	20
Figura 21/22 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	21

Figura 23/24 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	22
Figura 25 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	23
Figura 26 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	23
Figura 27 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	24
Figura 28 Fonte: MISE - Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia 2018 .....	24
Figura 29 Fonte: GSE - Teleriscaldamento e teleraffrescamento nota 2019.....	29
Figura 30 Fonte: GSE - Teleriscaldamento e teleraffrescamento nota 2019.....	30
Figura 31 Fonte: GSE - Teleriscaldamento e teleraffrescamento nota 2019.....	30
Figura 32 Fonte: GSE - Teleriscaldamento e teleraffrescamento nota 2019.....	31
Figura 33 Fonte: GSE - Teleriscaldamento e teleraffrescamento nota 2019.....	32
Figura 34 Fonte: GSE - Teleriscaldamento e teleraffrescamento nota 2019.....	33
Figura 35 Fonte: GSE - Teleriscaldamento e teleraffrescamento nota 2019.....	34
Figura 36 Fonte: GSE - Teleriscaldamento e teleraffrescamento nota 2019.....	34
Figura 37 Fonte: GSE - Teleriscaldamento e teleraffrescamento nota 2019.....	35
Figura 38 Fonte: GSE - Teleriscaldamento e teleraffrescamento nota 2019.....	35
Figura 39 Fonte: GSE - Teleriscaldamento e teleraffrescamento nota 2019.....	36
Figura 40 Fonte: L’Astrolabio, Newsletter degli Amici Della Terra - TLR esperienza di Milano ..	38
Figura 41 Fonte: Rapporto ENEA 2014.....	38
Figura 42 Fonte: Rapporto ENEA 2014.....	39
Figura 43 Fonte: Rapporto ENEA 2014.....	39
Figura 44 Fonte: Matra Int.....	41
Figura 45 Fonte: Lifegate.it – Cos’è il teleriscaldamento .....	42
Figura 46 Fonte: Dispensa didattica corso impianti combinati e cogenerativi 2018 A.Stoppato.....	43
Figura 47 Fonte: Dispensa didattica corso impianti combinati e cogenerativi 2018 A.Stoppato.....	43
Figura 48 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione..	46
Figura 49 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione..	47
Figura 50 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione..	50
Figura 51 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione..	51
Figura 52 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione..	55
Figura 53 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione..	56
Figura 54 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione..	57
Figura 55 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione..	59
Tabella 1 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione	48
Tabella 2 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione ..	48
Tabella 3 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione ..	49
Tabella 4 Fonte: Sinergo Spa - Relazione presentazione tecnica della centrale di cogenerazione ..	53