



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie,
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile



Ministero della Transizione Ecologica



Ricerca di Sistema elettrico

Realizzazione di un prototipo di sistema di poligenerazione e validazione del modello di simulazione dinamica

Giovanni Puglisi, Lorena Giordano, Antonio Cancellara

Report RdS/PTR2021/142

REALIZZAZIONE DI UN PROTOTIPO DI SISTEMA DI POLIGENERAZIONE E VALIDAZIONE DEL MODELLO DI SIMULAZIONE DINAMICA

Giovanni Puglisi (ENEA), Lorena Giordano (ENEA), Antonio Cancellara (ENEA)

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - II annualità

Obiettivo: Sistema Elettrico

Progetto: Tecnologie, tecniche e materiali per l'efficienza energetica ed il risparmio di energia negli usi finali elettrici degli edifici nuovi ed esistenti

Work package: Componenti e impianti innovativi per incrementare l'efficienza energetica e l'uso delle fonti rinnovabili negli edifici

Linea di attività: Realizzazione di un prototipo di sistema di poligenerazione e validazione del modello di simulazione dinamica

Responsabile del Progetto: Giovanni Puglisi, ENEA

Responsabile del Work package: Biagio Di Pietra, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
INTRODUZIONE.....	5
1 SVILUPPO DI MODELLI DI SIMULAZIONE DELLE CONFIGURAZIONI DEL SISTEMA DI POLIGENERAZIONE	6
1.1 MODELLO DELLA POMPA DI CALORE GEOTERMICA.....	6
1.2 MODELLO DEL SERBATOIO DI ACCUMULO A STRATIFICAZIONE	11
1.3 MODELLO DEL BANCO DI BATTERIE.....	12
1.4 PARAMETRI PER LA VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DEI SISTEMI DI POLIGENERAZIONE	14
2 ANALISI ECONOMICA DEI SISTEMI DI POLIGENERAZIONE DI ENERGIA DA FONTI RINNOVABILI	20
3 DEFINIZIONE DELLE POSSIBILI CONFIGURAZIONI DEL SISTEMA DI POLIGENERAZIONE ED ANALISI DI UN CASO DI STUDIO.....	27
3.1 DESCRIZIONE DEL CASO DI STUDIO	27
3.1.1 <i>Configurazione C1: impianto di solar heating and cooling assistito da caldaia a biomassa</i>	29
3.1.2 <i>Configurazione C2: impianto solare termico affiancato da pompa di calore geotermica reversibile</i>	49
3.1.3 <i>Configurazione C3: impianto di solar heating and cooling affiancato da caldaia a biomassa e pompa di calore geotermica reversibile</i>	64
4 REALIZZAZIONE E MESSA IN FUNZIONE DI UN IMPIANTO PILOTA DI SISTEMA DI POLIGENERAZIONE	93
4.1 INSTALLAZIONE E MESSA IN FUNZIONE DELLA CALDAIA A BIOMASSA	94
4.2 INSTALLAZIONE E MESSA IN FUNZIONE DELLA POMPA DI CALORE GEOTERMICA	105
4.3 INSTALLAZIONE E MESSA IN FUNZIONE DELLA POMPA DI CALORE AUSILIARIA ARIA-ACQUA.....	114
4.4 SCHEMA DEL PROTOTIPO DI SISTEMA DI POLIGENERAZIONE PER LE DIFFERENTI CONFIGURAZIONI INDAGATE	118
5 RISULTATI DELLA CAMPAGNA SPERIMENTALE E VALIDAZIONE DEL MODELLO DI SIMULAZIONE DINAMICA	126
6 CONCLUSIONI.....	134
7 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	135
8 NOMENCLATURA	136

Sommario

Il presente rapporto descrive le attività svolte da ENEA nell'ambito della seconda annualità dell'attività riguardante lo studio e l'ottimizzazione di sistemi di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili, tra cui l'energia solare, geotermica e da biomasse.

Nel corso di tale annualità, sono state preliminarmente definite le configurazioni del sistema di poligenerazione e quindi sviluppati dei corrispondenti modelli di simulazione dinamica, in grado di predire il comportamento delle tecnologie di produzione di energia da fonti rinnovabili e dei sistemi di accumulo in risposta ai carichi delle utenze, di valutare le prestazioni delle singole tecnologie e l'efficienza di generazione dell'energia termica e frigorifera prodotte. Inoltre, è stato messo a punto un modello per l'analisi economica di tali sistemi, in grado di stimare i costi di investimento e di esercizio e manutenzione, come pure degli indici di prestazione in grado di mettere a confronto i costi di tali sistemi con quelli di sistemi di generazione di tipo convenzionale.

Utilizzando tali modelli e considerando come utenza una serra agricola con fabbisogni di riscaldamento invernale e raffrescamento estivo, è stato possibile analizzare gli scambi di energia tra sistemi di generazione, sistemi di accumulo e utenza finale e valutare le prestazioni energetiche delle diverse configurazioni, al variare della strategia di controllo impiegata. Per ciascuna configurazione, sono stati individuati i parametri della strategia di controllo in grado di massimizzare l'efficienza di generazione, pur garantendo il pieno soddisfacimento dei carichi termici e frigoriferi. Infine, è stato condotto un preliminare confronto economico tra le diverse configurazioni in condizioni di "base" ed in condizioni "ottimizzate".

Nel corso della seconda annualità è stata inoltre avviata la realizzazione dell'impianto pilota presso il centro didattico-sperimentale P. Martucci di Valenzano (Ba). Tale attività ha visto l'ampliamento del preesistente impianto di solar heating and cooling, attraverso l'installazione di componenti quali la caldaia a biomassa, la pompa di calore geotermica ed un sistema ausiliario, comprendente una pompa di calore aria-acqua ed un serbatoio di accumulo, avente lo scopo di emulare diverse tipologie di utenze nel settore agro-industriale. Contestualmente sono stati realizzati i sistemi di collegamento tra i diversi componenti, in modo da consentire lo studio di diverse configurazioni del sistema di poligenerazione. Tale attività è stata tuttavia pesantemente condizionata dalla pandemia da Covid-19, che ha rallentato la realizzazione delle attività di installazione dei componenti e la realizzazione di un opportuno sistema di controllo e regolazione, in grado di gestire il funzionamento dei sottosistemi di generazione ed accumulo dell'energia termica e frigorifera. Ciò ha inevitabilmente causato notevoli ritardi nell'avvio della campagna sperimentale di monitoraggio di una delle configurazioni del sistema di poligenerazione, secondo quanto previsto dalla seconda annualità del progetto. Per tali ragioni è stata richiesta la proroga della scadenza della seconda annualità al 31/12/21.

Introduzione

Il presente rapporto riguarda la realizzazione di un impianto pilota di sistema di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili e la preliminare validazione del corrispondente modello di simulazione dinamica. Tale linea di attività si inquadra in un progetto di durata triennale, che l'ENEA sta svolgendo in collaborazione con il Dipartimento di Scienze Agro-Ambientali e Territoriali dell'Università degli Studi di Bari.

Il progetto si propone di valutare le potenzialità di sistemi di poligenerazione da fonti di energia rinnovabile, tra cui in particolare l'energia solare, geotermica e da biomasse. Il progetto prevede la realizzazione e messa in funzione di un prototipo di sistema di poligenerazione presso il centro didattico-sperimentale P. Martucci di Valenzano (Ba). Ciò grazie all'ampliamento del preesistente impianto di solar heating and cooling, attraverso l'integrazione di sistemi di generazione di energia termica ed elettrica da fonte rinnovabile, il potenziamento dei sistemi di accumulo termici esistenti e l'introduzione di sistemi di distribuzione del caldo in serra. Nella sua configurazione ultima, l'impianto pilota sarà costituito da 3 sottosistemi, ovvero:

- un sistema di generazione di energia termica, costituito da un campo di collettori solari a tubi sottovuoto, una pompa di calore geotermica, una macchina ad assorbimento ed una caldaia a biomasse;
- un sistema di generazione di energia elettrica, comprendente un campo di moduli fotovoltaici;
- un sistema di accumulo termico ed elettrico, comprendente serbatoi di accumulo dell'acqua calda e dell'acqua refrigerata ed un banco di batterie.

L'attività condotta da ENEA nell'ambito del presente progetto è stata suddivisa nelle seguenti tre linee di attività:

- LA 3.31 - Sistemi di poligenerazione da fonti energetiche rinnovabili: stato dell'arte e sviluppo di modelli di simulazione dinamica);
- LA 3.32 - Realizzazione di un prototipo di sistema di poligenerazione e validazione del modello di simulazione dinamica;
- LA 3.33 - Monitoraggio del sistema di poligenerazione ed analisi di casi di studio.

La seconda annualità del presente progetto si propone in particolare i seguenti obiettivi principali:

- il completamento dei modelli di simulazione dinamica, attraverso l'integrazione dei modelli della pompa di calore geotermica, del banco di batterie e del serbatoio di accumulo a stratificazione e di modelli per la valutazione di indici di prestazione energetica del sistema di poligenerazione (rendimento di primo e secondo principio, frazione solare, risparmi di energia primaria ed emissioni di CO₂ evitate);
- lo sviluppo di un modello per la valutazione del costo di investimento complessivo del sistema di poligenerazione, dei relativi costi di esercizio e manutenzione e di indici di prestazione economici in grado di mettere a confronto il sistema di poligenerazione con un sistema convenzionale di riferimento avente la capacità di soddisfare i medesimi fabbisogni dell'utenza;
- la realizzazione e messa in funzione dell'impianto pilota di sistema di poligenerazione, attraverso l'integrazione della caldaia a biomassa, della pompa di calore geotermica, di un sistema ausiliario (pompa di calore + accumulo) per l'emulazione dei carichi termici e frigoriferi di utenze nel settore agro-industriale, dei relativi sistemi di collegamento tra i componenti e di un opportuno sistema di controllo e regolazione per la gestione del sistema di poligenerazione e l'acquisizione dei dati di misura;
- la validazione del modello di simulazione dinamica relativo ad una delle configurazioni del sistema di poligenerazione (corrispondente ad un impianto di solar heating and cooling affiancato da caldaia a biomassa a supporto del campo di collettori solari) sulla base dei dati sperimentali raccolti nel corso della campagna sperimentale condotta da UNIBA.

1 Sviluppo di modelli di simulazione delle configurazioni del sistema di poligenerazione

Nel corso della prima annualità del progetto è stato avviato lo sviluppo di modelli di simulazione dinamica dei sistemi di poligenerazione [1], considerando come punto di partenza il modello dell'impianto di solar heating and cooling messo a punto nel corso del triennio di Ricerca di Sistema Elettrico 2015-2017. In particolare, è stato perfezionato il modello del campo di collettori solari a tubi evacuati e sono stati definiti ed integrati i modelli della caldaia a biomassa e del generatore fotovoltaico.

L'attività svolta nel corso della seconda annualità ha visto il completamento dei modelli di simulazione del sistema di poligenerazione, attraverso la definizione e la successiva implementazione in Matlab/Simulink di:

- modelli di simulazione della pompa di calore geotermica, del serbatoio di accumulo a stratificazione e del banco di batterie;
- modelli per la valutazione di un insieme di indici di valutazione delle prestazioni energetiche del sistema di poligenerazione, tra cui la frazione solare, il rendimento di produzione dell'energia termica e frigorifera prodotta, i risparmi di energia primaria non rinnovabile e le emissioni di CO₂ evitate.

I modelli di simulazione dei diversi componenti e i modelli per il calcolo degli indici di prestazione saranno opportunamente integrati tra loro, al fine di consentire lo studio delle differenti configurazioni dei sistemi di poligenerazione oggetto di studio nell'ambito del presente progetto.

1.1 Modello della pompa di calore geotermica

Allo scopo di simulare il comportamento della pompa di calore reversibile alimentata da una sonda geotermica verticale, è stato sviluppato in ambiente Matlab/Simulink un modello che consente di definire le prestazioni della pompa di calore geotermica in relazione alle sue condizioni operative.

In particolare, il modello utilizza come dati di input le curve di funzionamento della pompa di calore geotermica fornite dalla casa costruttrice. Tali curve consentono di definire:

- la potenza termica prodotta ($P_{GHP,th}$) e la potenza elettrica assorbita ($P_{GHP,th,el}$) in fase di riscaldamento, in funzione della temperatura dell'acqua all'ingresso dell'evaporatore lato sorgente ($T_{geo,in}$) e della temperatura dell'acqua calda in uscita dal condensatore lato utenza ($T_{user,out}$) (Figura 1);
- la potenza frigorifera prodotta ($P_{GHP,c}$) e della potenza elettrica assorbita ($P_{GHP,c,el}$) in fase di raffrescamento, in funzione della temperatura dell'acqua all'ingresso del condensatore lato sorgente ($T_{geo,in}$) e della temperatura dell'acqua refrigerata in uscita dall'evaporatore lato utenza ($T_{user,out}$) (Figura 2).

Le curve di funzionamento della pompa di calore geotermica sono state implementate all'interno di blocchi Lookup Table di tipo bidimensionale, che consentono di realizzare l'interpolazione e l'estrapolazione lineare dei dati di input, ovvero di calcolare un'approssimazione delle funzioni:

$$\begin{cases} P_{GHP,th} = f_1(T_{geo,in}, T_{user,out}) \\ P_{GHP,th,el} = f_2(T_{geo,in}, T_{user,out}) \\ P_{GHP,c} = f_3(T_{geo,in}, T_{user,out}) \\ P_{GHP,c,el} = f_4(T_{geo,in}, T_{user,out}) \end{cases} \quad (1)$$

sulla base delle specifiche tecniche della pompa di calore geotermica, definite attraverso le terne di valori:

- $P_{GHP,th}, T_{geo,in}, T_{user,out}$;
- $P_{GHP,th,el}, T_{geo,in}, T_{user,out}$;
- $P_{GHP,c}, T_{geo,in}, T_{user,out}$;
- $P_{GHP,c,el}, T_{geo,in}, T_{user,out}$.

Per poter calcolare i valori effettivi della potenza termica o frigorifera prodotta e della potenza elettrica assorbita, è necessario definire in maniera preliminare il salto di temperatura ottenibile in corrispondenza dello scambiatore lato utenza (che funge da condensatore in condizioni di riscaldamento o da evaporatore in condizioni di raffrescamento), a seconda della temperatura dell'acqua all'ingresso ($T_{user,in}$) e della temperatura massima ($T_{user,out,max}$) e minima ($T_{user,out,min}$) ottenibili grazie all'impiego della pompa di calore geotermica.

In base alle informazioni fornite dalla casa costruttrice, il salto termico corrispondente alla portata nominale è pari a 5°C; il minimo salto termico raccomandato (a cui corrisponde la massima portata ammessa) è pari a 3°C, mentre valori inferiori determinano un incremento eccessivo delle perdite di carico; infine il massimo salto termico (a cui corrisponde la minima portata ammessa) è di 8°C. Inoltre, la massima temperatura ottenibile in condizioni di riscaldamento ($T_{user,out,max}$) è di 65°C, mentre la minima temperatura conseguibile in condizioni di raffrescamento ($T_{user,out,min}$) è di 5°C.

Pertanto, la differenza di temperatura (ΔT_{user}) in condizioni di riscaldamento è calcolata sulla base della $T_{user,in}$ e $T_{user,out,max}$ secondo la relazione:

$$\Delta T_{user} = \begin{cases} 8 & \text{se } T_{user,in} \leq T_{user,out,max} - 8 \\ 65 - T_{user,in} & T_{user,out,max} - 8 < T_{H2O,in} \leq T_{H2O,out,max} - 3 \\ 0 & T_{H2O,in} < T_{H2O,out,max} - 3 \end{cases} \quad (2)$$

mentre in condizioni di raffrescamento in base ai valori di $T_{user,in}$ e $T_{user,out,min}$ secondo la relazione:

$$\Delta T_{user} = \begin{cases} 8 & \text{se } T_{user,in} \geq T_{user,out,min} + 8 \\ T_{user,in} - 5 & T_{user,out,min} + 3 \leq T_{H2O,in} < T_{H2O,out,min} + 8 \\ 0 & T_{H2O,in} < T_{H2O,out,min} + 3 \end{cases} \quad (3)$$

Definito il valore di ΔT_{user} , il modello calcola la temperatura dell'acqua all'uscita lato utenza, a seconda che la pompa di calore geotermica operi in fase di riscaldamento:

$$T_{user,out} = T_{user,in} + \Delta T_{user} \quad (4)$$

o di raffrescamento:

$$T_{user,out} = T_{user,in} - \Delta T_{user} \quad (5)$$

e i fattori correttivi della potenza termica e frigorifera prodotta (f_{c,P_p}) e della potenza elettrica assorbita (f_{c,P_a}), attraverso un'interpolazione lineare dei valori definiti in Tabella 1. Tali fattori correttivi permettono così di tenere conto delle differenze di funzionamento della pompa di calore geotermica rispetto alle condizioni nominali.

Tabella 1. Fattori correttivi della potenza termica e frigorifera prodotte (f_{c,P_p}) e della potenza elettrica assorbita (f_{c,P_a}) in funzione della differenza di temperatura all'evaporatore (raffrescamento) e al condensatore (riscaldamento)

	Condizioni di massima portata	Condizioni nominali	Condizioni di minima portata
ΔT_{user} (°C)	3	5	8
f_{c,P_p}	0.99	1	1.02
f_{c,P_a}	0.99	1	1.01

Definite quindi le condizioni di temperatura dell'acqua di ritorno dall'utenza ($T_{user,out}$) e della temperatura dell'acqua all'ingresso della pompa di calore geotermica lato sorgente ($T_{geo,in}$), il modello è in grado di

calcolare la potenza termica o frigorifera prodotta e la potenza elettrica assorbita, opportunamente corrette per tenere conto delle condizioni di funzionamento diverse da quelle nominali:

$$P_{GHP,th,eff} = P_{GHP,th} f_{c,P_p} \quad (6)$$

$$P_{GHP,c,eff} = P_{GHP,c} f_{c,P_p} \quad (7)$$

$$P_{GHP,th,el,eff} = P_{GHP,th,el} f_{c,P_a} \quad (8)$$

$$P_{GHP,c,el,eff} = P_{GHP,c,el} f_{c,P_a} \quad (9)$$

e quindi le prestazioni della pompa di calore geotermica in termini di coefficient of performance:

$$COP_{GHP} = P_{GHP,th,eff} / P_{GHP,th,el,eff} \quad (10)$$

ed energy efficiency ratio:

$$EER_{GHP} = P_{GHP,c,eff} / P_{GHP,c,el,eff} \quad (11)$$

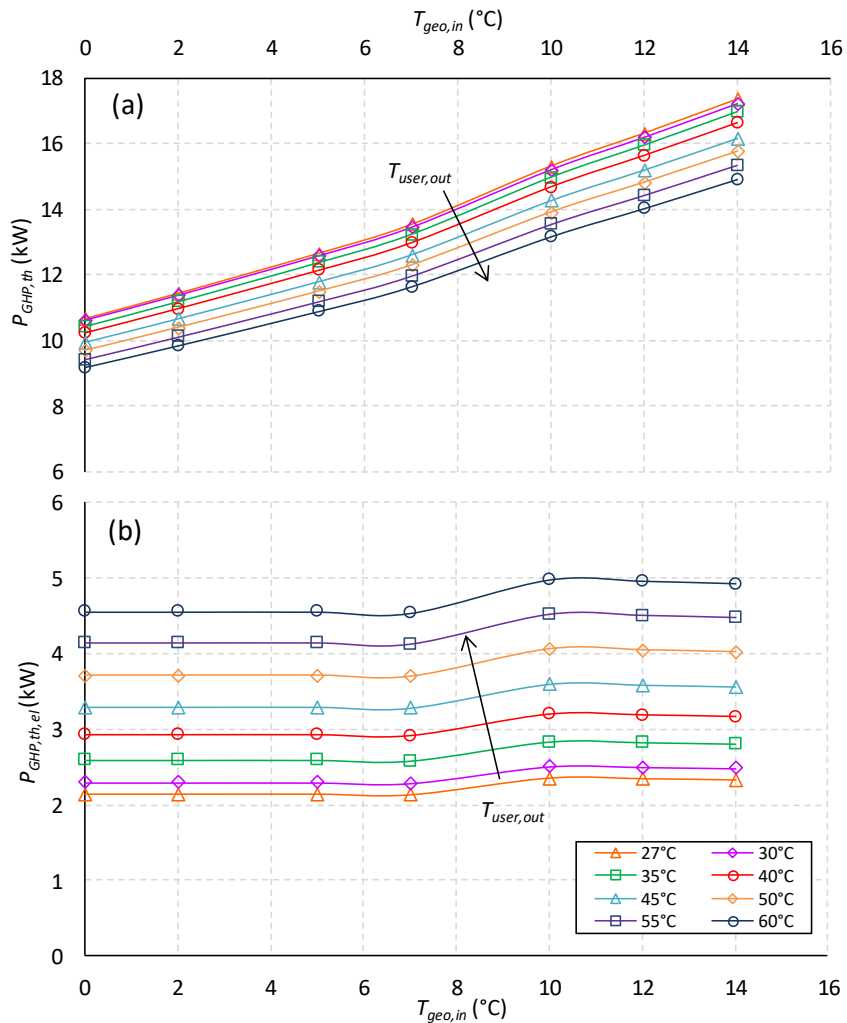


Figura 1. Potenza termica prodotta (a) e potenza elettrica assorbita (b) dalla pompa di calore geotermica in funzione della temperatura dell'acqua (lato sorgente) all'ingresso dell'evaporatore ($T_{geo,in}$) e della temperatura dell'acqua (lato utenza) in uscita dal condensatore ($T_{user,out}$)

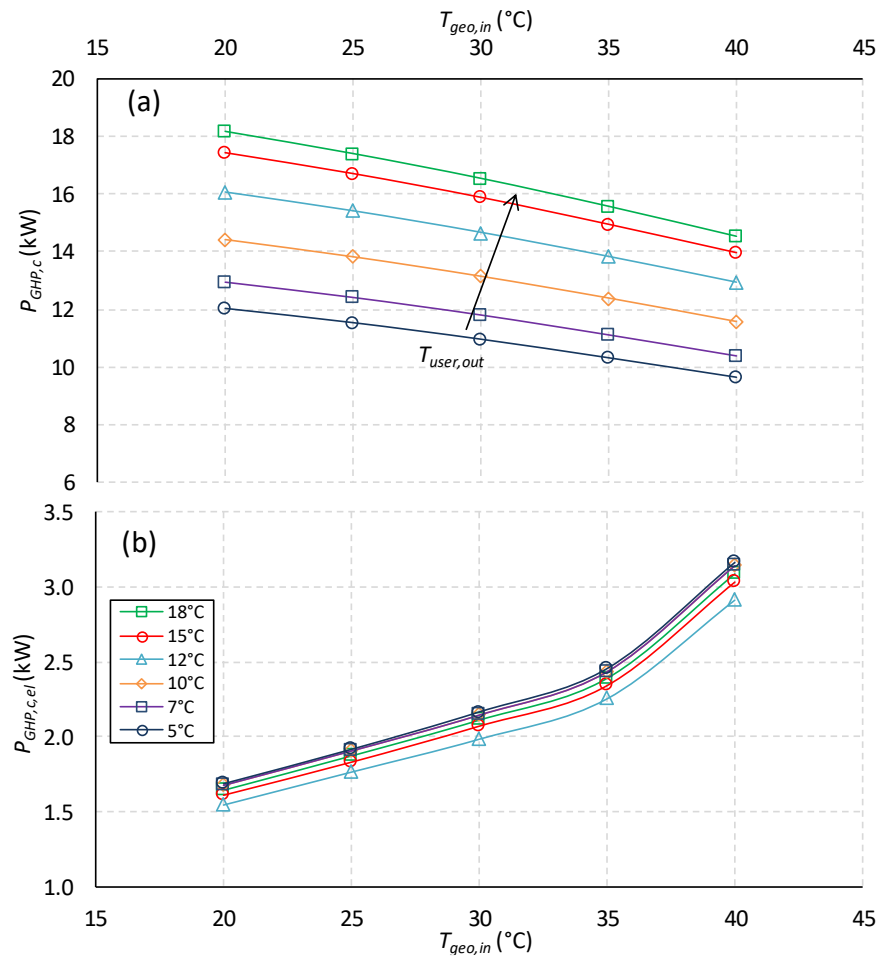


Figura 2. Potenza frigorifera prodotta (a) e potenza elettrica assorbita (b) dalla pompa di calore geotermica in funzione della temperatura dell'acqua (lato sorgente) all'ingresso del condensatore ($T_{geo,in}$) e della temperatura dell'acqua fredda (lato utenza) in uscita dall'evaporatore ($T_{user,out}$)

La Figura 3 mostra il modello della pompa di calore geotermica in ambiente Matlab/Simulink.

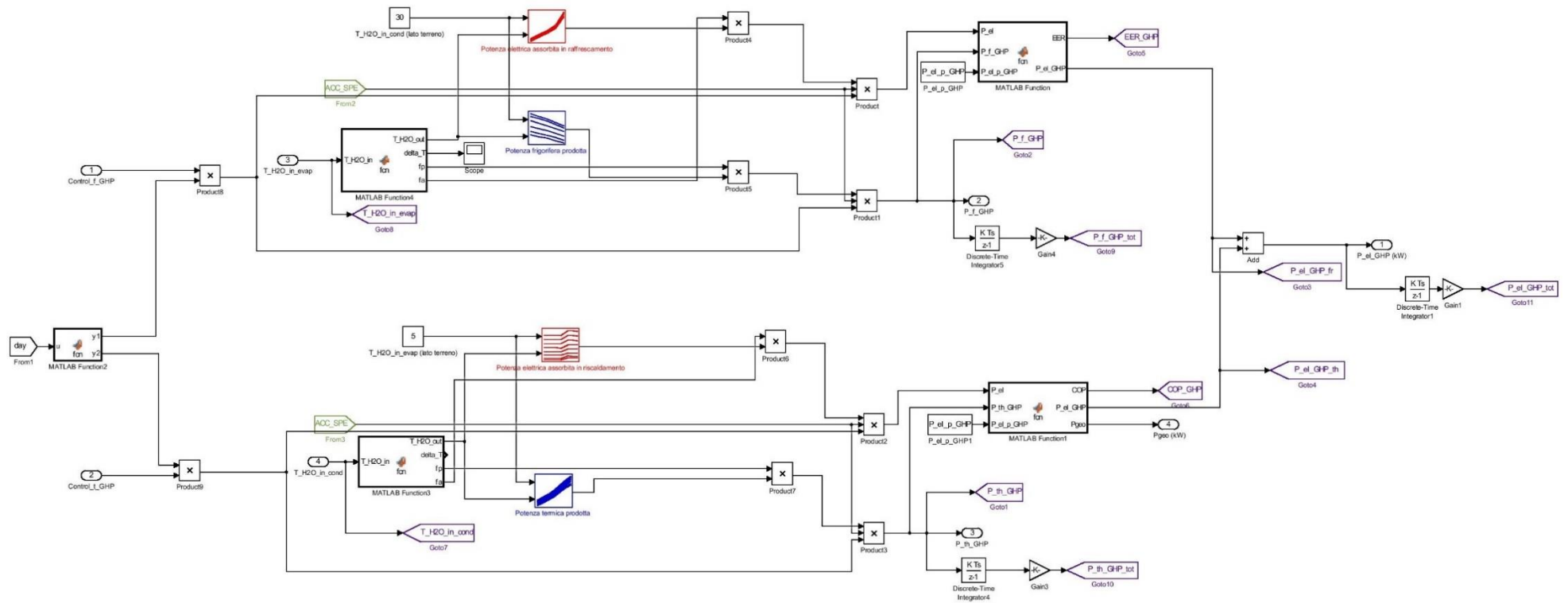


Figura 3. Modello della pompa di calore geotermica in ambiente Matlab/imulink

1.2 Modello del serbatoio di accumulo a stratificazione

Per simulare il comportamento del serbatoio di accumulo, è stato sviluppato un modello che divide il sistema di accumulo in 3 zone di miscelamento [2]. Tale modello risulta meno oneroso da un punto di vista computazionale rispetto ad un modello multi-nodo, ma allo stesso tempo consente di simulare il comportamento del serbatoio in maniera più accurata rispetto ad un modello a miscelamento perfetto.

Il modello si basa quindi su 3 equazioni differenziali, che esprimano il bilancio di energia nelle 3 zone:

$$\text{energia accumulata} = \text{energia in ingresso} - \text{energia in uscita} - \text{dispersioni termiche} \quad (12)$$

In particolare, il bilancio nelle singole zone può essere esplicitato come segue:

$$\begin{aligned} m_{T,1} c_{p,H2O} \frac{dT_{T,1}}{dt} &= m_{coll} c_{p,H2O} (T_{coll,out} - T_{T,1}) + m_{user} c_{p,H2O} (T_{T,2} - T_{T,1}) \\ &\quad - U_L A_{T,1} (T_{T,1} - T_{amb}) \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} m_{T,2} c_{p,H2O} \frac{dT_{T,2}}{dt} &= m_{coll} c_{p,H2O} (T_{T,1} - T_{T,2}) + m_{user} c_{p,H2O} (T_{T,3} - T_{T,2}) \\ &\quad - U_L A_{T,2} (T_{T,2} - T_{amb}) \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} m_{T,3} c_{p,H2O} \frac{dT_{T,3}}{dt} &= m_{coll} c_{p,H2O} (T_{T,2} - T_{T,3}) + m_{user} c_{p,H2O} (T_{user,out} - T_{T,3}) \\ &\quad - U_L A_{T,3} (T_{T,3} - T_{amb}) \end{aligned} \quad (15)$$

dove

$$m_{T,1} = m_{T,2} = m_{T,3} = \frac{\rho_{H2O} V_T}{3} \quad (16)$$

è la massa dell'acqua contenuta nelle 3 zone di miscelamento (corrispondente ad 1/3 di quella complessivamente contenuta nel serbatoio), $T_{T,1}$, $T_{T,2}$ e $T_{T,3}$ rappresentano i corrispondenti valori di temperatura, $T_{coll,out}$ è la temperatura dell'acqua all'uscita dei collettori solari, m_{user} è la portata di acqua calda prelevata dal serbatoio per soddisfare i fabbisogni delle utenze o alimentare il generatore della macchina frigorifera ad assorbimento e $T_{user,out}$ è la temperatura dell'acqua di ritorno al serbatoio dall'utenza. Da notare che $T_{T,3}$ coincide con la temperatura dell'acqua all'ingresso dei collettori ($T_{coll,in}$); inoltre le superfici esterne delle 3 zone del serbatoio sono calcolate come segue:

$$A_{T,1} = A_{T,3} = \frac{\pi D_T^2}{4} + \frac{\pi D_T L_T}{3} \quad (17)$$

$$A_{T,2} = \frac{\pi D_T L_T}{3} \quad (18)$$

essendo D_T il diametro ed L_T la lunghezza del serbatoio di accumulo termico.

La Figura 4 mostra il modello del serbatoio di accumulo a 3 nodi sviluppato in ambiente Matlab/Simulink.

Il modello è quindi in grado di valutare istante per istante le temperature dell'acqua nelle tre zone in cui è stato suddiviso il serbatoio ($T_{T,1}$, $T_{T,2}$ e $T_{T,3}$) e la potenza termica complessivamente dispersa nell'ambiente (P_{loss_HT}), a causa del non perfetto isolamento del serbatoio.

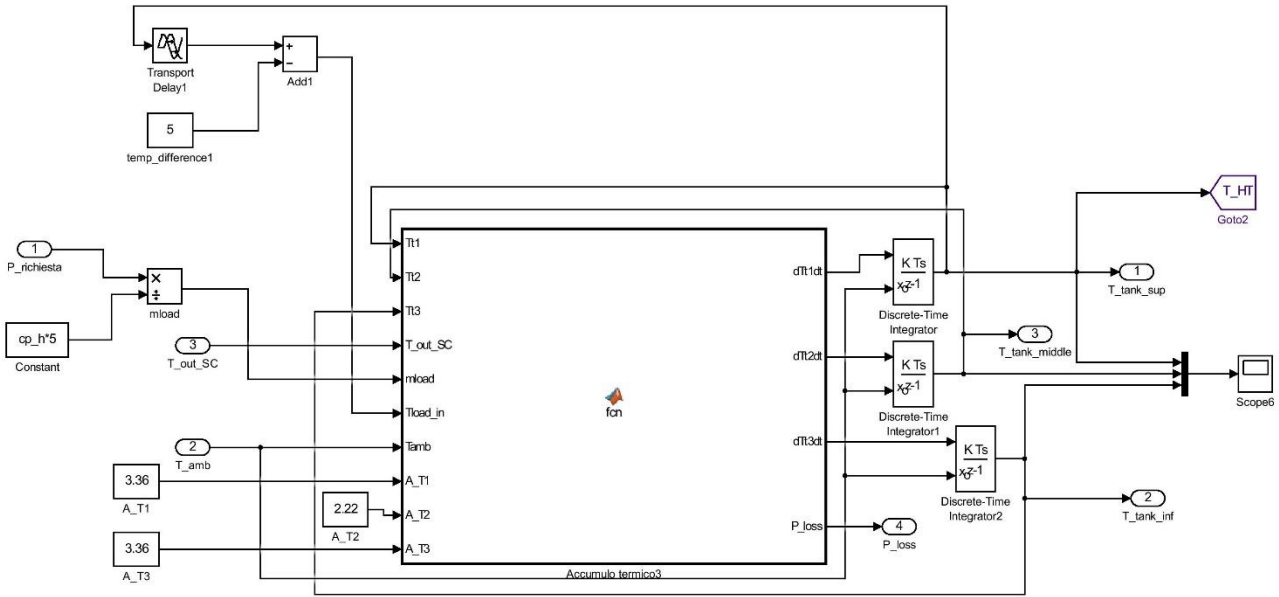


Figura 4. Modello del serbatoio di accumulo a 3 nodi in ambiente Matlab/Simulink

1.3 Modello del banco di batterie

È stato sviluppato un modello del banco di batterie in ambiente Matlab/Simulink che consente di valutare per ciascun intervallo di simulazione la capacità del banco di batterie ed il corrispondente stato di carica, come pure gli eventuali scambi di energia elettrica con la rete (energia elettrica prelevata o ceduta) [3,4]

Il modello richiede come dati di input la capacità nominale del banco di batterie (E_{batt_nom}), lo stato di carica minimo (SOC_{min}) e massimo (SOC_{max}), il rendimento in fase di carica (η_c) e scarica (η_s) ed il rendimento dell'inverter (η_{inv}) che converte l'energia elettrica prodotta dal generatore fotovoltaico da corrente continua ad alternata.

In particolare, il modello prevede la valutazione preliminare dell'energia che deve essere prelevata dal banco di batterie (E_{batt_out}) o che deve essere accumulata nello stesso (E_{batt_in}), sulla base della potenza elettrica prodotta dal generatore fotovoltaico in corrente alternata ($E_{el_prod_ac}$) e dei consumi di energia elettrica del sistema di poligenerazione (P_{el_cons}):

$$E_{batt_in} = \begin{cases} E_{el_prod_ac} - E_{el_cons}, & E_{el_prod_ac} > E_{el_cons} \\ 0, & E_{el_prod_ac} \leq E_{el_cons} \end{cases} \quad (19)$$

$$P_{batt_out} = \begin{cases} 0, & E_{el_prod_ac} > E_{el_cons} \\ E_{el_cons} - E_{el_prod_ac}, & E_{el_prod_ac} \leq E_{el_cons} \end{cases} \quad (20)$$

Sulla base dei valori assunti da $E_{el_batt_in}$ e $E_{el_batt_out}$ e dell'attuale stato di carica del banco di batterie (SOC), il modello è in grado di valutare la capacità del banco di batterie (E_{batt}), la potenza inviata alla rete

(nel caso in cui la capacità del banco di batterie sia insufficiente ad accumulare il surplus di produzione dell'impianto fotovoltaico), la potenza erogata dal banco di batterie all'utenza e l'eventuale potenza prelevata dalla rete (nel caso in cui la capacità del banco di batterie risulti inadeguata a soddisfare i carichi, garantendo allo stesso tempo che lo stato di carica non risulti inferiore al valore minimo).

Pertanto, in fase di carica ovvero se risulta che $E_{batt_in} > 0$, allora:

$$E_{batt}(t) = \begin{cases} E_{batt}(t - \Delta t) + E_{batt_in}\eta_c, & E_{batt_in}\eta_c \leq E_{batt_res_c} \\ E_{batt_in}(t - \Delta t) + E_{batt_res_c}, & E_{batt_in}\eta_c > E_{batt_res_c} \end{cases} \quad (21)$$

dove

$$E_{batt_res_c} = (SOC_{max} - SOC)E_{batt_nom} \quad (22)$$

rappresenta la capacità residua del banco di batterie in fase di carica. Inoltre, l'eventuale energia elettrica inviata alla rete è calcolata nella maniera seguente:

$$E_{el_grid_in}(t) = \begin{cases} 0, & E_{batt_in}\eta_c \leq E_{batt_res_c} \\ E_{batt_in}\eta_c - E_{batt_res_c}, & E_{batt_in}\eta_c > E_{batt_res_c} \end{cases} \quad (23)$$

Viceversa, in fase di scarica, ovvero se risulta che $P_{batt_out} > 0$, allora:

$$E_{batt}(t) = \begin{cases} E_{batt}(t - \Delta t) - E_{batt_out}/\eta_s, & E_{batt_out}/\eta_s \leq E_{batt_res_s} \\ E_{batt_in}(t - \Delta t) - E_{batt_res_s}, & E_{batt_out}/\eta_s > E_{batt_res_s} \end{cases} \quad (24)$$

dove

$$E_{batt_res_s} = (SOC - SOC_{min})E_{batt_nom} \quad (25)$$

rappresenta la capacità residua del banco di batterie in fase di scarica. Infine, l'energia elettrica prelevata dalla rete è valutata nella forma seguente:

$$E_{el_grid_out}(t) = \begin{cases} 0, & E_{batt_out}/\eta_s \leq E_{batt_res_s} \\ E_{batt_out}/\eta_s - E_{batt_res_s}, & E_{batt_out}/\eta_s > E_{batt_res_s} \end{cases} \quad (26)$$

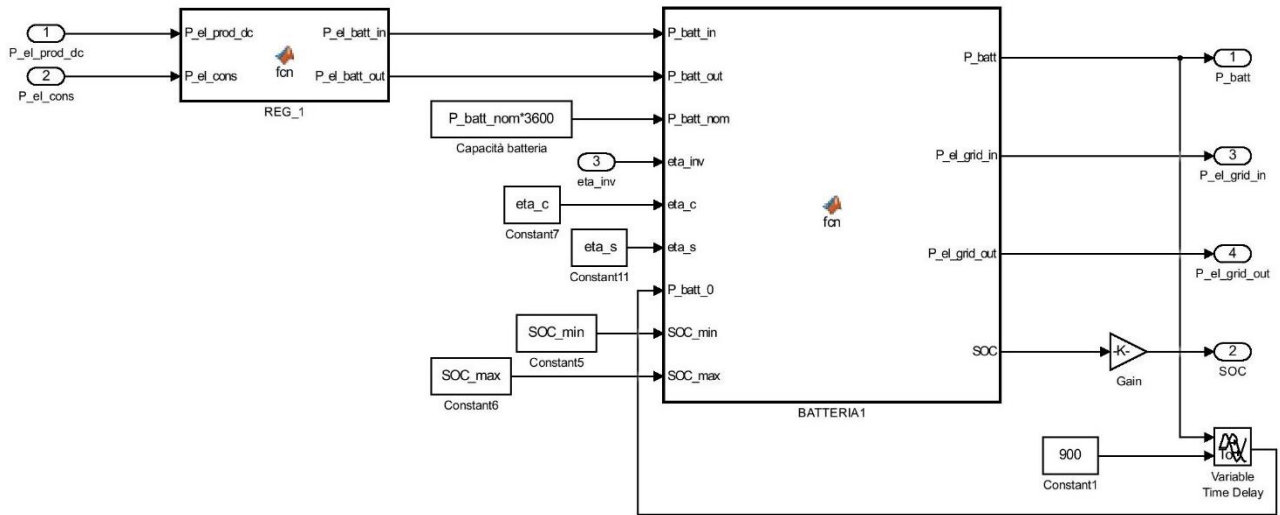


Figura 5. Modello del banco di batterie in ambiente Matlab/Simulink

1.4 Parametri per la valutazione delle prestazioni energetiche dei sistemi di poligenerazione

L'analisi critica della letteratura condotta nel corso della prima annualità [1] del progetto ha permesso di identificare i principali parametri di valutazione delle prestazioni energetiche dei sistemi di poligenerazione. Tenuto conto delle tipologie di sistemi oggetto di studio nel presente progetto, si è ritenuto opportuno focalizzare l'attenzione sui seguenti parametri prestazionali:

- la frazione solare;
- il rendimento di produzione dell'energia termica e frigorifera prodotta;
- i risparmi di energia primaria non rinnovabile;
- le emissioni di CO₂ evitate.

Per ciascuno dei parametri prestazionali considerati, è stato definito e successivamente implementato in ambiente Matlab/Simulink uno specifico modello di valutazione, caratterizzato sulla base delle tecnologie di generazione di energia presenti nel sistema di poligenerazione.

Frazione solare

La frazione solare (SF) indica il contributo dell'energia solare alla produzione complessiva di energia termica da destinare all'utenza o all'eventuale alimentazione di un macchina frigorifera ad assorbimento [5,6]. Ipotizzando che, oltre al campo di collettori solari, il sistema di poligenerazione comprenda due ulteriori tecnologie di generazione dell'energia termica, ovvero la caldaia a biomassa e la pompa di calore geotermica, la frazione solare può essere espressa come segue:

$$SF = \frac{E_{SC}}{E_{SC} + E_{BB} + E_{GHP,th}} \quad (27)$$

dove E_{SC} , E_{BB} e $E_{GHP,th}$ rappresentano le energie termiche prodotte rispettivamente dal campo di collettori solari evacuati, dalla caldaia a biomassa e dalla pompa di calore geotermica.

In particolare, la frazione solare ad un certo istante t è calcolata come segue:

$$SF = \frac{\int_0^t P_{SC} dt}{\int_0^t (P_{SC} + P_{BB} + P_{GHP,th}) dt} \quad (28)$$

dove P_{SC} , P_{BB} e $P_{GHP,th}$ sono rispettivamente le potenze termiche generate dal campo di collettori solari evacuati, dalla caldaia a biomassa e dalla pompa di calore geotermica.

Invece, la frazione solare relativa ad un intervallo mensile compreso tra l'istante $t_{m,i}$ e $t_{m,f}$ è data da:

$$SF_m = \frac{\int_{t_{m,i}}^{t_{m,f}} P_{SC} dt}{\int_{t_{m,i}}^{t_{m,f}} (P_{SC} + P_{BB} + P_{GHP,th}) dt} \quad (29)$$

La Figura 6 mostra il modello per il calcolo della frazione solare del sistema di poligenerazione in ambiente Matlab/Simulink.

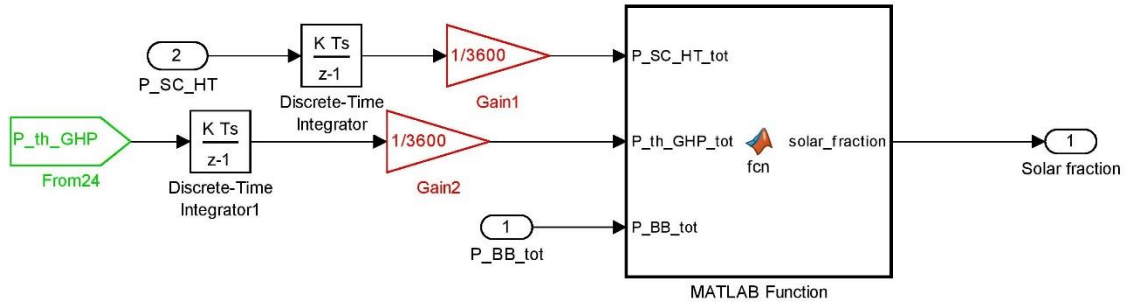


Figura 6. Modello per il calcolo della frazione solare del sistema di poligenerazione in Matlab/Simulink

Rendimento del sistema di poligenerazione di primo principio

Dato che il sistema di poligenerazione è in grado di produrre energia termica, frigorifera ed energia elettrica, è possibile definire tre distinti parametri prestazionali [7].

In termini di primo principio, il rendimento di generazione dell'energia termica riferito ad un certo istante t è definito come il rapporto tra l'energia termica fornita all'utenza e l'energia primaria impiegata dal sistema di poligenerazione per la sua produzione relative al medesimo istante:

$$\eta_{th,I} = \frac{\int_0^t P_{th,user} dt}{\int_0^t (P_{rad,inc} + m_{bio} LHV_{bio} + P_{GHP,el}/\eta_{grid} + P_{geo}) dt} \quad (30)$$

dove $P_{th,user}$ è la potenza termica fornita, $P_{sun,inc}$ è la radiazione solare incidente sui collettori solari, m_{bio} ed LHV_{bio} sono rispettivamente la quantità di biomassa consumata dalla caldaia ed il potere calorifico inferiore della medesima, $P_{GHP,el}$ la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore geotermica, P_{geo} è la

potenza termica estratta dal terreno attraverso la sonda geotermica ed η_{grid} è rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, assunto pari al 46% [8].

Nel caso in cui l'impianto di poligenerazione corrisponde ad un impianto di solar heating assistito da una caldaia a biomassa, i termini relativi all'energia primaria consumata dalla pompa di calore geotermica sono nulli ($E_{GHP,el} = 0$; $E_{geo} = 0$); viceversa, nel caso di un impianto di solar heating affiancato da una pompa di calore geotermica reversibile è nullo il termine relativo ai consumi di energia primaria della caldaia a biomassa ($m_{bio}LHV_{bio} = 0$).

Considerando l'intervallo di tempo compreso tra l'istante iniziale ed un certo istante t , è possibile anche calcolare un rendimento medio di generazione dell'energia termica:

$$\eta_{th,I,mean} = \frac{\int_0^t \eta_{th,I} dt}{t} \quad (31)$$

Infine, il rendimento di generazione dell'energia termica relativo ad un intervallo mensile compreso tra l'istante $t_{m,i}$ e $t_{m,f}$ è calcolato come segue:

$$\eta_{th,I,m} = \frac{\int_{t_{m,i}}^{t_{m,f}} P_{th,user} dt}{\int_{t_{m,i}}^{t_{m,f}} (P_{rad,inc} + m_{bio}LHV_{bio} + P_{GHP,el}/\eta_{grid} + P_{geo}) dt} \quad (32)$$

Per quanto riguarda la produzione di energia frigorifera, si è soliti fare riferimento al coefficiente di effetto utile o energy efficiency ratio, che corrisponde al rapporto tra l'energia termica sottratta alla sorgente a temperatura inferiore e l'energia spesa per conseguire tale effetto. Esprimendo quest'ultima in termini di energia primaria, il coefficiente di effetto utile è più propriamente detto rapporto di energia primaria; trascurando i consumi di energia elettrica dei sistemi ausiliari della macchina frigorifera ad assorbimento, il rapporto di energia primaria relativo ad un certo istante t ($REP_{c,I}$) è valutato come segue [9]:

$$REP_{c,I} = \frac{\int_0^t P_{c,user} dt}{\int_0^t (P_{rad,inc} + m_{bio}LHV_{bio} + P_{GHP,el}/\eta_{grid}) dt} \quad (33)$$

Da notare che il rapporto di energia primaria così valutato tiene conto dell'energia primaria complessiva in ingresso al sistema di poligenerazione, comprensiva della quota rinnovabile e di quella non rinnovabile.

Analogamente a quanto visto per il rendimento di generazione dell'energia termica, è possibile valutare un risparmio di energia primaria medio nell'intervallo di tempo t ($\overline{REP}_{c,I}$) ed un rapporto di energia primaria su base mensile ($REP_{c,I,m}$) attraverso le seguenti relazioni:

$$REP_{c,I,mean} = \frac{\int_0^t REP_{c,I} dt}{t} \quad (34)$$

$$REP_{c,I,m} = \frac{\int_{t_{m,i}}^{t_{m,f}} P_{c,user} dt}{\int_{t_{m,i}}^{t_{m,f}} (P_{rad,inc} + m_{bio}LHV_{bio} + P_{GHP,el}/\eta_{grid}) dt} \quad (35)$$

dove $P_{c,user}$ è la potenza frigorifera fornita all'utenza.

Dato che l'energia solare costituisce l'unica fonte di energia rinnovabile per la produzione di energia elettrica, il rendimento ad essa associato coincide con il rendimento del generatore fotovoltaico, così come definito nel report della linea di attività LA. 3.31.

Rendimento del sistema di poligenerazione di secondo principio

Il rendimento di primo principio non tiene conto tuttavia del "valore termodinamico" dell'energia termica o frigorifera prodotte e dell'energia primaria impiegata. Per ovviare a questo inconveniente, è necessario ricorrere al calcolo del rendimento di secondo principio. Nel caso di produzione di energia termica, questo è calcolato come segue:

$$\eta_{th,II} = \frac{\int_0^t P_{th,user} \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_{th}}\right) dt}{ex_{rad\ inc} + ex_{bio} + E_{GHP,el}/\eta_{grid}} \quad (36)$$

Potendo trascurare l'exergia associata all'energia geotermica a bassa temperatura ($ex_{geo} = 0$).

Nel caso di produzione di energia frigorifera, il rapporto di energia primaria valutato in termini di secondo principio è il seguente:

$$REP_{c,II} = \frac{\int_0^t P_{c,user} \left(\frac{T_{ref}}{T_c} - 1\right) dt}{ex_{rad\ inc} + ex_{bio} + E_{GHP,el}/\eta_{grid}} \quad (37)$$

Nelle equ. (36) e (37), $ex_{rad\ inc}$ e ex_{bio} rappresentano rispettivamente le exergie associate alla radiazione solare incidente sul campo di collettori solari e alla biomassa consumata dalla caldaia.

In particolare, l'exergia solare è definita in base al modello di Petela [10]:

$$ex_{SUN} = E_{inc} \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_{ref}}{T_{SUN}} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{ref}}{T_{SUN}} \right)^3 \right] \quad (38)$$

dove E_{inc} è la radiazione solare incidente sul campo di collettori solari, $T_{ref} = 298.15\ K$ è la temperatura del sistema ambiente di riferimento, $T_{SUN} = 5770\ K$ è la temperatura del Sole.

L'exergia associata alla biomassa è calcolata secondo la relazione [11]:

$$ex_{bio} = m_{bio} [(1 - x_{H_2O} - x_{ASH}) \beta LHV_{bio} + x_{H_2O} ex_{ch,H_2O} + x_{ASH} ex_{ch,ASH}] \quad (39)$$

con

$$\beta = \frac{\{1.044 + 0.016(x_H/x_C) - 0.3493(x_O/x_C)[1 + 0.0531(x_H/x_C)] + 0.0493(x_N/x_C)\}}{1 - 0.4124(x_O/x_C)} \quad (40)$$

dove x_{H_2O} e x_{ASH} le frazioni massiche dell'acqua e delle ceneri fornite dalla proximate analysis, x_H , x_O , x_C ed x_N le frazioni massiche dell'idrogeno, dell'ossigeno, del carbonio e dell'azoto secondo la ultimate analysis, mentre ex_{ch,H_2O} e $ex_{ch,ASH}$ le exergie dell'acqua delle ceneri, rispettivamente pari a 1300 kJ/kmol e 0 kJ/kmol.

In Figura 7 è mostrato il modello per il calcolo del rendimento di primo e secondo principio del sistema di poligenerazione sviluppato in ambiente Matlab/Simulink.

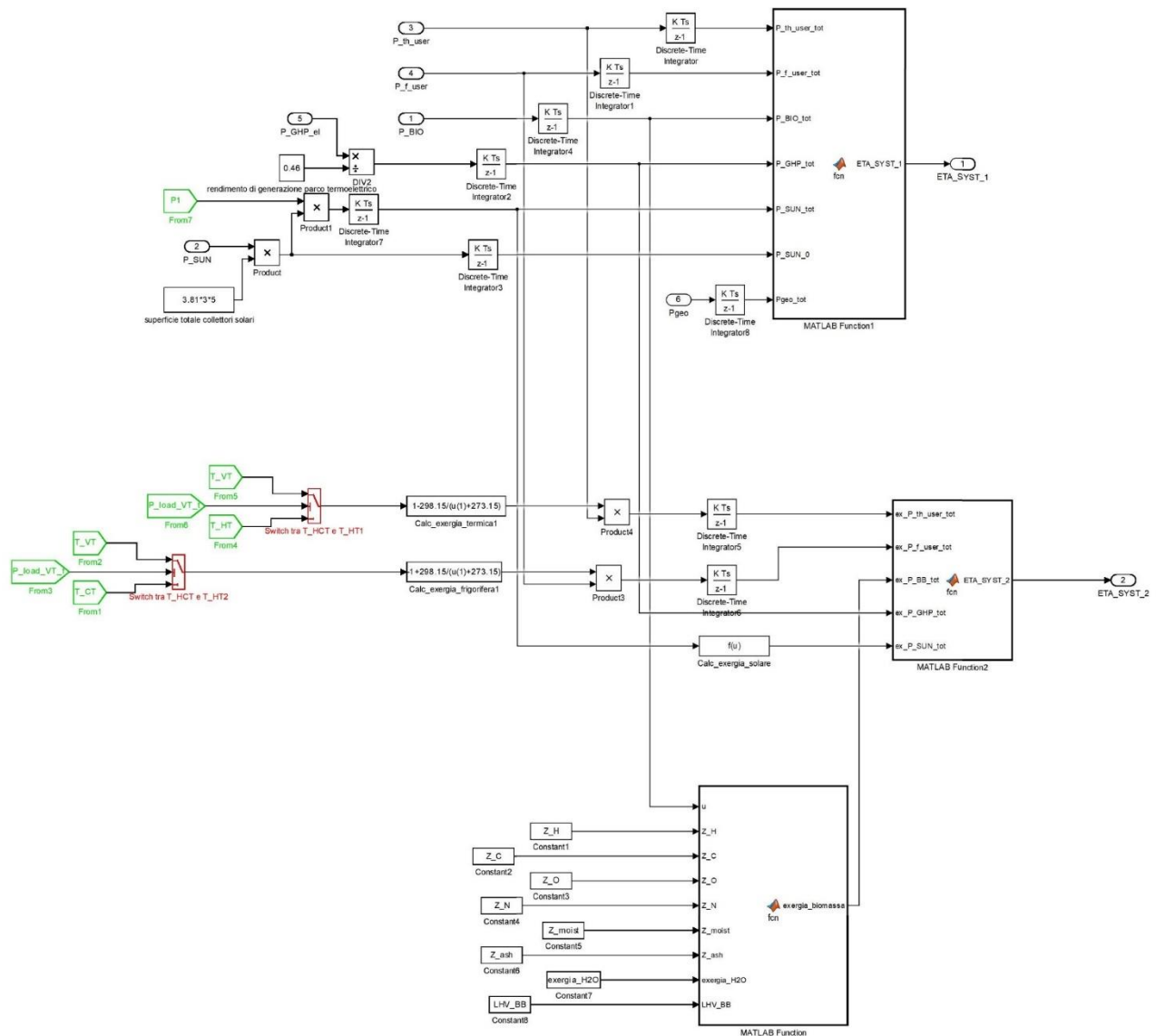


Figura 7. Modello per il calcolo del rendimento di primo e secondo principio del sistema di poligenerazione in Matlab/Simulink

Risparmi di energia primaria non rinnovabile

I risparmi di energia primaria non rinnovabile vengono calcolati rispetto ad un sistema convenzionale di riferimento che è in grado di produrre la medesima quantità di energia termica e frigorifera del sistema di poligenerazione [12]. In particolare, nell'ambito di questo progetto si è preso a riferimento un sistema in grado di produrre energia termica attraverso una caldaia a gas naturale ($\eta_{ref} = 90\%$) ed energia frigorifera grazie ad una pompa di calore aria-aria ($EER_{ref} = 3.8$). Pertanto i risparmi di energia primaria ad un certo istante t sono calcolati come segue:

$$\Delta PE = PE_{ref} - PE_{pol} \quad (41)$$

dove PE_{pol} e PE_{ref} rappresentano i consumi di energia primaria non rinnovabile del sistema di poligenerazione e del sistema di riferimento. In particolare, i consumi di energia primaria non rinnovabile del sistema di riferimento ad un certo istante t sono valutati come segue:

$$PE_{REF} = \frac{\int_0^t P_{th,user} dt}{\eta_{ref}} + \frac{\int_0^t P_{c,user} dt}{EER_{ref} \eta_{grid}} \quad (42)$$

trascurando per semplicità i consumi di energia elettrica associati alle pompe di circolazione ed eventuali sistemi ausiliari del sistema di riferimento.

Per quanto riguarda il sistema proposto, i consumi di energia primaria non rinnovabile sono quelli associati agli eventuali prelievi di energia elettrica dalla rete per alimentare i componenti del sistema di poligenerazione ($E_{pol,el}$):

$$PE_{pol} = \frac{E_{pol,el}}{\eta_{grid}} = \frac{\int_0^t (P_{BB,el} + P_{ABS,el} + P_{GHP,el} + P_{PUMP\&AUX,el}) dt}{\eta_{grid}} \quad (43)$$

essendo $P_{BB,el}$, $P_{ABS,el}$, $P_{GHP,el}$ e $P_{PUMP\&AUX,el}$ le potenze elettriche assorbite dalla caldaia a biomassa, dalla macchina frigorifera ad assorbimento, dalla pompa di calore geotermica, dalle pompe di circolazione e dai componenti ausiliari del sistema di poligenerazione.

Utilizzando le equ. (42) e (43) ed adattando opportunamente gli estremi di integrazione, è possibile valutare i risparmi di energia primaria mensili:

$$\Delta PE_m = PE_{ref,m} - PE_{pol,m} \quad (44)$$

Emissioni di CO₂ evitate

Le emissioni di CO₂ evitate ad un certo istante t sono calcolate come differenza tra le emissioni di CO₂ associate alla produzione dell'energia termica e frigorifera del sistema di riferimento (dovute sia al consumo di gas naturale che di energia elettrica) e le emissioni di CO₂ del sistema di poligenerazione:

$$\Delta CO_2 = f_{CO_2,NG} \frac{\int_0^t P_{th,user} dt}{\eta_{ref}} + f_{CO_2,el} \frac{\int_0^t P_{c,user} dt}{EER_{ref}} - f_{CO_2,el} \int_0^t (P_{BB,el} + P_{ABS,el} + P_{GHP,el} + P_{PUMP\&AUX,el}) dt \quad (45)$$

dove $f_{CO_2,NG}$ è il fattore di emissione del gas naturale (1.975 kg CO₂/Sm³) [13] e $f_{CO_2,el}$ è il fattore di emissione della produzione elettrica lorda nazionale aggiornato al 2019 (0.2776 kg CO₂/kWh_{el}) [14]:

Infine, le emissioni di CO₂ evitate su base mensile sono valutate come segue:

$$\Delta CO_{2,m} = f_{CO2,NG} \frac{\int_{t_{m,i}}^{t_{m,f}} P_{th,user} dt}{\eta_{ref}} + f_{CO2,el} \frac{\int_{t_{m,i}}^{t_{m,f}} P_{c,user} dt}{EER_{ref}} - f_{CO2,el} \int_{t_{m,i}}^{t_{m,f}} (P_{BB,el} + P_{ABS,el} + P_{GHP,el} + P_{PUMP\&AUX,el}) dt \quad (46)$$

La Figura 8 rappresenta il modello per il calcolo dei risparmi di energia primaria non rinnovabile e delle emissioni di CO₂ evitate del sistema di poligenerazione implementato in Matlab/Simulink.

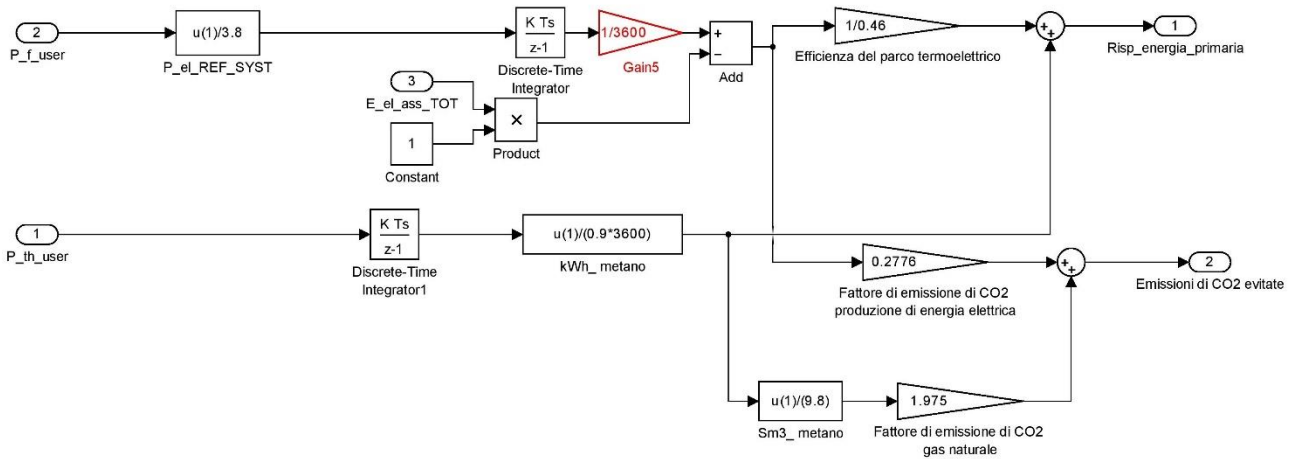


Figura 8. Modello per il calcolo dei risparmi di energia primaria non rinnovabile e delle emissioni di CO₂ evitate del sistema di poligenerazione in Matlab/Simulink

2 Analisi economica dei sistemi di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili

Nel corso della seconda annualità del progetto è stato portato a compimento lo sviluppo del modello per l'analisi economica dei sistemi di poligenerazione. Rispetto a quanto indicato nella proposta di progetto, si è ritenuto opportuno fare riferimento ad indici di prestazione economica più appropriati al tipo di sistemi oggetto di studio. Pertanto, in luogo degli indici di redditività quali il valore attuale netto, l'indice di profitto ed il tempo di ritorno dell'investimento, il modello economico sviluppato nell'ambito di questo progetto si propone di valutare un insieme di indici desunti dall'analisi dei principali studi di letteratura [15–18]. Tali indici mettono in relazione i costi e i benefici energetici ed ambientali del sistema di poligenerazione con quelli di un sistema di riferimento di tipo tradizionale, in grado di soddisfare i medesimi fabbisogni di energia termica e frigorifera.

In Tabella 2 sono riassunte le funzioni di costo dei componenti del sistema di poligenerazione, definite al termine della prima annualità del progetto (LA 3.31) sulla base dell'analisi della letteratura e dei dati di costo delle case costruttrici [1].

Il costo di investimento complessivo del sistema di poligenerazione è stato valutato sommando ai costi diretti associati all'acquisto dei componenti (C_{COMP}) i costi indiretti, tra cui:

- i costi relativi ai lavori per l'installazione dei diversi componenti del sistema di poligenerazione (C_{INSTAL});

- i costi associati alla realizzazione delle tubazioni di collegamento tra i componenti, i costi dei dispositivi di misura e del sistema di controllo dell'intero sistema di poligenerazione ($C_{INSTR\&CONTROL}$);
- i costi di progettazione e collaudo (C_{PROG}).

Pertanto il costo di investimento complessivo del sistema di poligenerazione, al netto di eventuali incentivi (C_{INC}), può essere espresso come segue:

$$C_{INV_POL} = C_{COMP_POL} + C_{INSTAL} + C_{INSTR\&CONTROL} + C_{PROG} - C_{INC} \quad (47)$$

dove $C_{INSTR\&CONTROL}$, C_{INSTAL} , C_{PROG} e C_{INC} sono valutati come percentuali di C_{COMP} , secondo le assunzioni di Tabella 3 [15].

Tabella 2. Modelli per la valutazione del costo di investimento dei componenti del sistema di poligenerazione e del sistema di riferimento

Componente	Unità di misura	Modello di costo
<u>Sistema di poligenerazione</u>		
Collettori solari a tubi evacuati [19]	€/m ²	$C_{SC} = 829.5A_{SC}^{-0.167}$
Serbatoi di accumulo caldo e freddo [19]	€/m ³	$C_{HT} = 5012.7(1000V_{HT})^{-0.193}$
Macchina frigorifera ad assorbimento [15]	€/kW _f	$C_{ABS} = 3700P_f^{-0.45}$
Torre evaporativa [20]	€/kW _t	$C_{CT} = 1527P_{CT}^{-0.521}$
Caldaia a biomassa (pellet) [21]	€/kW _t	$C_{BB} = 870P_{BB}^{-0.425}$
Pompa di calore geotermica [22]	€/kW _t	$C_{HP} = 4587.7P_{HP}^{-0.719}$
Sonda geotermica (costo comprensivo di scavo) [23]	€/m	$C_{DRIL\&BHE} = -29.9 \ln(L_{BHE}) + 221.8$
Generatore fotovoltaico (costo comprensivo dell'inverter, della progettazione, installazione e delle strutture di sostegno) [24]	€/kW _{el}	$C_{PV,tot} = \eta_{PV,peak} * 1000 \frac{C_{PV} + C_{INV}}{1 - C_{G\&D}}$
Banco di batterie al piombo acido (*) [25]	€/kWh	$C_{BT,Pb} \approx 150$
Banco di batterie al litio (*) [26]	€/kWh	$C_{BT,Li} \approx 600$
<u>Sistema di riferimento</u>		
Caldaia a gas naturale [15]	€/kW _t	$C_{NB} = 600P_{NB}^{-0.289}$
Pompa di calore aria-acqua [15]	€/kW _f	$C_{PDC} = 1219P_{PDC}^{-0.292}$

(*) valori medi

Tabella 3. Assunzioni per il calcolo dei costi indiretti del sistema di poligenerazione e del sistema di riferimento

$C_{INSTR\&CONTROL}$ (% C_{COMP}) [27]	25
C_{INSTAL} (% C_{COMP}) [28,29]	12
C_{PROG} (% C_{COMP})	10
C_{INC} (% C_{COMP})	0-100

Per quanto riguarda i costi annui di esercizio e manutenzione, questi sono stati valutati come percentuale del costo di acquisto dei singoli componenti [15], come indicato in Tabella 4.

Oltre ai costi di esercizio e manutenzione, è necessario valutare anche gli ulteriori costi operativi del sistema; tra questi si annoverano i costi per l'energia elettrica prelevata dalla rete per il funzionamento di componenti quali le pompe idrauliche e la pompa di calore geotermica, i costi per il reintegro dell'acqua di alimento della macchina ad assorbimento (consumata nella torre evaporativa) ed infine i costi associati ai consumi di biomassa della caldaia, ove presente nel sistema di poligenerazione. A questo riguardo, la Tabella 5 riassume i costi specifici per l'approvvigionamento dell'acqua e dei vettori energetici (biomassa ed elettricità). Pertanto i costi operativi complessivi possono essere espressi secondo la relazione seguente:

$$C_{O\&M_POL} = C_{O\&M_comp} + C_{O\&M_H2O} + C_{O\&M_el} + C_{O\&M_bio} \quad (48)$$

essendo $C_{O\&M_comp}$ i costi di esercizio e manutenzione complessivi dei componenti del sistema di poligenerazione, mentre $C_{O\&M_H2O}$, $C_{O\&M_el}$ e $C_{O\&M_bio}$ i costi annuali associati ai consumi di acqua della torre evaporativa [30], ai consumi di energia elettrica prelevata dalla rete e ai consumi di biomassa della caldaia. Per quanto riguarda in particolare i consumi di acqua della torre evaporativa, si è fatto riferimento alla seguente correlazione [30]:

$$m_{CT,H2O} = (0.0012 * 1.8 * (T_{cool,in} - T_{cool,out}) + 0.002) * m_{cool} * h_{op} \quad (49)$$

dove $m_{CT,H2O}$ è il consumo d'acqua della torre evaporativa, m_{cool} è la portata di acqua di raffreddamento richiesta dalla macchina frigorifera ad assorbimento, $T_{cool,in}$ e $T_{cool,out}$ le relative temperature di ingresso ed uscita dell'acqua di raffreddamento, mentre 1.8 è un fattore per la conversione della differenza di temperatura da °C a °F.

È quindi possibile valutare un costo annuale complessivo come segue:

$$C_{POL,a} = C_{INV_POL} f_a + C_{O\&M_POL} \quad (50)$$

dove

$$f_a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (51)$$

rappresenta il fattore di ammortamento, funzione della vita utile del sistema di poligenerazione e del tasso di interesse reale:

$$i = R - f \quad (52)$$

essendo R il tasso di interesse nominale ed f l'inflazione (Tabella 5).

Il costo unitario per la produzione di energia termica e/o frigorifera del sistema di poligenerazione è quindi calcolato come segue:

$$c_{prod_POL} = \frac{C_{POL,a}}{E_{th} + E_{cool}} \quad (53)$$

Quindi è possibile valutare il cosiddetto rapporto di costo, ovvero il rapporto tra c_{prod_POL} ed il costo unitario di produzione di un sistema di riferimento di tipo tradizionale, in grado di produrre la medesima quantità di energia termica e o frigorifera del sistema di poligenerazione:

$$c_{RATIO} = \frac{c_{prod_POL}}{c_{prod_ref}} \quad (54)$$

dove c_{prod_ref} è valutato in maniera analoga a c_{prod_POL} , impiegando le funzioni di costo del sistema di riferimento e dei relativi costi di esercizio e manutenzione riassunti in Tabella 2 Tabella 4 rispettivamente.

Un ulteriore indice di prestazione economica è rappresentato dal costo riferito all'unità di risparmio di energia primaria non rinnovabile (c_{PE_risp}) o ancora all'unità di emissioni di CO₂ evitate (c_{CO2_evit}) [16]:

$$c_{\Delta PE} = \frac{C_{POL,a} - C_{ref,a}}{\Delta PE_a} \quad (55)$$

e

$$c_{CO2} = \frac{C_{POL,a} - C_{ref,a}}{\Delta CO_{2,a}} \quad (56)$$

essendo $C_{ref,a}$ il costo annuale complessivo del sistema di riferimento, ΔPE_a e $\Delta CO_{2,a}$ i risparmi di energia primaria non rinnovabile e le emissioni di CO₂ evitate annue.

Tabella 4. Costi di esercizio e manutenzione dei componenti del sistema di poligenerazione e del sistema di riferimento [15]

<u>Sistema di poligenerazione</u>	Percentuale del costo del componente (%)
Collettori solari a tubi evacuati	1.5
Serbatoi di accumulo caldo e freddo	2
Macchina frigorifera ad assorbimento	3
Torre evaporativa	3.5
Caldaia a biomassa (pellet)	6
Pompa di calore geotermica	3.5
Generatore fotovoltaico	3
Banco di batterie al piombo acido	3
Banco di batterie al litio	3
Caldaia a gas naturale	3.5
Pompa di calore aria-acqua	3.5

In Tabella 5 sono riassunte le principali assunzioni relative ai parametri economici necessari al calcolo degli indici di prestazione economici, tra cui i costi dei vettori energetici impiegati (biomassa, gas naturale ed energia elettrica) ed i valori dei tassi di interesse ed inflazione riferiti all'anno 2020.

Tabella 5. Ulteriori assunzioni per l'analisi economica del sistema di poligenerazione e del sistema di riferimento

	Sistema di poligenerazione	Sistema di riferimento
c_{bio} (€/kg) [31]	0.3	-
c_{NG} (€/Sm ³) [32]	-	0.575
c_{el} (c€/kWh _{el}) [33]	33.63	33.63
c_{H2O} (€/m ³)	1	-
n (anni) [34]	25	15
R (%)	1.22	1.22
f (%)	-0.15	-0.15

Il modello di costo appena descritto è stato implementato in ambiente Excel, in modo da permettere di valutare in maniera automatica i diversi indici di prestazione economica, al variare delle tipologie di componenti del sistema di poligenerazione, delle relative taglie e dei parametri economici. In particolare, il modello implementato in Excel utilizza quattro distinti fogli di lavoro:

- *System configuration*
- *Input_data_POLYGEN*
- *Input_data_REF_SYSTEM*
- *Economic analysis*

Il foglio di calcolo *System configuration* (Figura 9) consente di definire le tipologie di componenti presenti nelle configurazioni del sistema di poligenerazione oggetto di studio (nel caso specifico C1, C2 e C3) e di caratterizzarne le corrispondenti prestazioni energetiche, tra cui i carichi termici e frigoriferi soddisfatti, i risparmi di energia primaria non rinnovabile e le emissioni di CO₂ evitate, dati questi che dovranno essere preventivamente valutati attraverso i modelli di simulazione dinamica.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1		C1	C2	C3	C1 opt 1	C1 opt 2	C2 opt	C3 opt 1		
2	Solar collectors	1	1	1	1	1	1	1		1
3	Biomass boiler	1	0	1	1	1	0	1		1
4	Absorption chiller	1	0	1	1	1	0	1		1
5	Geothermal heat pump	0	1	1	0	0	1	1		0
6	Geothermal well and borehole heat exchanger	0	1	1	0	0	1	1		0
7	Hot tank	1	1	1	1	1	1	1		1
8	Cold tank	1	1	1	1	1	1	1		1
9	Cooling tower	1	0	1	1	1	0	1		1
10	Photovoltaic generator (including inverter)	0	0	0	0	0	0	0		0
11	Battery bank	0	0	0	0	0	0	0		0
12										
13										
14	Biomass consumption (kg)	582.51	0	1051.3	697.86	983.19	0	734.79		582.51
15	Electricity consumption (kWh)	0	1622.8	313.92	0	0	1856.05	548.17		0
16	Absorption chiller operating hours (h)	355	0	459	527	534	0	1673		355
17	Thermal energy load (kWh _t)	3160.2	3221.9	4835.6	3222.1	3222.1	3223.6	4836.2		3160.18
18	Cooling energy load (kWh _c)	5185.4	5062.3	8174.8	5449.8	5449.8	5445.6	8174.8		5185.4
19	Non-renewable primary energy savings (kWh/year)	6477.8	2948.1	9367.0	6697.9	6697.9	2662.2	8858.5		6477.79
20	Avoided CO ₂ emissions (kg CO ₂ /year)	1086.5	640.8	1592.8	1119.6	1119.6	604.4	1527.8		1086.45
21										
22										
23										
24										
25										
26										
27										

Figura 9. Screenshot del foglio di calcolo *System configuration*

Il foglio di calcolo *Input_data_POLYGEN* (Figura 10) raccoglie l'insieme di tutti i dati di input e delle assunzioni relative a:

- le taglie dei componenti del sistema di poligenerazione, l'energia termica e frigorifera fornite e gli eventuali consumi dei vettori energetici impiegati (biomassa ed energia elettrica) e di acqua della torre evaporativa;
- i costi di esercizio e manutenzione dei componenti, i costi dei vettori energetici impiegati (biomassa ed energia elettrica) e i parametri economici (tasso di interesse ed inflazione).

	A	B	C	D	E	F	G
1							
2		Component	Component size	O&M cost (% of investment cost)			
3		Solar collectors (collector surface in m ²)	57.15	1.5%			
4		Biomass boiler (thermal power in kW _t)	30	6.0%			
5		Absorption chiller (nominal cooling power in kW _t)	17.2	3.0%			
6		Geothermal heat pump (thermal power in kW _t)	15	3.5%			
7		Geothermal well and borehole heat exchanger (length in m)	120	0.0%			
8		Hot tank (capacity in m ³)	2	2.0%			
9		Cold tank (capacity in m ³)	1	2.0%			
10		Cooling tower (thermal power in kW _t)	0.55	3.5%			
11		Photovoltaic generator including inverter (rated power in kW _p)	0	3.0%			
12		Battery bank (capacity in kWh)	0	3.0%			
13							
14		Installation and integration	Cost item (% of investment cost)				
15		Instrumentation and control	25%				
16		Installation costs	12%				
17		Design, planning and commissioning	0%				
18		Subsidies	0%				
19							
20		Other operating assumptions	UM	Consumption (UM)	Cost (€/UM)		
21		Electricity consumption	kWh	313.92	0.182		
22		Biomass consumption	kg	1051.3	0.3		
23		Water consumption	m ³	195.350	1		
24							
25		Plant lifetime (years)	20				
26		Interest rate	3.0%				
27		Inflation rate	0.5%				
28							
29		Heating load (kWh/year)	4835.55				
30		Cooling load (kWh/year)	8174.75				
31							
		System configuration	Input data_POLYGEN	Input data_REF_SYSTEM	Economic analysis		

Figura 10. Screenshot del foglio di calcolo *Input_data_POLYGEN*

Il foglio di calcolo *Input_data_REF_SYSTEM* (Figura 11), invece, riassume per il sistema di riferimento:

- i dati di input, ovvero le taglie dei componenti del sistema di riferimento (caldaia a gas naturale e pompa di calore aria-acqua), l'energia termica e frigorifera prodotte e i corrispondenti consumi di gas naturale ed energia elettrica;
- le assunzioni relative ai costi di esercizio e manutenzione dei componenti, ai costi dei vettori energetici impiegati e ai parametri economici (tasso di interesse ed inflazione).

	A	B	C	D	E
1					
2		Component	Component size	O&M cost (% of investment cost)	
3		Natural gas boiler (thermal power in kW _t)	30	3.5%	
4		Compression vapour chiller (nominal cooling power in kW _t)	17.2	3.5%	
5					
6		Installation and integration	Cost item (% of investment cost)		
7		Instrumentation and control	25%		
8		Installation costs	12%		
9		Design, planning and commissioning	0%		
10		Subsidies	0%		
11					
12					
13		Other operating assumptions	UM	Consumption (UM)	Cost (€/UM)
14		Electricity	kWh _e	2151.3	0.182
15		Natural gas	Sm ³	502.6	0.631
16		Water	m ³		1
17					
18		Plant lifetime (years)	15		
19		Interest rate	5.0%		
20		Inflation rate	0.5%		
21					
22		Heating load (kWh _t /year)	4835.55		
23		Cooling load (kWh _t /year)	8174.75		
24					
25					
26					
27					
		System configuration	Input data_POLYGEN	Input data_REF_SYSTEM	Economic analysis

Figura 11. Screenshot del foglio di calcolo *Input_data_REF_SYSTEM*

Definita la configurazione da esaminare (C1, C2 o C3), il foglio di calcolo *Economic analysis* (Figura 12) valuta:

- il costo complessivo dei componenti del sistema di poligenerazione (C_{COMP_POL}) e del sistema di riferimento (C_{COMP_ref}), sulla base delle funzioni di costo di Tabella 2;
- il costo complessivo di investimento del sistema di poligenerazione (C_{INV_POL}) e del sistema di riferimento (C_{INV_ref});
- i costi annuali di esercizio e manutenzione del sistema di poligenerazione ($C_{O\&M_POL}$) e del sistema di riferimento ($C_{O\&M_ref}$);
- gli indici di prestazione energetica, ovvero il costo unitario dell'energia termica e frigorifera prodotte dal sistema ($c_{prod,POL}$), il rapporto di costo (C_{RATIO}), il costo dell'unità di energia primaria non rinnovabile risparmiata (c_{APE}) ed il costo dell'unità di emissioni di CO₂ evitate (c_{CO2}), precedentemente definiti.

	A	B	C	D	E
1	Configurazione	POLYGENERATION			REFERENCE SYSTEM
2	C1	Investment cost			Investment cost
3	Component	Component cost (€)		Component	Component cost (€)
4	Solar collectors	24121.9		Natural gas boiler	6735.7
5	Biomass boiler	6173.4		Compression vapour chiller	9136.0
6	Absorption chiller	17690.6	2		
7	Geothermal heat pump	0.0	0		
8	Geothermal well and borehole heat exchanger	0.0			
9	Hot tank	2312.1			
10	Cold tank	1321.5			
11	Cooling tower	1146.8			
12	Photovoltaic generator (including inverter)	0			
13	Battery bank	0			
14	Total component cost (€)	52766.2		Total component cost (€)	15871.8
15					
16	Instrumentation and control (€)	13191.5		Instrumentation and control (€)	3967.9
17	Installation costs (€)	6331.9		Installation costs (€)	1904.6
18	Design, planning and commissioning (€)	5276.6		Design, planning and commissioning (€)	1587.2
19	Capital investment subsidies (€)	-26383.1		Capital investment subsidies (€)	0.0
20	Total investment cost (€)	51183.2		Total investment cost (€)	23331.5
21	Specific total investment cost (€/kW _e)	2975.8		Specific total investment cost (€/kW _e)	1356.5
22					
23		Annual O&M cost			Annual O&M cost
24	Electricity cost (€/year)	0.0		Electricity cost (€/year)	458.9
25	Biomass cost (€/year)	174.8		Natural gas cost cost (€/year)	188.9
26	Water cost (€/year)	34.7		Water cost (€/year)	0.0
27	Maintenance (€/year)	1375.8		Maintenance (€/year)	555.5
28	Total annual O&M cost (€/year)	1585.2	39.46	Total annual O&M cost (€/year)	1203.3
29					
30	Total annualized cost (€/year)	4017.0		Total annualized cost (€/year)	3375.8
31					
32	real interest rate (%)	1.4%		real interest rate (%)	4.5%
33	fa (%)	4.8%		fa (%)	9.3%
34	Cost of energy production (€/kWh)	0.481		Cost of energy production (€/kWh)	0.404
35	Cost ratio	1.2			
36	Primary energy saving (kWh)	6477.79			
37	GHG avoided (kg CO ₂ -equ)	1086.5			
38	Cost of primary energy saving (€/kWh)	0.099			
39	Cost of CO ₂ avoided (€/kg CO ₂)	0.59			
40					
41					

Figura 12. Screenshot del foglio di calcolo *Economic analysis*

3 Definizione delle possibili configurazioni del sistema di poligenerazione ed analisi di un caso di studio

L'analisi della letteratura condotta nel corso della prima annualità del progetto [1] ha permesso di identificare le possibili configurazioni del sistema di poligenerazione su cui focalizzare il successivo studio di simulazione. Sono state quindi identificate tre principali configurazioni di sistema di poligenerazione in grado di produrre energia termica e frigorifera. La prima configurazione (C1) è costituita da un impianto di solar heating and cooling assistito da una caldaia a biomassa; quest'ultima ha il compito di incrementare opportunamente la temperatura dell'acqua presente nel serbatoio di accumulo caldo nel caso in cui questa sia insufficiente a soddisfare i fabbisogni di energia termica o a garantire il corretto funzionamento della macchina frigorifera ad assorbimento. La seconda configurazione (C2) è rappresentata da un impianto solare termico affiancato da una pompa di calore geotermica reversibile destinata a soddisfare i fabbisogni di energia frigorifera e quelli di energia termica, qualora la temperatura dell'acqua nel serbatoio di accumulo caldo sia inferiore al valore richiesto dall'utenza. La terza configurazione (C3), infine, è una combinazione delle due configurazioni precedenti e corrisponde quindi ad un impianto di solar heating and cooling affiancato da caldaia a biomassa e pompa di calore geotermica.

Per ciascuna delle configurazioni appena descritte è stato sviluppato un corrispondente modello di simulazione dinamica in ambiente Matlab/Simulink, basato su un'opportuna strategia di controllo dei componenti principali del sistema.

Utilizzando tali modelli ed assumendo come caso di studio una serra per orticoltura caratterizzata da fabbisogni di energia termica nel periodo invernale e fabbisogni di energia frigorifera nel periodo estivo, è stato possibile simulare il comportamento delle diverse configurazioni di sistema di poligenerazione, al variare della disponibilità della fonte solare e dei carichi dell'utenza finale.

I risultati delle simulazioni condotte su base annuale hanno consentito di valutare i parametri prestazionali tipici dei sistemi di poligenerazione, tra cui la frazione solare, l'efficienza globale del sistema, i risparmi di energia primaria non rinnovabile e le emissioni di CO₂ evitate rispetto ad un sistema di riferimento in grado di soddisfare i medesimi fabbisogni di energia termica/frigorifera dell'utenza.

Allo scopo di valutare le condizioni operative ottimali per ciascuna delle configurazioni indagate, è stata dapprima condotta un'analisi di sensitività dei principali indici prestazionali alle variazioni dei parametri della strategia di controllo; quindi, questi ultimi sono stati ottimizzati, assumendo come funzione obiettivo la massimizzazione dell'efficienza e la minimizzazione dei carichi insoddisfatti.

In questa fase, si è ritenuto opportuno effettuare l'ottimizzazione dei parametri sulla base di una funzione di tipo energetico, per evitare che i risultati ottenuti (ovvero i parametri della strategia di controllo così individuata) fossero dipendenti dalle assunzioni relative ai parametri economici (tasso di interesse, inflazione, costi dei vettori energetici), che come ben noto possono variare nel tempo anche in maniera significativa.

3.1 Descrizione del caso di studio

Al fine di valutare la risposta del sistema di poligenerazione al variare della disponibilità di energia solare e dei carichi di energia termica e frigorifera, è stato considerato come caso di studio quello della serra per orticoltura collocata presso il centro didattico-sperimentale dell'Università di Bari, sito a Valenzano (Ba). L'utenza oggetto di studio è caratterizzata da fabbisogni di acqua calda ($T_{user,th} = 40^{\circ}C$) e acqua refrigerata ($T_{user,c} = 10^{\circ}C$), di entità variabile su base giornaliera e stagionale. La Figura 13 mostra l'andamento nel corso dell'anno dei consumi mensili di energia termica e frigorifera della serra. Allo scopo di limitare l'onere computazionale, si è stabilito di focalizzare l'indagine su archi temporali, gennaio-aprile e giugno-settembre, periodi nei quali si verifica circa l'80% ed il 90% dei consumi totali annuali di energia termica (4190.4 kWh) e frigorifera (5952.6 kWh) rispettivamente.

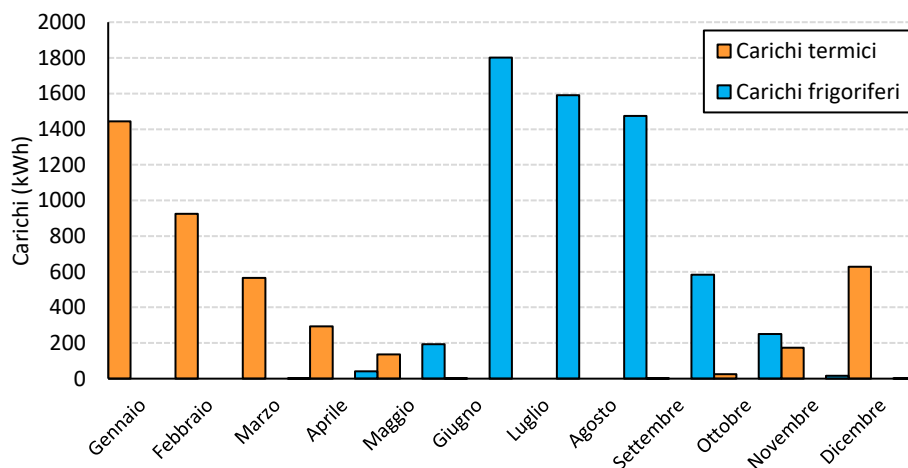


Figura 13. Andamento dei consumi di energia termica e frigorifera della serra per orticoltura di Valenzano (Ba)

Come prevedibile, i consumi di energia termica della serra nel periodo che va da gennaio ad aprile sono prevalentemente concentrati nelle prime ore del giorno e durante la sera (Figura 14a). Viceversa, i consumi di energia frigorifera si verificano nella parte centrale della giornata (Figura 14b) ed in particolare nella fascia oraria 6-20 per i mesi di giugno e luglio e 7-17 per i mesi di agosto e settembre.

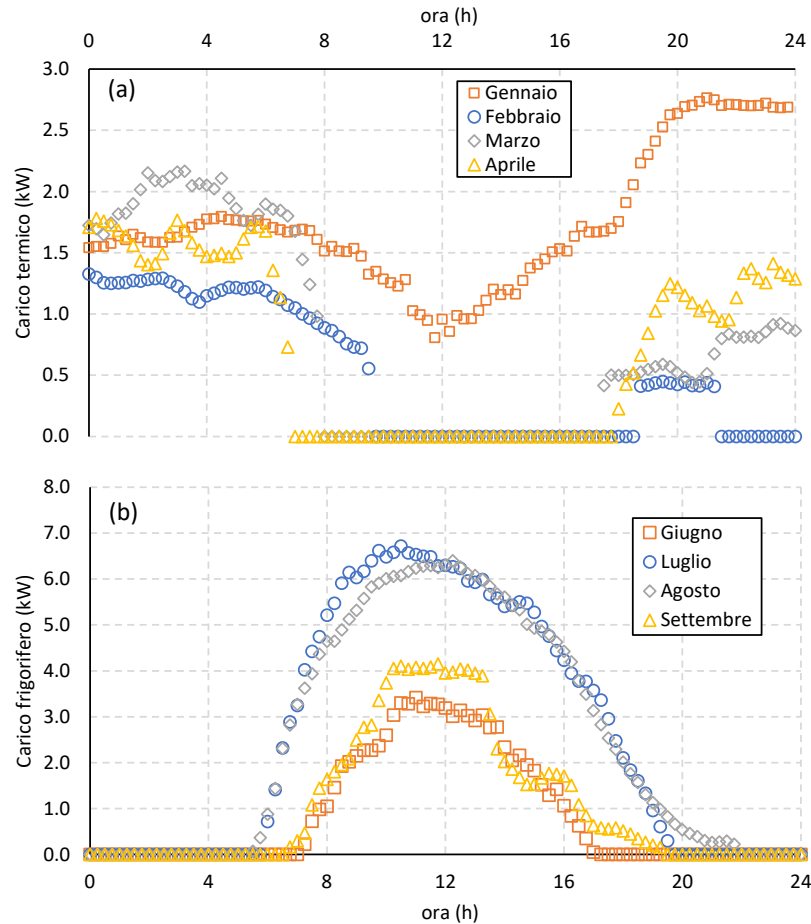


Figura 14. Profili giornalieri dei carichi termici (a) e frigoriferi (b) relativi al primo giorno di ciascuno mese

3.1.1 Configurazione C1: impianto di solar heating and cooling assistito da caldaia a biomassa

Nella prima configurazione indagata, il sistema di poligenerazione comprende il campo di collettori solari, la caldaia a biomasse, la macchina frigorifera ad assorbimento (provvista di torre evaporativa per il mantenimento in temperatura dell'acqua di raffreddamento dell'assorbitore) e due serbatoi di accumulo caldo e freddo. La Figura 15 fornisce una rappresentazione schematica delle modalità di collegamento tra i diversi componenti del sistema, mentre la Tabella 6 ne riassume le specifiche tecniche assunte in fase di sviluppo del modello dinamico della configurazione C1 in ambiente Matlab/Simulink.

Nella configurazione C1, l'energia termica prodotta dal campo di collettori solari e/o dalla caldaia a biomassa viene stoccata all'interno del serbatoio di caldo. Quest'ultimo svolge due importanti funzioni, ovvero garantisce il massimo sfruttamento della radiazione solare e permette di colmare l'eventuale sfasamento temporale tra la produzione e i fabbisogni dell'utenza. In regime invernale, l'energia termica disponibile può essere impiegata per soddisfare i fabbisogni di energia termica, a patto che la temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo (T_{HT}) sia maggiore o uguale a quella richiesta dall'utenza ($T_{user,th}$). Viceversa, in regime estivo, l'energia termica ha il compito di alimentare la macchina frigorifera ad assorbimento, sempre che la temperatura all'ingresso del generatore sia tale da garantirne il funzionamento ($T_{gen,in,ABS} \geq 70^\circ C$). L'acqua refrigerata (prodotta in condizioni nominali alla temperatura di $7^\circ C$) viene stoccata nel serbatoio di accumulo freddo e da qui prelevata per soddisfare gli eventuali carichi frigoriferi, nel caso in cui la temperatura al suo interno (T_{CT}) sia minore o uguale di quella richiesta dall'utenza ($T_{user,c}$). Analogamente al serbatoio di accumulo caldo, il serbatoio di accumulo freddo permette di svincolare la produzione di

energia frigorifera dai fabbisogni dell'utenza, offrendo così la possibilità di massimizzare la produzione di energia frigorifera.

Tabella 6. Specifiche tecniche dei componenti dell'impianto di solar heating and cooling assistito da caldaia a biomassa

<u>Collettori solari a tubi evacuati</u>	
Numero di collettori solari	15
Superficie complessiva (m ²)	57.2
a_0 (%)	71.8
a_1 (W/m ² K)	1.051
a_2 (W/m ² K ²)	0.004
Portata circolante nel singolo collettore (kg/s)	0.13
<u>Serbatoio di accumulo caldo</u>	
Volume (m ³)	2000
Trasmittanza accumulo caldo (W/m ² K)	0.31
Fattore di forma (m ⁻¹)	3.64
<u>Caldaia a biomassa</u>	
Potenza termica prodotta in condizioni nominali, $P_{BB,max}$ (kW)	30.7
Rendimento alla potenza nominale (%)	91.2
Rendimento alla potenza minima (%)	88.8
Potere calorifico biomassa (kWh/kg)	4.7
<u>Macchina frigorifera</u>	
Potenza frigorifera nominale (kW)	17.6
Potenza termica richiesta nominale (kW)	25.1
Energy efficiency ratio, EER_{ABS} (-)	0.7
Temperatura dell'acqua refrigerata in ingresso (°C)	12.5
Temperatura dell'acqua refrigerata in uscita (°C)	7
<u>Serbatoio di accumulo freddo</u>	
Volume (m ³)	1000
Trasmittanza accumulo freddo (W/m ² K)	0.31
Fattore di forma (m ⁻¹)	6.15

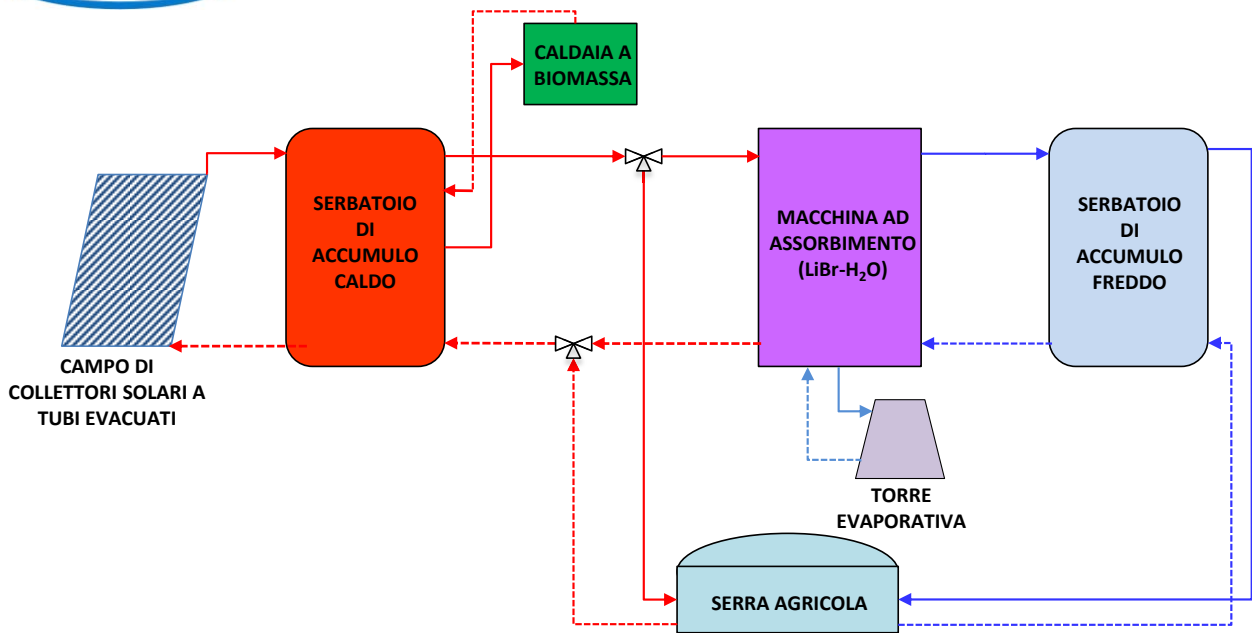


Figura 15. Impianto di solar heating and cooling assistito da caldaia a biomassa collegata in modo da riscaldare il serbatoio di accumulo caldo

I parametri che regolano la strategia di controllo della configurazione C1 sono i seguenti:

- la temperatura del serbatoio di accumulo caldo che determina l'accensione della caldaia a biomassa in presenza di carichi termici ($T_{BB,on,t}$) e frigoriferi ($T_{BB,on,f}$);
- la temperatura del serbatoio di accumulo caldo che determina lo spegnimento della caldaia a biomassa in presenza di carichi termici e frigoriferi, definita come segue:

$$T_{BB,off,th} = T_{BB,on,th} + \Delta T_{BB} \quad (57)$$

$$T_{BB,off,c} = T_{BB,on,c} + \Delta T_{BB} \quad (58)$$

dove ΔT_{BB} è la banda di isteresi della caldaia a biomassa;

- la minima differenza tra la temperatura dell'acqua uscente dai collettori solari e la temperatura del serbatoio di accumulo caldo per l'attivazione della pompa del circuito solare (ΔT_{SC-HT});
- la massima temperatura raggiunta dal serbatoio di accumulo caldo in presenza di carichi termici ($T_{HT,max,th}$) e frigoriferi ($T_{HT,max,c}$);
- la minima temperatura di accensione della macchina frigorifera ad assorbimento in presenza di carichi frigoriferi ($T_{min,ac,ABS}$).

Infine, la Tabella 7 riassume le assunzioni relative ai valori in condizioni di base dei parametri della strategia di controllo ed ai rispettivi campi di variabilità presi in esame per l'analisi di sensitività e la successiva ottimizzazione.

Tabella 7. Parametri della strategia di controllo della configurazione C1: assunzioni relative ai valori in condizioni di base e ai campi di variabilità

	Caso base	Valore minimo	Valore massimo
$T_{BB,on,th}$ (°C)	40	40	45
$T_{BB,on,c}$ (°C)	80	70	90
ΔT_{BB} (°C)	5	2	10
ΔT_{SC-HT} (°C)	5	2	8
$T_{min,ac,ABS}$ (°C)	9	7	10
$T_{HT,max,th}$ (°C)	50	45	55
$T_{HT,max,c}$ (°C)	95	90	100

La Figura 16 schematizza la strategia di controllo adottata per l'attivazione del circuito solare e l'accensione/spegnimento della caldaia a biomassa e della macchina frigorifera ad assorbimento, in presenza di carichi termici e frigoriferi.

Per quanto riguarda il circuito solare, la strategia di controllo prevede che la pompa di circolazione rimanga attiva finché la differenza tra la temperatura all'uscita dei collettori solari ($T_{SC,out}$) e la temperatura all'interno del serbatoio (T_{HT}) superi un valore minimo, definito da ΔT_{SC-HT} , purché $T_{HT} \leq T_{HT,max,th}$, essendo $T_{HT,max,th}$ la massima temperatura ammissibile all'interno del serbatoio.

Le fasi di accensione e spegnimento della caldaia a biomassa sono regolate da T_{HT} e dai livelli di temperatura di accensione ($T_{BB,on,th}$, $T_{BB,on,c}$) e spegnimento ($T_{BB,off,th}$, $T_{BB,off,c}$). In presenza di carichi termici, se T_{HT} risulta inferiore a $T_{BB,on,th}$, la caldaia a biomassa si attiva, producendo una potenza proporzionale alla differenza tra le suddette temperature. Per evitare frequenti accensioni/spegnimenti, la caldaia, una volta accesa, rimane attiva finché $T_{HT} \leq T_{BB,off,th}$. La modalità di erogazione della potenza da parte della caldaia è definita in Tabella 8: la caldaia a biomassa eroga la massima potenza finché $T_{HT} \leq T_{BB,on,th}$; se $T_{BB,on,th} < T_{HT} \leq T_{BB,off,th}$ la potenza erogata varia linearmente tra $P_{BB,min} = 0.3P_{BB,max}$ e $P_{BB,max}$; viceversa, se $T_{HT} > T_{BB,off,th}$, la caldaia viene spenta, ovvero $P_{BB} = 0$.

In presenza di carichi frigoriferi, la strategia di controllo e le modalità di erogazione della potenza della caldaia a biomassa sono le medesime, tranne per i livelli di temperatura di accensione ($T_{BB,on,c}$) e spegnimento ($T_{BB,off,c}$).

Tabella 8. Potenza erogata dalla caldaia a biomassa al variare della temperatura nel serbatoio di stoccaggio in presenza di carichi termici e frigoriferi

Carichi termici	Carichi frigoriferi	P_{BB}
$T_{HT} \leq T_{BB,on,th}$	$T_{HT} \leq T_{BB,on,c}$	$P_{BB,max}$
$T_{BB,on,th} < T_{HT} \leq T_{BB,off,th}$	$T_{BB,on,c} < T_{HT} \leq T_{BB,off,c}$	$\left(0.3 + 0.7 \frac{T_{HT} - T_{BB,off}}{T_{BB,on} - T_{BB,off}}\right) P_{BB,max}$
$T_{HT} > T_{BB,off,th}$	$T_{HT} > T_{BB,off,c}$	0

Infine, per quanto riguarda la macchina ad assorbimento, quest'ultima rimane attiva finché la temperatura all'interno del serbatoio (T_{CT}) risulta superiore ad un valore limite definito da $T_{min,ac,ABS}$, purché la temperatura all'ingresso del generatore sia tale da garantirne il funzionamento ($T_{gen,in,ABS} \geq 70^\circ\text{C}$).

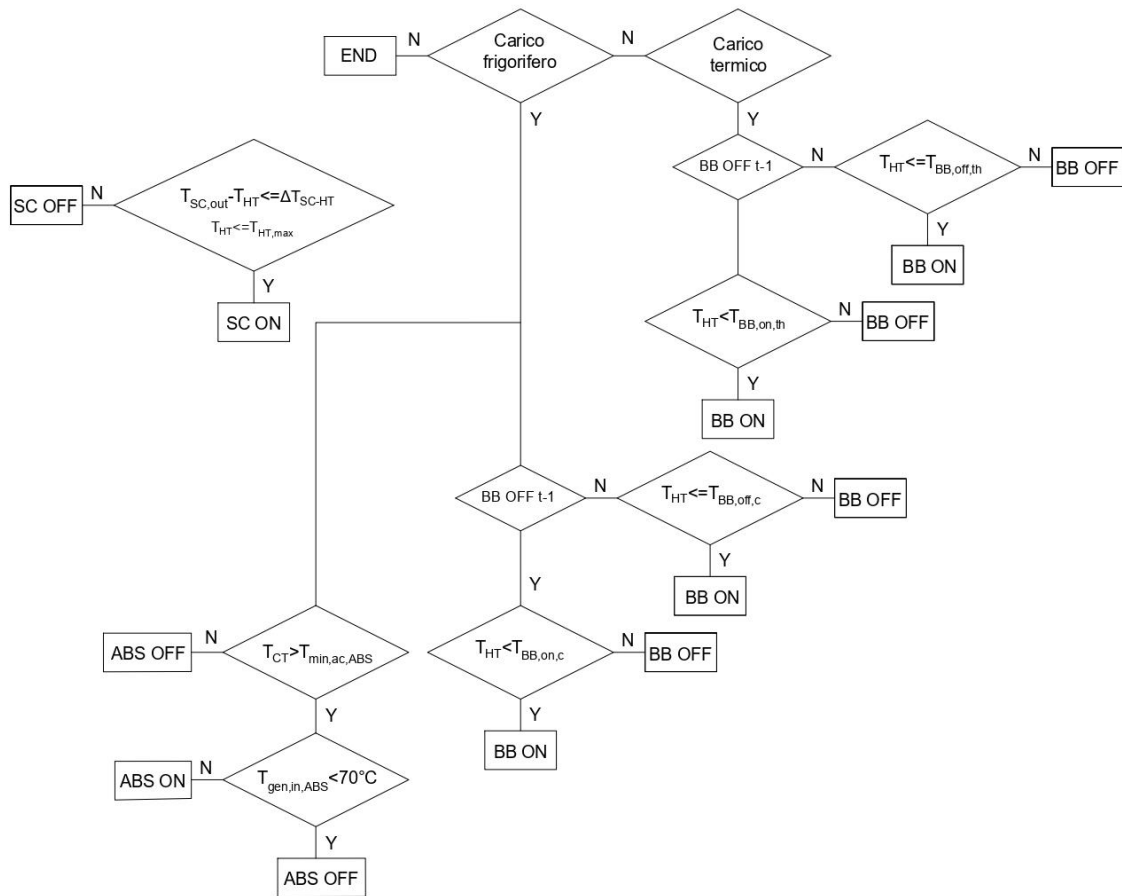


Figura 16. Configurazione C1: strategia di controllo dei collettori solari, della caldaia a biomassa e della macchina ad assorbimento

Funzionamento in presenza di carichi termici

Allo scopo di valutare il comportamento della configurazione C1 del sistema di poligenerazione in presenza di carichi termici, è stata condotta una simulazione tra gennaio e aprile, periodo nel quale si concentra approssimativamente l'80% della richiesta di acqua calda da parte dell'utenza.

Le prestazioni della configurazione C1 sono state valutate preliminarmente assumendo che i parametri della strategia di controllo assumano i valori di base indicati in Tabella 7.

A questo proposito, la Figura 17 mostra l'andamento della potenza termica erogata dalla caldaia a biomassa, della potenza termica fornita all'utenza dal serbatoio di accumulo caldo, del carico termico dell'utenza e della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo per due archi temporali relativi ai mesi di gennaio (Figura 17a) ed aprile (Figura 17b). Nel periodo compreso tra l'1 ed il 5 gennaio, la temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo varia in funzione dell'ora del giorno, raggiungendo un massimo di circa 50°C nelle ore di massima insolazione. Si nota in particolare che, finché T_{HT} è inferiore al valore di set-point dell'utenza ($T_{user,th} = 40^{\circ}\text{C}$, la caldaia a biomassa rimane continuamente accesa (erogando la massima potenza), allo scopo di riscaldare l'acqua presente nel serbatoio di accumulo fino al valore desiderato. Pertanto, in questo intervallo di tempo la potenza fornita dal serbatoio all'utenza è nulla e i carichi termici risultano insoddisfatti. Quando T_{HT} supera la soglia dei 40°C, la caldaia rimane accesa, erogando una potenza proporzionale alla differenza di temperatura tra T_{HT} e $T_{BB,off}$, mentre quando T_{HT} supera $T_{BB,off}$, la caldaia viene spenta.

Nei giorni successivi al 1° gennaio, la caldaia si riaccende in maniera sporadica (principalmente durante le prime ore del giorno o alla sera), ovvero quando T_{HT} scende sotto $T_{BB,on}$. Si nota, inoltre, che la potenza accumulata nel serbatoio caldo è sempre in grado di soddisfare le richieste dall'utenza, ovvero istante per istante la potenza fornita dal serbatoio di accumulo è in grado di coprire i carichi termici dell'utenza ($P_{HT} = L_{th}$).

Nel periodo compreso tra l'1 ed il 5 aprile, invece, T_{HT} risulta sempre compresa tra 42°C e 54°C; pertanto la caldaia a biomassa rimane sempre spenta ($P_{BB} = 0$), mentre $P_{HT} = L_{th}$.

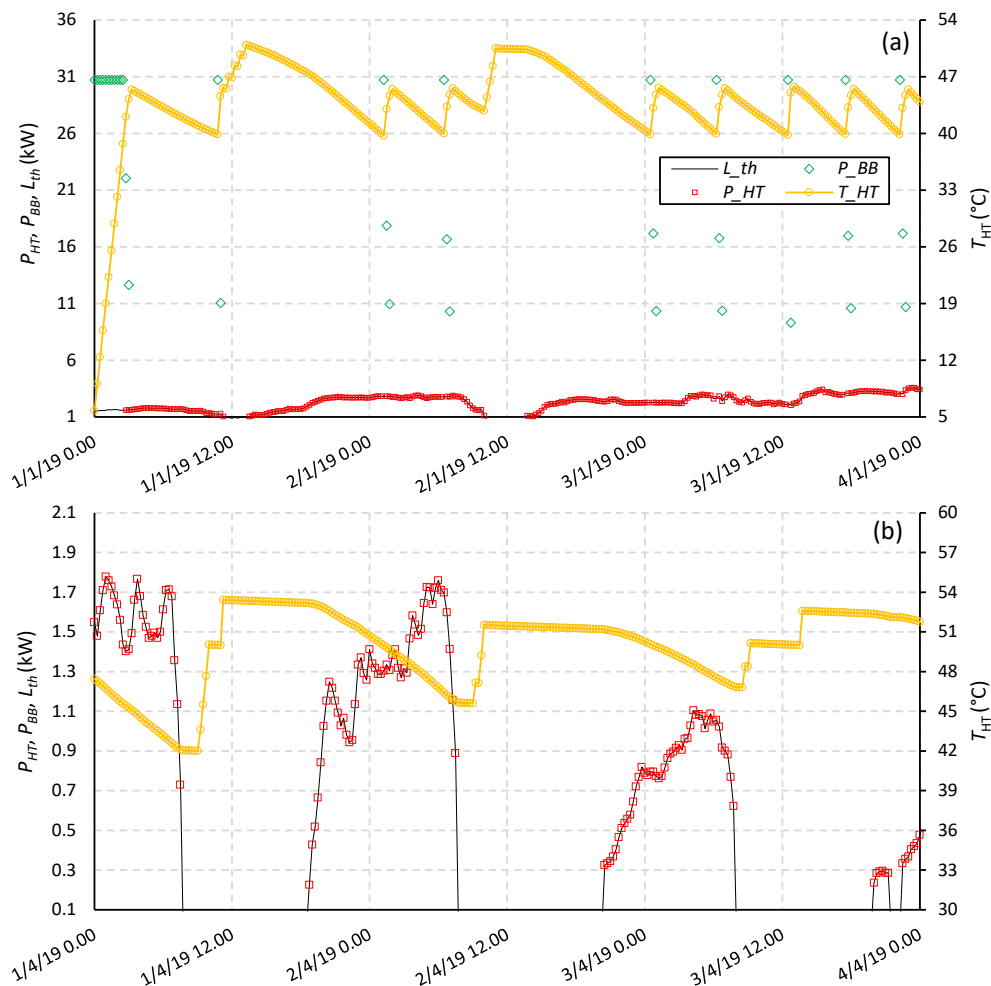


Figura 17. Configurazione C1: andamento della potenza termica fornita dal serbatoio e dalla caldaia a biomassa, del carico termico e della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo per due periodi relativi ai mesi di gennaio (a) ed aprile (b)

Come evidenziato in Figura 18a, l'energia termica fornita al serbatoio di accumulo caldo dalla caldaia a biomassa diminuisce in maniera significativa nel periodo di tempo considerato, diventando praticamente trascurabile nel mese di aprile. Pertanto la frazione solare su base mensile (valutata attraverso l'equ. 29) cresce, passando dal 34% (gennaio) ad oltre il 90% (aprile) (Figura 18b). Inoltre la Figura 19 mostra come la frazione solare cresca progressivamente nel tempo, attestandosi intorno al 53% al termine del periodo di indagine.

La strategia di controllo di "base" considerata garantisce il soddisfacimento di circa il 98% dei carichi di energia termica (3226.46 kWh) nel periodo considerato. Si nota, in particolare, come i carichi termici insoddisfatti siano per lo più concentrati nel mese di gennaio (67% del totale), risultando praticamente trascurabili nei mesi di marzo ed aprile (Figura 18c).

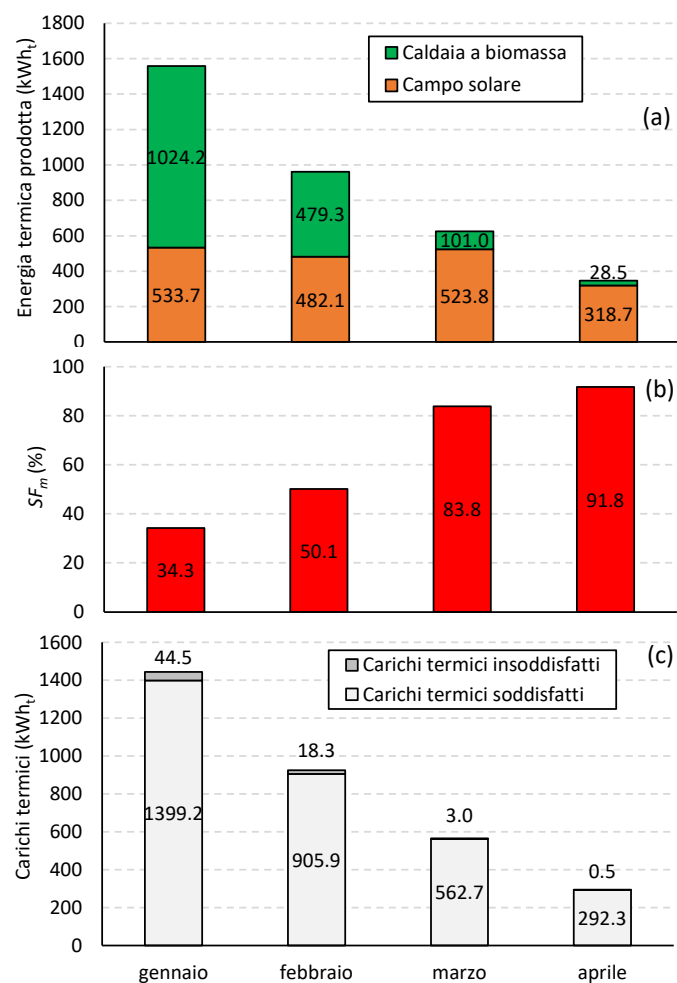


Figura 18. Configurazione C1: andamento mensile dell'energia termica fornita al serbatoio di accumulo caldo dalla caldaia a biomassa e dal campo di collettori solari (a), della frazione solare (b), dei carichi termici soddisfatti ed insoddisfatti (c), per il periodo compreso tra gennaio ed aprile

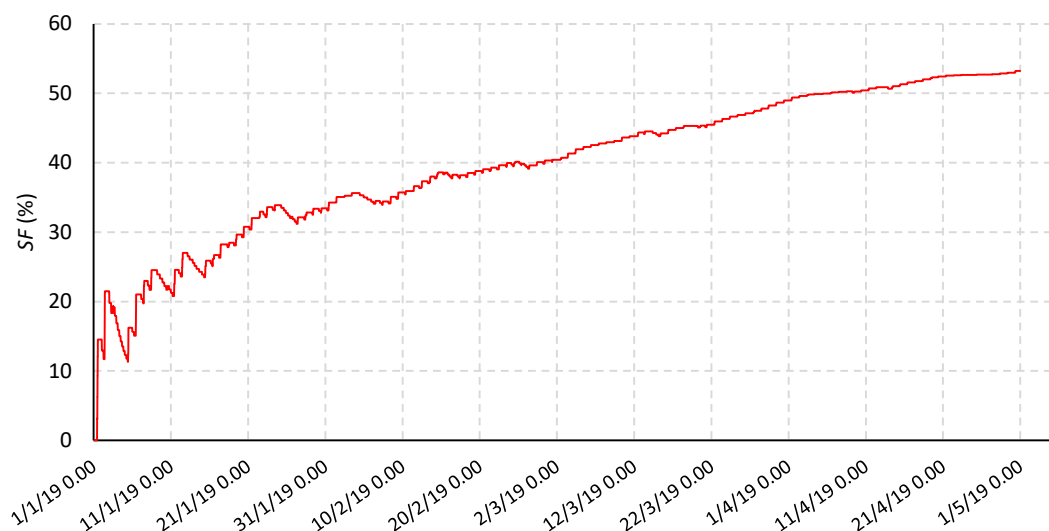


Figura 19. Configurazione C1: andamento della frazione solare cumulativa nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

Focalizzando l'attenzione sulle prestazioni dei componenti del sistema adibiti alla produzione di energia termica, si nota come l'efficienza media mensile dei collettori solari sia sempre superiore al 50%, mentre i valori massimi oscillano tra il 66% (aprile) e l'82% (gennaio) (Figura 20). Per quanto riguarda la caldaia a biomassa, invece, la Tabella 9 riassume i valori dell'efficienza e le potenze erogate (medie e massime), i consumi di biomassa e, infine, il numero complessivo di accensioni e spegnimenti. Si nota, in particolare, come la potenza erogata mediamente nelle ore di accensione sia sempre superiore ai 19 kW, mentre la potenza massima coincide con il valore nominale (30.9 kW). Complessivamente il consumo di biomassa è pari a circa 341 kg, di cui oltre il 90% è da attribuire ai mesi di gennaio e febbraio, nei quali si verifica il maggior numero di accensioni e spegnimenti.

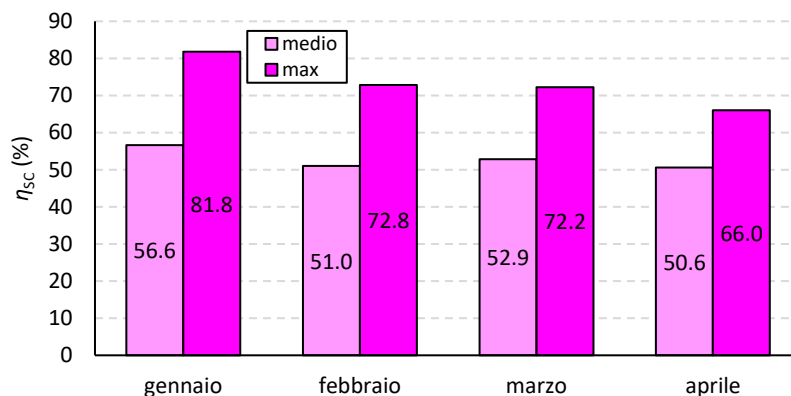


Figura 20. Configurazione C1: efficienza media e massima dei collettori solari a tubi evacuati nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

Tabella 9. Configurazione C1: parametri prestazionali della caldaia a biomassa nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

	$P_{BB,mean}$ (kW)	$P_{BB,max}$ (kW)	$\eta_{BB,mean}$ (%)	$\eta_{BB,max}$ (%)	q_{BIO} (kg)	$n_{ON-OFF,BB}$ (-)
gennaio	20.1	30.7	90.0	91.2	213.7	132
febbraio	19.4	30.7	89.9	91.2	100.1	66
marzo	19.2	30.7	89.9	91.2	21.1	14
aprile	19.0	30.7	89.8	91.2	6.0	4

A questo proposito, la Figura 21 mostra, in particolare, come il numero complessivo di accensioni della caldaia a biomassa nel periodo compreso tra gennaio e febbraio sia particolarmente concentrato nel corso delle prime ore della giornata (tra le ore 4 e le ore 11), riducendosi drasticamente non solo nelle ore di massima insolazione, ma anche in quelle successive, proprio grazie all'energia termica precedentemente accumulata nel serbatoio caldo.

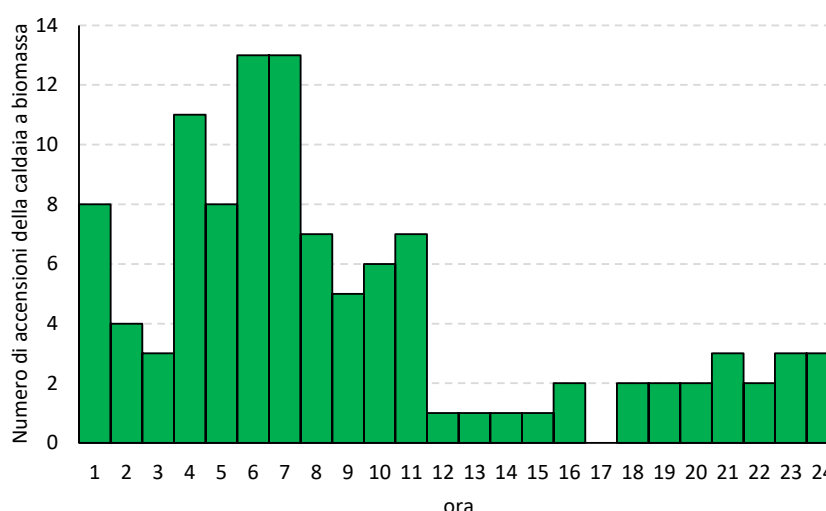


Figura 21. Configurazione C1: numero complessivo di accensioni della caldaia a biomassa in funzione dell'ora del giorno nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

Quindi, sono state valutate le prestazioni del sistema di poligenerazione in termini di efficienza globale, risparmi di energia primaria non rinnovabile ed emissioni di CO₂ evitate rispetto ad un sistema di riferimento di tipo convenzionale, in grado di produrre la medesima quantità di energia termica richiesta dall'utenza. In particolare, in questo caso di studio il sistema di riferimento è costituito da una caldaia a gas naturale, avente un'efficienza (η_{ref}) pari al 90%.

Il rendimento di generazione dell'energia termica su base mensile ($\eta_{th,I,m}$), valutata attraverso l'equ. 32, supera il 70% nei mesi di gennaio e febbraio, mentre si riduce nei mesi successivi, dove risulta praticamente coincidente con l'efficienza media dei collettori solari, a causa del progressivo ridursi del contributo della caldaia a biomassa alla produzione di energia termica (Figura 22a). La Figura 23 mostra, inoltre, l'andamento nel tempo del rendimento di generazione dell'energia termica ($\eta_{th,I}$); concordemente a quanto già evidenziato in Figura 22a, $\eta_{th,I}$ assume un valore massimo prossimo al 76% alla fine del mese di gennaio, per poi diminuire fino a circa il 68% al termine del periodo di simulazione.

Si osserva, inoltre, che l'impianto di solar heating and cooling assistito da caldaia a biomassa consenta di risparmiare complessivamente tra gennaio ed aprile circa 3511 kWh di energia primaria non rinnovabile (corrispondente approssimativamente a 358 Sm³ di gas naturale), evitando così l'emissione in atmosfera di oltre 707 kg di CO₂.

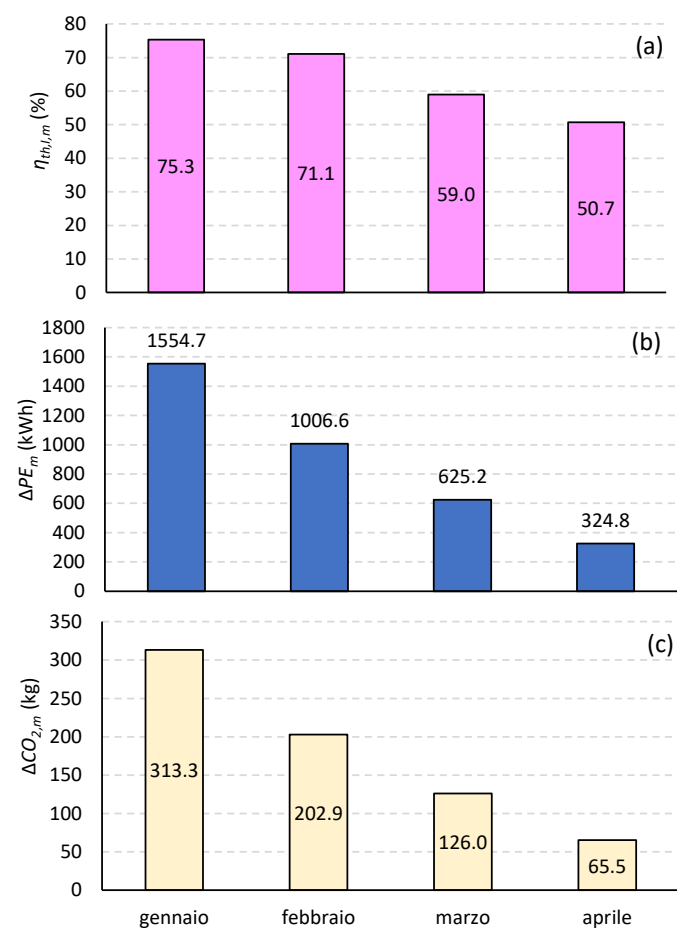


Figura 22. Configurazione C1: efficienza globale del sistema di poligenerazione (a), risparmi di energia primaria non rinnovabile (b) e corrispondenti emissioni di CO₂ evitate (c) rispetto ad un sistema convenzionale di riferimento (caldaia a gas naturale con $\eta_{ref}=90\%$) nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

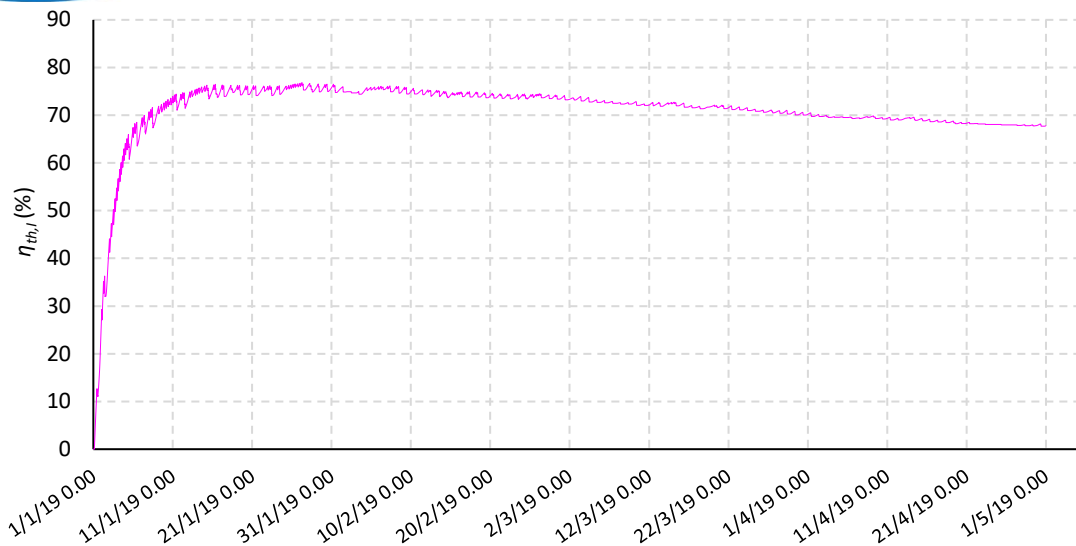


Figura 23. Configurazione C1: andamento del rendimento di generazione dell'energia termica nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

Allo scopo di valutare l'influenza dei parametri della strategia di controllo sulle prestazioni del sistema indagato, è stata condotta un'analisi di sensitività, variando i parametri della strategia di controllo tra i valori minimi e massimi indicati in Tabella 7. A questo proposito, la Figura 24 e la Figura 25 mostrano l'effetto dei parametri della strategia di controllo su principali parametri prestazionali, tra cui i carichi termici insoddisfatti complessivi ($L_{th,unmet}$), il rendimento di generazione dell'energia termica mediato sull'intero periodo di simulazione ($\eta_{th,I,mean}$) e la frazione solare valutata al termine del periodo di simulazione (SF).

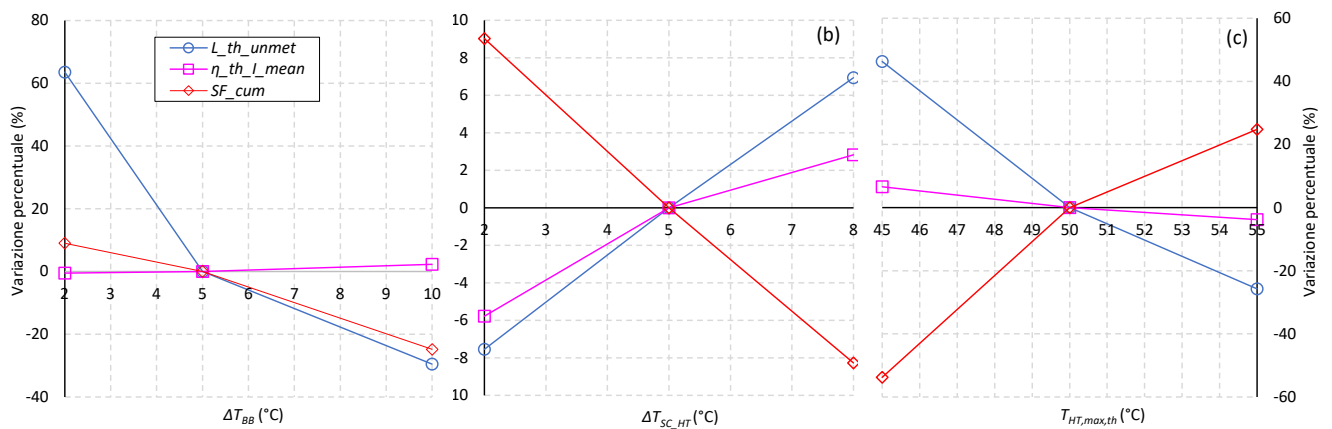


Figura 24. Configurazione C1: effetto dei parametri della strategia di controllo $\Delta T_{BB,on}$ (a), $\Delta T_{SC,HT}$ (b), $T_{HT,max,th}$ (c) su $L_{th,unmet}$, $\eta_{th,I,mean}$, SF

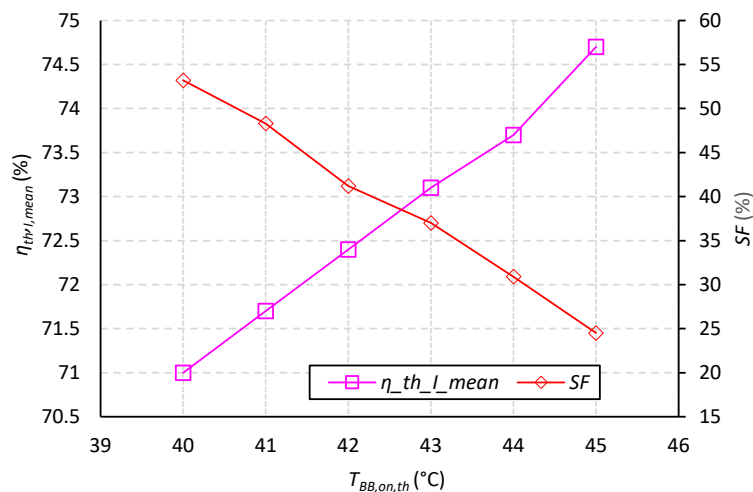


Figura 25. Configurazione C1: effetto di $T_{BB,on,th}$ su $\eta_{th,I,mean}$ e SF

In generale, i parametri della strategia di controllo hanno effetti contrastanti sugli indici di prestazione considerati. L'incremento di $\Delta T_{BB,on}$ rispetto al valore di base consente di ridurre in maniera sostanziale i carichi insoddisfatti (-30%), ma determina allo stesso tempo una diminuzione non trascurabile di SF, a causa del più ampio intervallo di temperatura in cui è attiva la caldaia a biomassa. L'aumento di $T_{HT,max,th}$ influisce positivamente sia su $L_{th,unmet}$ (-25%), che su SF_{cum} (+25%), mentre determina una diminuzione di $\eta_{th,I,mean}$ (-4%). Viceversa, l'incremento di ΔT_{SC-HT} ha un effetto opposto, determinando un lieve incremento di $\eta_{th,I,mean}$ (-4%), a fronte di un peggioramento non trascurabile di $L_{th,unmet}$ (+7%) e SF (-8%). Infine, la Figura 25 evidenzia come $T_{BB,on,th}$ vada ad influenzare in maniera marcata SF; in particolare, incrementando $T_{BB,on,th}$ da 40°C a 45°C, SF diminuisce drasticamente, passando da circa 53% a 25%; ciò determina un corrispondente incremento di $\eta_{th,I,mean}$, dovuto al fatto che una maggiore frazione dell'energia termica richiesta è prodotta attraverso la caldaia a biomassa (che presenta un rendimento più elevato rispetto ai collettori solari).

Utilizzando la funzione di Response Optimization presente all'interno di Simulink, è stato quindi possibile individuare i parametri della strategia di controllo in grado di massimizzare $\eta_{th,I,mean}$, garantendo al contempo un contributo della fonte solare alla produzione di energia termica di almeno il 50% e la minimizzazione dei carichi termici insoddisfatti. A questo proposito la Tabella 10 mette a confronto i principali indici di prestazione del sistema operante sulla base di una strategia di controllo di "base" ed "ottimizzata". Nella configurazione ottimizzata, $\eta_{th,I,mean}$ cresce di circa 2 punti percentuali rispetto alla situazione di base, mentre $L_{th,unmet}$ passa dal 2% allo 0.1%, a fronte di una modesta riduzione di SF_{cum} ; la diminuzione di $L_{th,unmet}$ determina, inoltre, un corrispondente incremento di ΔPE e ΔCO_2 (+2%).

Tabella 10. Configurazione C1: parametri della strategia di controllo e principali indici di prestazione del sistema di poligenerazione in condizioni di "base" ed in condizioni "ottimizzate" in presenza di carichi termici

	Caso di base	Caso ottimizzato
Parametri della strategia di controllo		
$T_{BB,on,t}$ (°C)	40	41.6
ΔT_{BB} (°C)	5	2.5
ΔT_{SC-HT} (°C)	5	7.9
$T_{max,HT,t}$ (°C)	50	51.7
Indici di prestazione		
$\eta_{th,I,mean}$ (%)	71	72.6
SF (%)	53.2	52.5
$L_{th,unmet}$ (kWh)	66.3	4.4
ΔPE (kWh)	3511.3	3580.1
ΔCO_2 (kg CO ₂ evitate)	707.6	721.5

Funzionamento in presenza di carichi frigoriferi

Il funzionamento dell'impianto in presenza di carichi frigoriferi è stato simulato nel periodo caratterizzato dalle maggiori richieste di acqua refrigerata, ovvero tra giugno e settembre. A questo proposito, la Figura 26 mostra l'andamento della potenza termica fornita dalla caldaia a biomassa al serbatoio di accumulo caldo (P_{BB}), dal serbatoio di accumulo caldo (P_{HT}) al generatore della macchina frigorifera, della potenza termica richiesta da quest'ultima ($P_{gen,in,ABS}$) e della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo (T_{HT}), nell'arco di tempo compreso tra il 10 ed il 15 giugno; la Figura 26b, invece, riporta l'andamento della temperatura dell'acqua all'interno del serbatoio di accumulo freddo (T_{CT}), della potenza frigorifera fornita ($P_{c,user}$) e del carico frigorifero dell'utenza (L_c) con riferimento allo stesso periodo. Quando T_{CT} supera i 10°C (ovvero la temperatura di set-point dell'acqua refrigerata richiesta dall'utenza), si ha la contemporanea attivazione della macchina frigorifera ad assorbimento, a patto che $T_{HT} \geq 70^{\circ}\text{C}$. In tal caso, la macchina frigorifera sottrae al serbatoio di accumulo caldo la potenza termica necessaria al suo funzionamento ($P_{gen,in,ABS} = P_{HT}$), erogando così potenza frigorifera al serbatoio di accumulo freddo. Allo scopo di garantire il funzionamento dell'assorbitore, il serbatoio di accumulo caldo è assistito dalla caldaia a biomassa che viene attivata ogni qual volta $T_{HT} < 80^{\circ}\text{C}$ e rimane accesa finché $T_{HT} \geq 85^{\circ}\text{C}$ (Figura 26a).

Si nota, quindi, come T_{HT} subisca delle variazioni non trascurabili nel corso della giornata, passando da circa 77°C a 97°C , in funzione dell'energia fornita dai collettori solari, dalla caldaia a biomassa e dei fabbisogni dell'assorbitore. Anche T_{CT} subisce delle oscillazioni piuttosto rapide, variando tra circa 7°C e 10.5°C , tendendo a diminuire quando l'assorbitore eroga potenza frigorifera e a salire quando in presenza di una richiesta di energia frigorifera da parte dell'utenza.

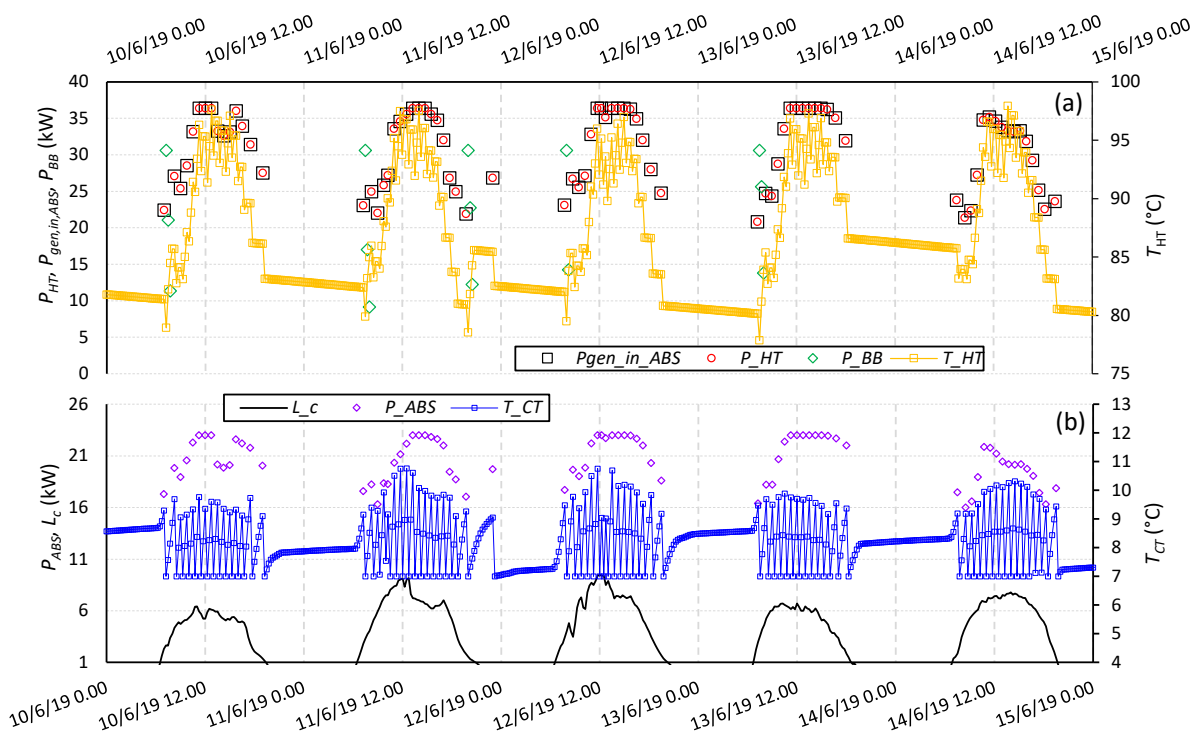


Figura 26. Configurazione C1: andamento della potenza termica fornita dal serbatoio e dalla caldaia a biomassa alla macchina ad assorbimento, della potenza termica richiesta da quest'ultima, della temperatura nel serbatoio di accumulo caldo (a), della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo freddo e del carico frigorifero (b) per un arco di tempo relativo al mese di giugno

La Figura 27 mostra le medesime grandezze riferite ad un arco di tempo compreso tra l'1 ed il 5 settembre. Si nota come in questo caso la caldaia a biomassa subisca delle accensioni piuttosto frequenti tra il 2 ed il 3 settembre, in quanto l'energia fornita dal serbatoio non è sufficiente a garantire un adeguato livello di temperatura nel serbatoio caldo, mentre rimanga sempre spenta a partire dal 4 settembre, essendo T_{HT} sempre al di sopra degli 80°C.

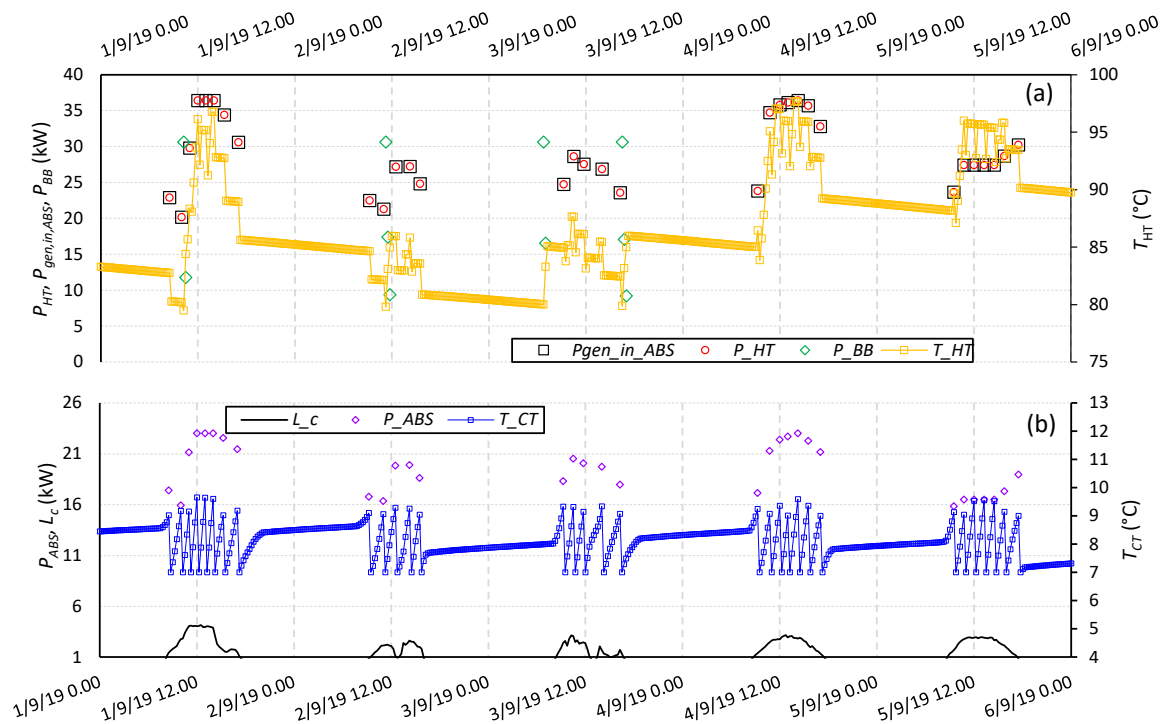


Figura 27. Configurazione C1: andamento della potenza termica fornita dal serbatoio e dalla caldaia a biomassa alla macchina ad assorbimento, della potenza termica richiesta da quest'ultima, della temperatura nel serbatoio di accumulo caldo (a), della temperatura nel serbatoio di accumulo freddo e del carico frigorifero (b) per un arco di tempo relativo al mese di settembre

La Figura 28a evidenzia come, grazie alla maggiore disponibilità di radiazione solare, il contributo della caldaia a biomassa si riduca in maniera significativa rispetto a quello offerto nel periodo compreso tra gennaio ed aprile, corrispondendo a circa il 10% dell'energia complessivamente fornita al serbatoio di accumulo caldo; in particolare, ragionando su base mensile, la frazione solare cresce da giugno a settembre, passando da circa l'85% al 96% (Figura 28b).

Osservando, in particolare, l'andamento della frazione solare nel tempo, si nota come questa subisca una crescita piuttosto repentina, raggiungendo valori superiori all'80% già alla metà del mese di giugno ed attestandosi a circa il 90% al termine del periodo di indagine (Figura 29).

La strategia di controllo di "base" considerata garantisce il soddisfacimento di circa il 95% dei carichi di energia frigorifera (5449.8 kWh) nel periodo considerato. Come evidenziato in Figura 28c, circa l'80% dei carichi frigoriferi insoddisfatti si verificano nei mesi di giugno e luglio, risultando praticamente trascurabili in quelli successivi.

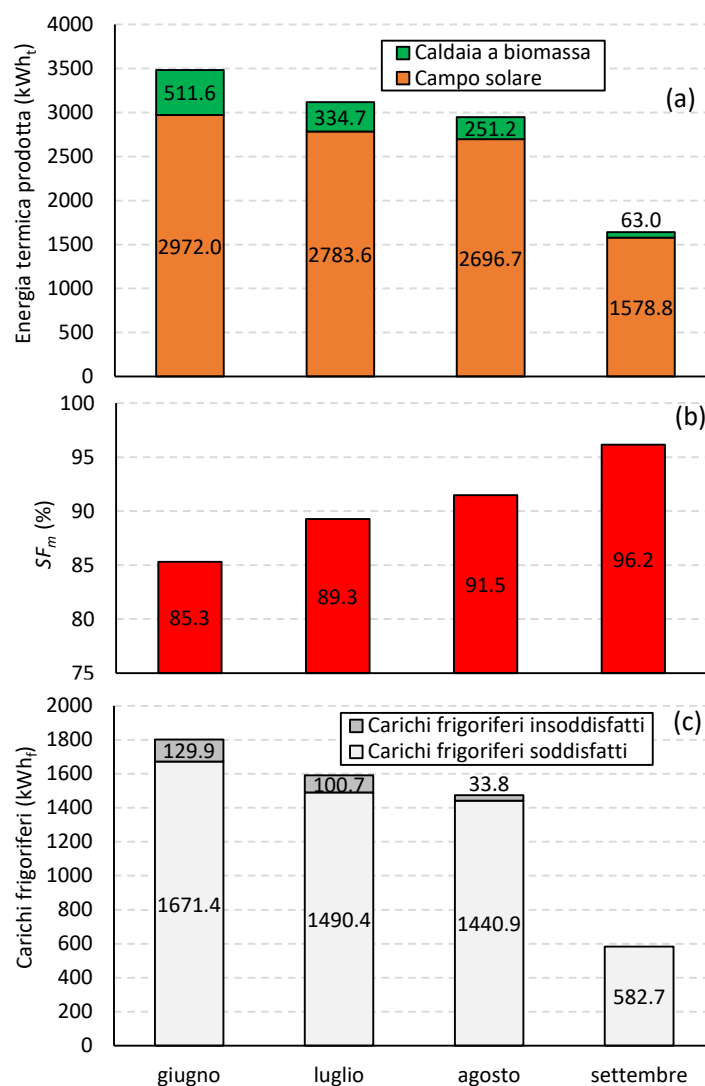


Figura 28. Configurazione C1: energia termica fornita al serbatoio di accumulo caldo dalla caldaia a biomassa e dal campo di collettori solari nel periodo compreso tra giugno e settembre

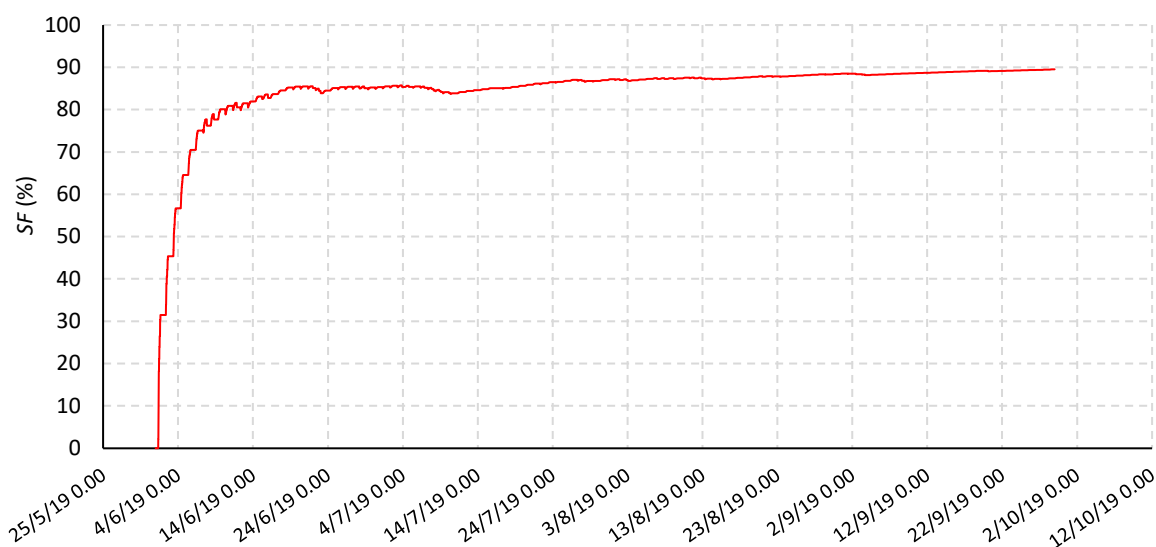


Figura 29. Configurazione C1: andamento della frazione solare nel periodo compreso tra giugno e settembre

Quindi sono state esaminate in dettaglio le prestazioni dei componenti principali del sistema, tra cui i collettori solari, la caldaia a biomassa e la macchina ad assorbimento. Rispetto al periodo gennaio-aprile, si nota una certa riduzione dei valori mensili dell'efficienza media e massima dei collettori solari a tubi evacuati, causata dalla maggiore differenza di temperatura tra il fluido nei collettori solari e l'aria circostante, che determina a sua volta un incremento delle dispersioni termiche (Figura 30); in particolare, l'efficienza media mensile risulta sempre inferiore al 50%, mentre i valori massimi oscillano tra circa il 61% (agosto) ed il 66% (settembre) (Figura 30).

Per quanto riguarda la caldaia a biomassa (Tabella 11), la potenza erogata mediamente nelle ore di accensione varia tra 21 kW (settembre) e circa 24 kW (giugno), mentre la potenza massima coincide con il valore nominale (30.9 kW) nell'intero periodo di indagine. Il consumo complessivo di biomassa si riduce di circa il 30% rispetto al periodo gennaio-aprile, attestandosi a circa 242 kg, di cui oltre il 70% è da attribuire ai mesi di giugno e luglio, nei quali si verifica il maggior numero di accensioni (49 su un totale di 71).

La Figura 31 evidenzia, inoltre, che nel periodo compreso tra giugno e settembre la caldaia a biomassa si attiva prevalentemente tra le ore 8 e le ore 9, mentre nelle ore successive il numero di accensioni si riduce drasticamente, fino ad azzerarsi completamente tra le ore 12 e ore 16.

Focalizzando l'attenzione sulla macchina frigorifera ad assorbimento, la potenza frigorifera erogata mediamente su base mensile ($P_{ABS,mean}$) varia tra un minimo di 18.7 kW (agosto) ad un massimo di 21.3 kW (settembre), a cui corrispondono valori dell'energy efficiency ratio ($EER_{ABS,mean}$) rispettivamente pari a 0.66 e 0.65; i valori massimi della potenza frigorifera prodotta e dell'energy efficiency ratio ($EER_{ABS,max}$) si attestano invece a 23 kW e 0.79, indipendentemente dal mese considerato. Infine, la Figura 31b conferma come la macchina ad assorbimento operi prevalentemente in concomitanza alle massime richieste di energia frigorifera da parte dell'utenza (ovvero tra le ore 8 e le ore 20).

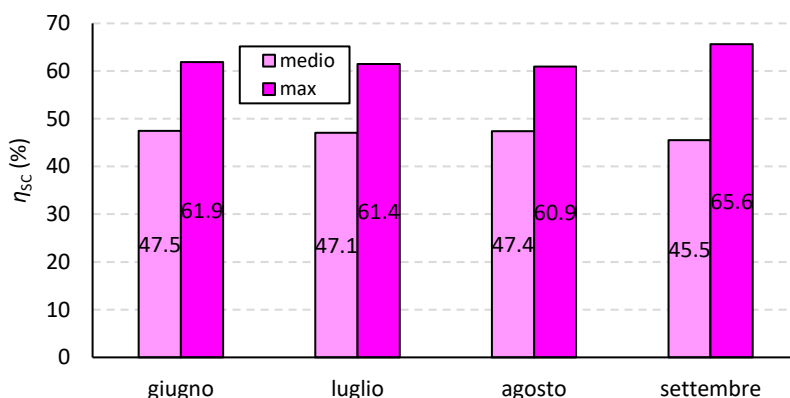


Figura 30. Configurazione C1: efficienza media e massima dei collettori solari a tubi evacuati nel periodo compreso tra giugno e settembre

Tabella 11. Configurazione C1: parametri prestazionali della caldaia a biomassa nel periodo compreso tra giugno e settembre

	$P_{BB,mean}$ (kW)	$P_{BB,max}$ (kW)	$\eta_{BB,mean}$ (%)	$\eta_{BB,max}$ (%)	q_{BIO} (kg)	$n_{ON-OFF,BB}$ (-)
giugno	23.8	30.7	90.4	91.2	106.4	50
luglio	21.3	30.7	90.1	91.2	69.8	48
agosto	21.4	30.7	90.1	91.2	52.4	34
settembre	21.0	30.7	90.1	91.2	13.1	10

Tabella 12. Configurazione C1: parametri prestazionali dell'assorbitore nel periodo compreso tra giugno e settembre

	$P_{ABS,mean}$ (kW)	$P_{ABS,max}$ (kW)	$EER_{ABS,mean}$ (-)	$EER_{ABS,max}$ (-)	$n_{ON-OFF,ABS}$ (-)
giugno	19.5	23.0	0.67	0.79	872
luglio	19.8	23.0	0.67	0.79	804
agosto	18.7	23.0	0.66	0.79	792
settembre	21.3	23.0	0.65	0.79	368

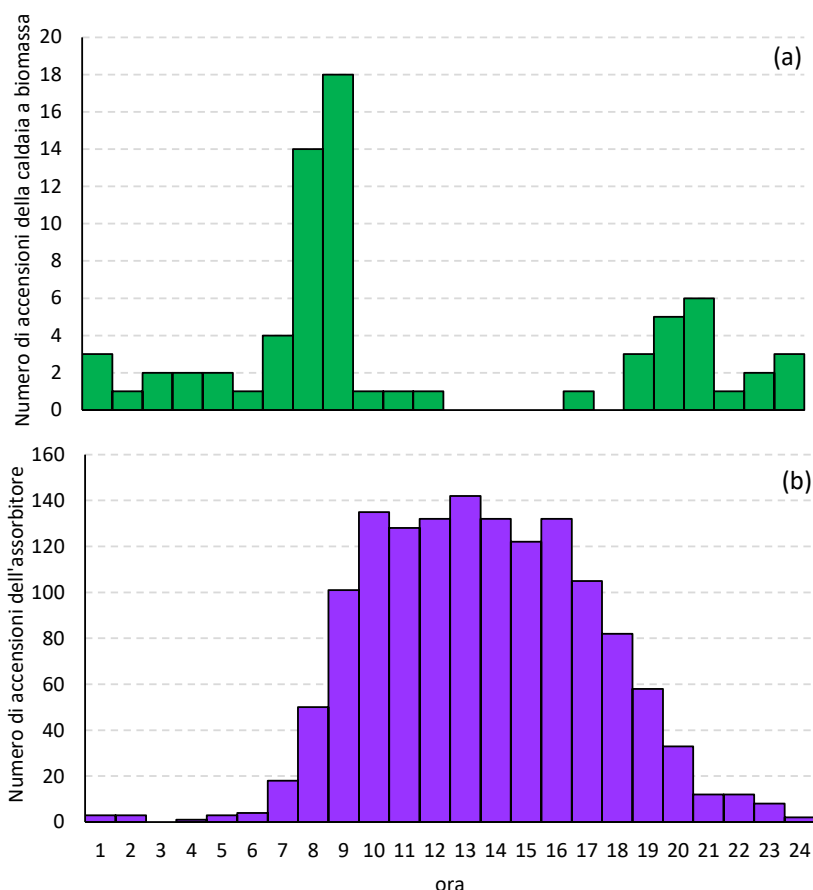


Figura 31. Configurazione C1: numero complessivo di accensioni della caldaia a biomassa (a) e dell'assorbitore (b) in funzione dell'ora del giorno nel periodo compreso tra giugno e settembre

La Figura 32 riassume i valori mensili dei principali indici di prestazione esaminati nel corso dell'indagine, tra cui l'efficienza di generazione dell'energia frigorifera, i risparmi di energia primaria non rinnovabile ed emissioni di CO₂ evitate rispetto ad un sistema di riferimento di tipo convenzionale, rappresentato da una pompa di calore aria-acqua ($EER_{ref} = 3.8$), in grado di soddisfare i medesimi fabbisogni di energia frigorifera del sistema di poligenerazione.

Come mostrato in Figura 32a, il rapporto di energia primaria su base mensile ($REP_{c,l,m}$) è pari a 0.28 nei mesi che vanno da giugno ad agosto, mentre si riduce a 0.2 nel mese di settembre, sia a causa della minor efficienza di generazione dell'energia termica legata alla più elevata frazione solare, che alla lieve diminuzione di $EER_{ABS,mean}$. La Figura 33 mostra, inoltre, come l'efficienza cumulativa del sistema cresce dapprima rapidamente, raggiungendo valore massimo prossimo a 0.29 alla metà del mese di luglio, per poi diminuire fino a 0.26 al termine del periodo di simulazione.

La produzione di energia frigorifera attraverso il sistema di poligenerazione considerato consente, inoltre, di risparmiare complessivamente 2967 kWh di energia da fonti fossili e di evitare l'emissione in atmosfera di circa 379 kg di CO₂.

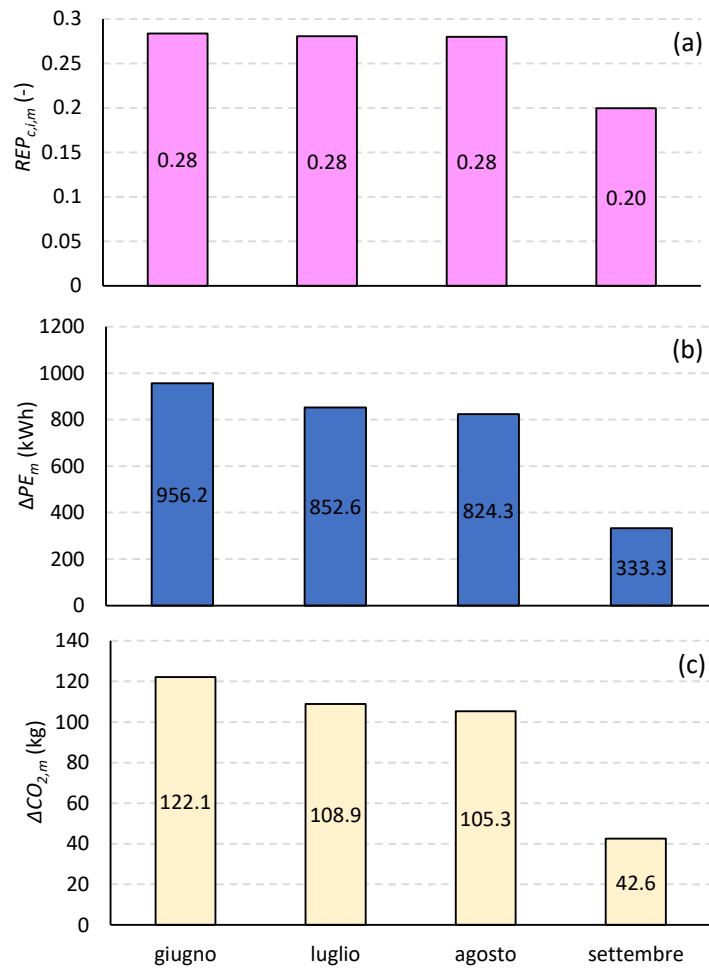


Figura 32. Configurazione C1: efficienza globale del sistema di poligenerazione (a), risparmi di energia primaria non rinnovabile (b) e corrispondenti emissioni di CO₂ evitate (c) rispetto ad un sistema convenzionale di riferimento (pompa di calore con $EER_{ref}=3.8$) nel periodo compreso tra giugno e settembre

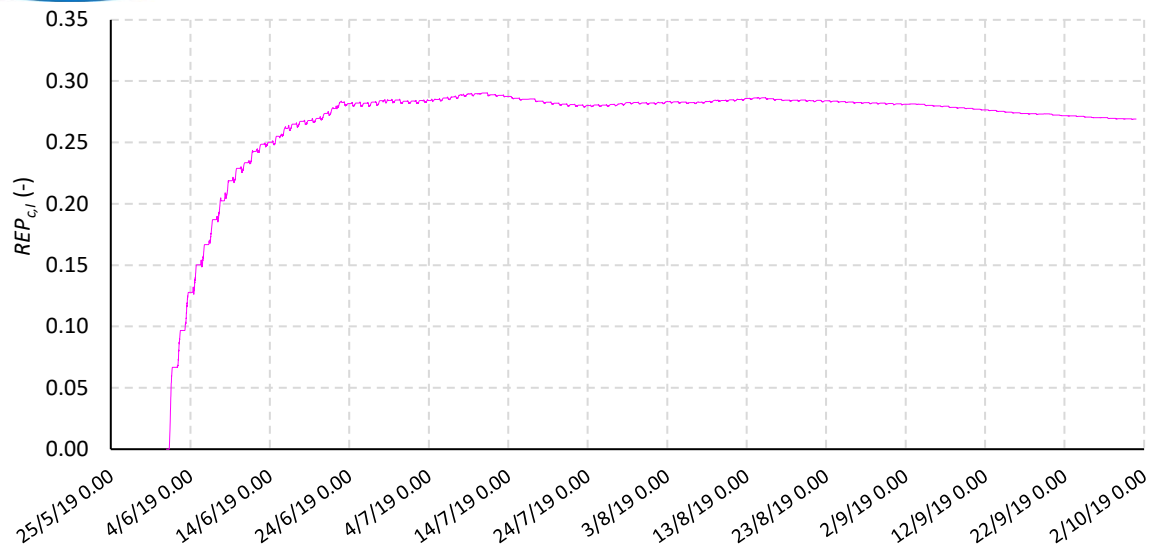


Figura 33. Configurazione C1: andamento del rapporto di energia primaria nel periodo compreso tra giugno e settembre

Analogamente a quanto visto per l'analisi in condizioni di carico termico, è stata condotta un'analisi di sensitività dei principali indici di prestazione alle variazioni dei parametri della strategia di controllo definiti in Tabella 7.

La Figura 34 mostra che l'incremento di ΔT_{BB} , $T_{BB,on,c}$, ΔT_{SC-HT} e $T_{HT,max,c}$ rispetto ai valori di base si riflette negativamente su SF , che subisce una diminuzione compresa tra un minimo di circa il 6% (quando $T_{HT,max,c}$ passa da 95°C a 100°C) ad un massimo del 30% (quando $T_{BB,on,c}$ passa da 80°C a 90°C). Per quanto riguarda $L_{c,unmet}$, è interessante notare come nei campi di variazione dei parametri della strategia di controllo sia possibile individuare dei valori in grado di minimizzare tale grandezza.

Viceversa, $REP_{c,I,mean}$ risulta influenzato principalmente da $T_{HT,max,c}$ e ΔT_{SC-HT} , che determinano variazioni attorno ai valori di base approssimativamente pari a $\pm 5\%$ e $\pm 10\%$ rispettivamente. Si osserva, inoltre, l'esistenza di un trade-off tra $REP_{c,I,mean}$ ed SF , che risulta particolarmente pronunciato rispetto alle variazioni di $T_{HT,max,c}$ e ΔT_{SC-HT} .

La Figura 35, infine, evidenzia che allo scopo di garantire il completo soddisfacimento dei carichi frigoriferi, è necessario che $T_{min,ac,ABS}$ sia inferiore ad 8.5°C; accettando, invece, una minima percentuale di carichi insoddisfatti ($L_{c,unmet} = 5\% L_{c,tot}$) ovvero incrementando $T_{min,ac,ABS}$ a 9°C, SF raggiunge il 90%, mentre $REP_{c,I,mean}$ assume un valore massimo prossimo al 0.27.

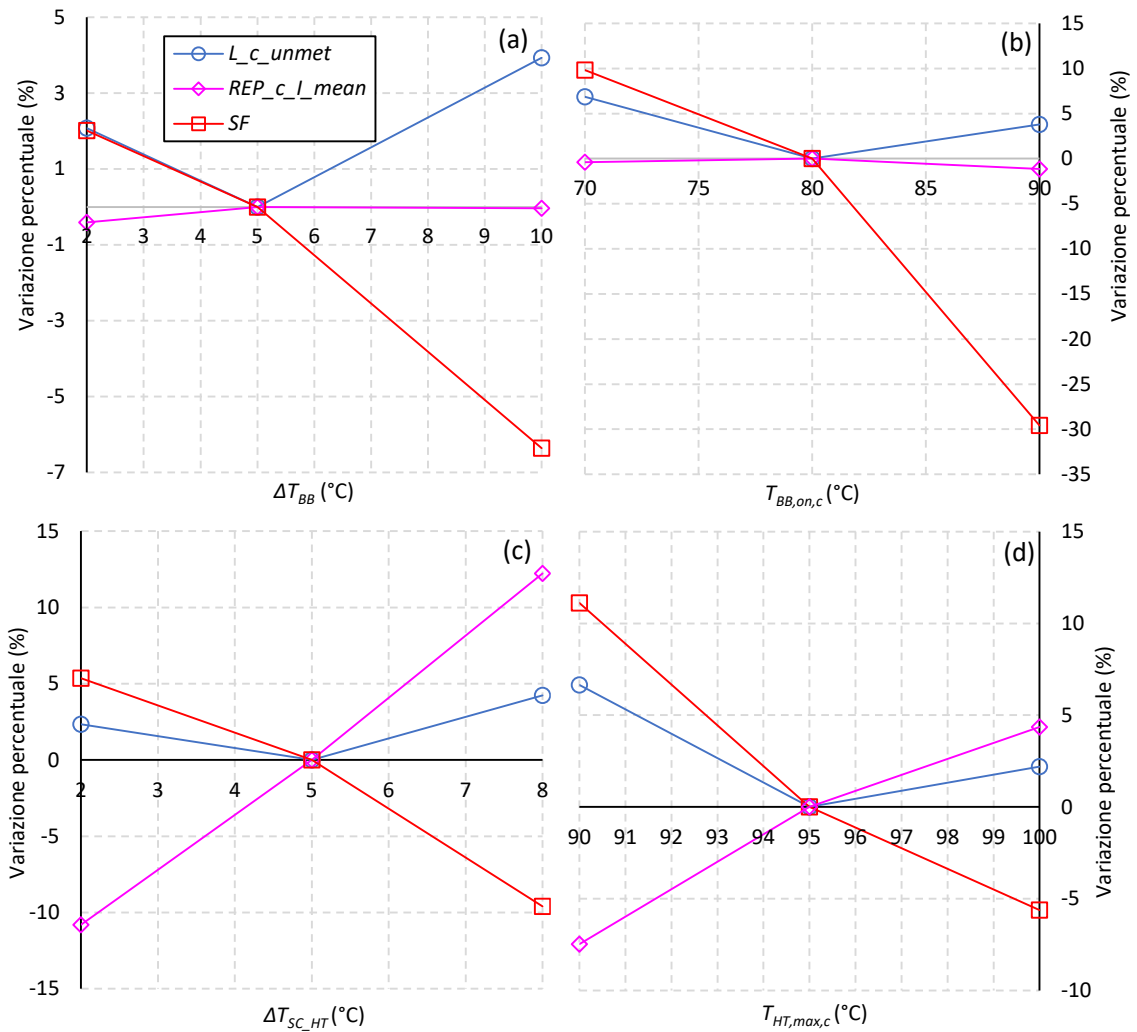


Figura 34. Configurazione C1: effetto dei parametri della strategia di controllo $\Delta T_{BB,on}$ (a), $T_{BB,on,c}$ (b), $\Delta T_{SC,HT}$ (c), $T_{HT,max,c}$ (d) su $L_{c,unmet}$, $REP_{c,I,mean}$, SF

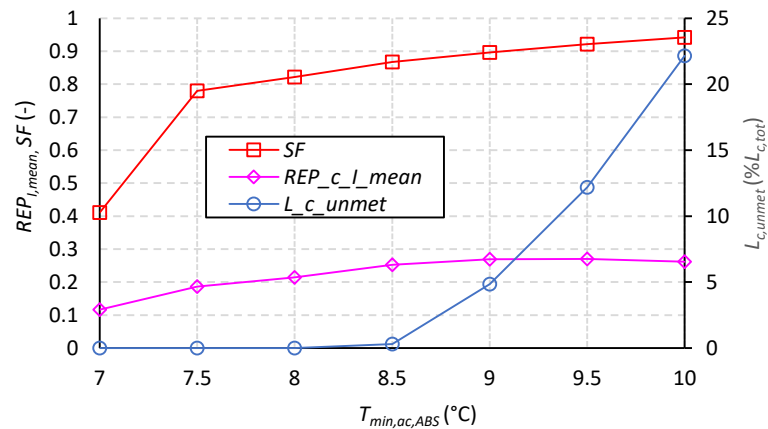


Figura 35. Configurazione C1: effetto di $T_{min,ac,ABS}$ su $L_{c,unmet}$, $REP_{c,I,mean}$, SF

Facendo scorta delle indicazioni preliminari fornite dall'analisi di sensitività ed impiegando la funzione di Response Optimazion di Simulink, è stato possibile individuare i parametri della strategia di controllo in grado di massimizzare $REP_{c,I,mean}$, garantendo al contempo un contributo della fonte solare alla produzione di

energia termica di almeno l'80% (Caso ottimizzato 1) ed il 70% (Caso ottimizzato 2), oltre alla minimizzazione dei carichi frigoriferi insoddisfatti. La Tabella 13 riassume i principali indici di prestazione del sistema operante sulla base di una strategia di controllo di "base" ed "ottimizzata". Nel Caso ottimizzato 1, $REP_{c,I,mean}$ subisce un lieve incremento rispetto alla situazione di base, mentre i carichi insoddisfatti vengono completamente azzerati, determinando un corrispondente incremento di ΔPE e ΔCO_2 (+5%), a fronte di una modesta riduzione di SF (-2.5 punti percentuali). Nel Caso ottimizzato 2, accettando una riduzione del contributo dell'energia solare alla produzione di energia termica in favore di quella ottenuta attraverso la combustione di biomassa, $REP_{c,I,mean}$ cresce di poco meno del 30% (0.343), mentre gli altri indici di prestazione rimangono invariati.

Tabella 13. Configurazione C1: parametri della strategia di controllo e principali indici di prestazione del sistema di poligenerazione in condizioni di "base" ed in condizioni "ottimizzate" in presenza di carichi frigoriferi

	Caso di base	Caso ottimizzato 1 ($SF > 80\%$)	Caso ottimizzato 2 ($SF > 70\%$)
Parametri della strategia di controllo			
$T_{BB,on,c}$ (°C)	80	74.2	74.4
ΔT_{BB} (°C)	5	2	1.9
ΔT_{SC-HT} (°C)	5	8	9.9
$T_{max,HT,c}$ (°C)	95	95.4	95.2
$T_{min,ac,ABS}$ (°C)	9	8.1	8.1
Indici di prestazione			
$REP_{c,I,mean}$ (-)	0.269	0.271	0.343
SF (%)	89.5	87	72.5
$L_{c,unmet}$ (kWh)	264.4	0	0
ΔPE (kWh)	2966.5	3117.8	3117.8
ΔCO_2 (kg CO ₂ evitate)	378.8	398.1	398.1

3.1.2 Configurazione C2: impianto solare termico affiancato da pompa di calore geotermica reversibile

Nella seconda configurazione oggetto di studio, il sistema di poligenerazione comprende il campo di collettori solari, il serbatoio di accumulo caldo ed una pompa di calore reversibile con sonda geotermica verticale, affiancata da un volano termico. La Figura 36 fornisce una rappresentazione schematica di tale configurazione, evidenziando le differenze di funzionamento in presenza di carichi termici (Figura 36a) e frigoriferi (Figura 36b). La Tabella 14 riassume le principali specifiche tecniche della pompa di calore geotermica e del volano ad essa associato, utilizzate come dati di input dei corrispondenti modelli implementati in Matlab/Simulink; per quanto riguarda i collettori solari ed il serbatoio di accumulo, invece, si è fatto riferimento ai medesimi dati utilizzati per lo studio della configurazione C1 (Tabella 6).

Nella configurazione C2, l'energia termica proveniente dai collettori solari viene stoccata nel serbatoio di accumulo caldo, mentre quella erogata dalla pompa di calore geotermica all'interno del volano. In regime invernale, i carichi termici della serra sono soddisfatti prioritariamente prelevando attingendo al serbatoio di accumulo caldo. Nel caso in cui T_{HT} risulti minore di $T_{user,th}$, l'energia termica richiesta viene fornita dalla pompa di calore geotermica, a patto che la temperatura all'interno del volano termico (T_{VT}) sia maggiore o uguale a $T_{user,th}$.

In regime estivo, invece, i carichi frigoriferi sono soddisfatti grazie alla produzione di acqua refrigerata operata dalla pompa di calore geotermica, sempre che $T_{VT} \leq T_{user,c}$.

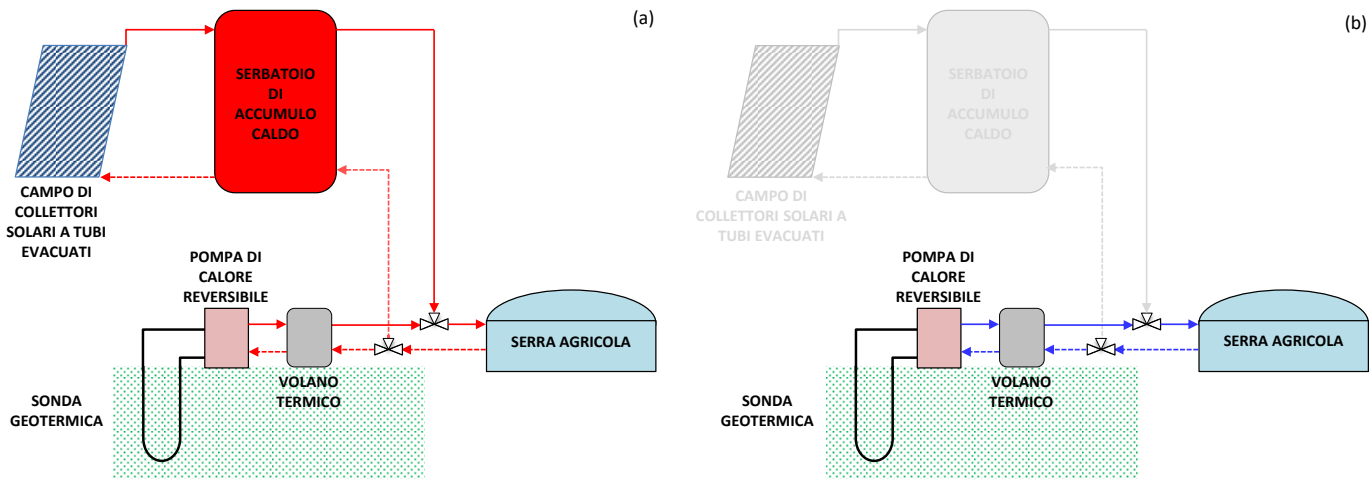


Figura 36. Impianto solare termico affiancato da pompa di calore geotermica reversibile: funzionamento in condizioni di richiesta di energia termica (a) e frigorifera (b)

Tabella 14. Specifiche tecniche della pompa di calore geotermica

Parametri	Valori
<u>Pompa di calore geotermica</u>	
<i>Funzionamento invernale</i>	
Potenza termica* (kW)	10.2
Potenza assorbita compressore (kW _e)	2.17
COP _{GHP} (-)	4.68
Potenza frigorifera da scambiare in sonda (kW)	8.10
<i>Funzionamento estivo</i>	
Potenza frigorifera** (kW _f)	16.6
Potenza assorbita compressore (kW _e)	2.11
EER _{GHP} (-)	7.84
Potenza termica da scambiare in sonda (kW)	18.6
<u>Volano termico</u>	
Volume (m ³)	500
Trasmittanza accumulo freddo (W/m ² K)	0.31
Fattore di forma (m ⁻¹)	6.15

* prestazioni in condizioni di riscaldamento secondo la norma EN 14511
 ** prestazioni in condizioni di raffreddamento secondo la norma EN 14511

I parametri che regolano la strategia di controllo della configurazione C2 sono i seguenti:

- la minima differenza tra la temperatura dell’acqua uscente dai collettori solari e la temperatura del serbatoio di accumulo caldo per l’attivazione della pompa del circuito solare (ΔT_{SC-HT});
- la massima temperatura raggiunta dal serbatoio di accumulo caldo in presenza di carichi termici ($T_{HT,max,th}$);
- la minima temperatura di accensione della pompa di calore geotermica in presenza di carichi termici ($T_{min,ac,GHP,th}$) e frigoriferi ($T_{min,ac,GHP,c}$).

Nella Tabella 31 sono riassunte le assunzioni relative ai valori dei parametri della strategia di controllo in condizioni di base ed ai rispettivi campi di variabilità presi in esame per l’analisi di sensitività e la successiva ottimizzazione.

Tabella 15. Parametri della strategia di controllo della configurazione C2: assunzioni relative ai valori in condizioni di base e ai campi di variabilità

	Caso base	Valore minimo	Valore massimo
ΔT_{SC-HT} (°C)	5	2	8
$T_{HT,max,th}$ (°C)	50	45	55
$T_{min,ac,GHP,th}$ (°C)	45	40	50
$T_{min,ac,GHP,c}$ (°C)	8	6	10

La Figura 37 schematizza la strategia di controllo adottata per l'attivazione del circuito dei collettori solari e della pompa di calore geotermica, in presenza di carichi termici e frigoriferi. Le modalità di attivazione del circuito solare coincidono con quelle già descritte per la configurazione C1. Per quanto riguarda la pompa di calore geotermica, la strategia di controllo prevede che, in presenza di carichi termici, rimanga accesa a prescindere dalle richieste dell'utenza, finché $T_{HT} < T_{user,th}$ e $T_{VT} < T_{min,ac,GHP,th}$.

Viceversa, in regime estivo, la pompa di calore geotermica eroga energia frigorifera a prescindere dalle richieste dell'utenza, finché $T_{VT} > T_{min,ac,GHP,c}$.

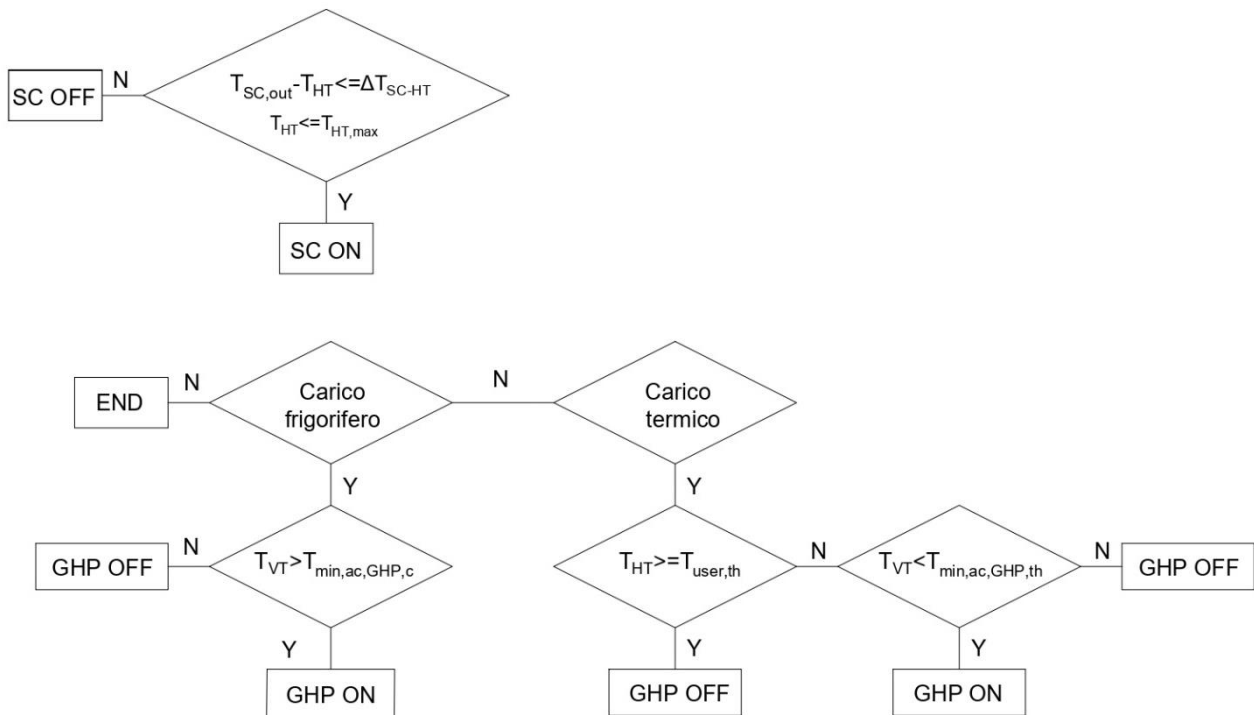


Figura 37. Configurazione C2: strategia di controllo dei collettori solari e della pompa di calore geotermica

Funzionamento in presenza di carichi termici

Le prestazioni della configurazione C2 in presenza di carichi termici sono state valutate assumendo inizialmente che i parametri della strategia di controllo corrispondano ai valori di base indicati in Tabella 31. La Figura 38 mostra l'andamento della potenza termica fornita all'utenza attraverso i collettori solari (per mezzo del serbatoio di accumulo caldo) e la pompa di calore geotermica (per mezzo del volano) e delle temperature all'interno del serbatoio di accumulo caldo e del volano termico, per due periodi di tempo

relativi ai mesi di gennaio ed aprile. Come evidenziato in Figura 38a, nel periodo compreso tra l'1 ed il 6 gennaio, le richieste della serra sono soddisfatte principalmente dalla pompa di calore geotermica, tranne quando l'energia termica fornita dai collettori solari è in grado di innalzare la temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo fino al raggiungimento della temperatura richiesta dall'utenza ($T_{HT} > 40^{\circ}\text{C}$). Viceversa, nel periodo compreso tra l'1 ed il 6 aprile, i carichi termici sono soddisfatti interamente dai collettori solari, grazie alla maggiore disponibilità di radiazione solare. Pertanto la pompa di calore geotermica rimane sempre spenta e la temperatura all'interno del volano tende a diminuire leggermente, a causa delle dispersioni termiche verso l'ambiente esterno (Figura 38b).

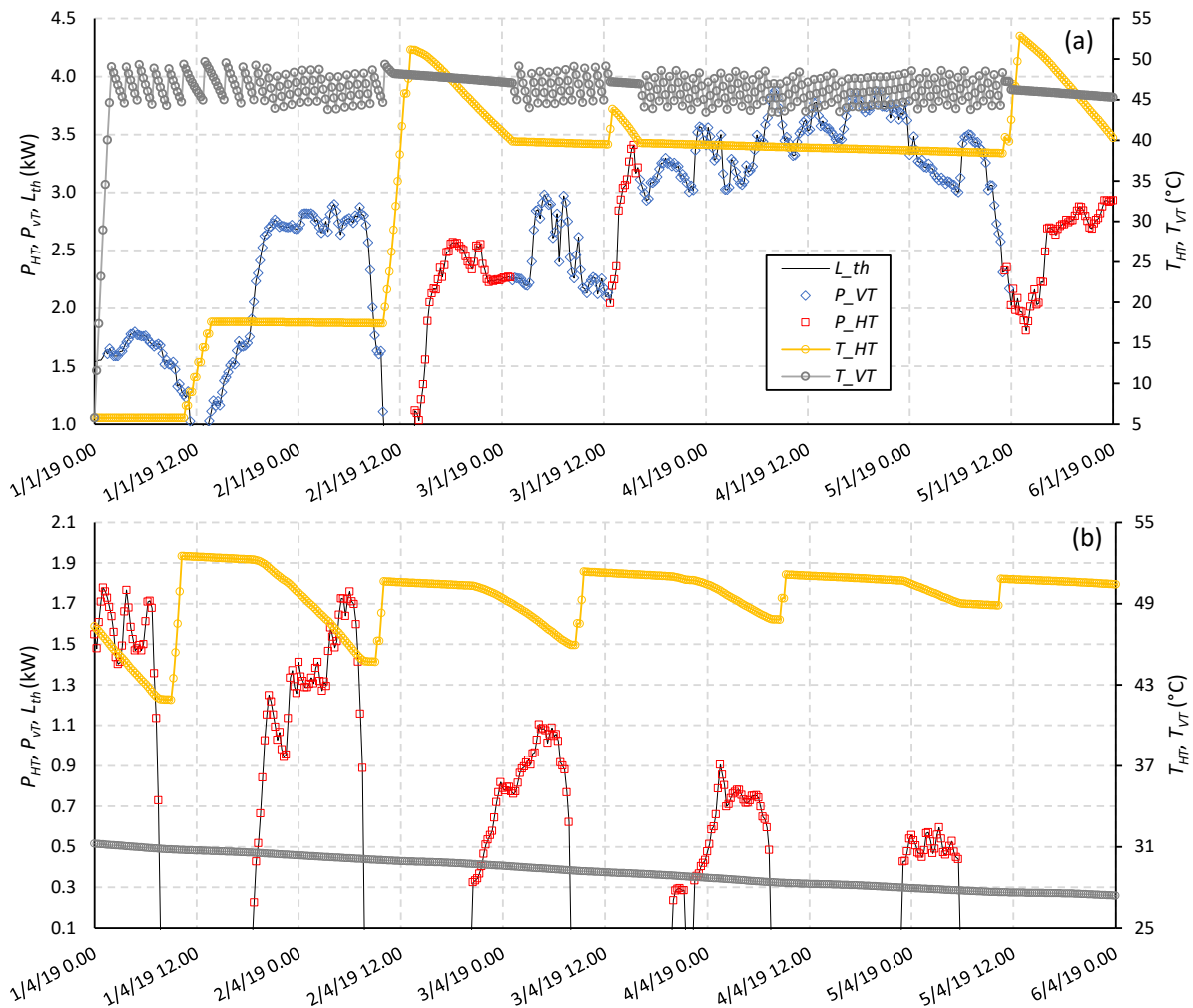


Figura 38. Configurazione C2: andamento della potenza termica fornita dai collettori solari (attraverso il serbatoio di accumulo caldo) e dalla pompa di calore geotermica (attraverso il volano), del carico termico, della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo e del volano, per due periodi relativi ai mesi di gennaio (a) ed aprile (b)

Come evidenziato in Figura 39a, l'energia termica prodotta dalla pompa di calore geotermica diminuisce progressivamente nel periodo di simulazione considerato, in favore di quella derivante dai collettori solari. Pertanto, la frazione solare su base mensile cresce, passando da poco meno del 50% (gennaio) fino ad oltre il 90% (aprile) (Figura 31b). La Figura 40 mostra come anche la frazione solare subisca delle oscillazioni piuttosto consistenti nel mese di gennaio, per poi crescere progressivamente fino ad attestarsi intorno al 60% al termine del periodo di indagine. In termini di energia termica fornita all'utenza, il contributo del

serbatoio di accumulo caldo varia da un minimo del 41% (gennaio) ad un massimo del 96% (aprile) (Figura 31c); complessivamente, i carichi termici insoddisfatti ammontano a poco meno di 5 kWh, corrispondenti a meno dell'1% del carico termico totale.

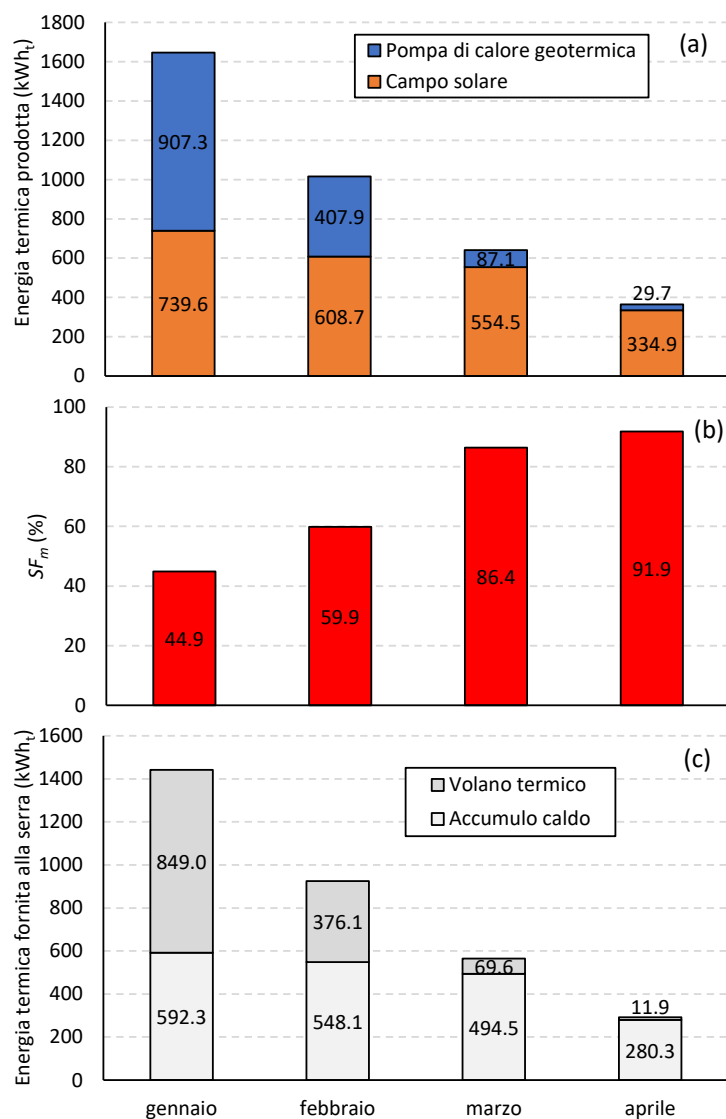


Figura 39. Configurazione C2: andamento mensile dell'energia termica prodotta dai collettori solari e dalla pompa di calore geotermica (a), della frazione solare (b), dell'energia fornita alla serra dal serbatoio di accumulo caldo e dal volano termico (c), per il periodo compreso tra gennaio ed aprile

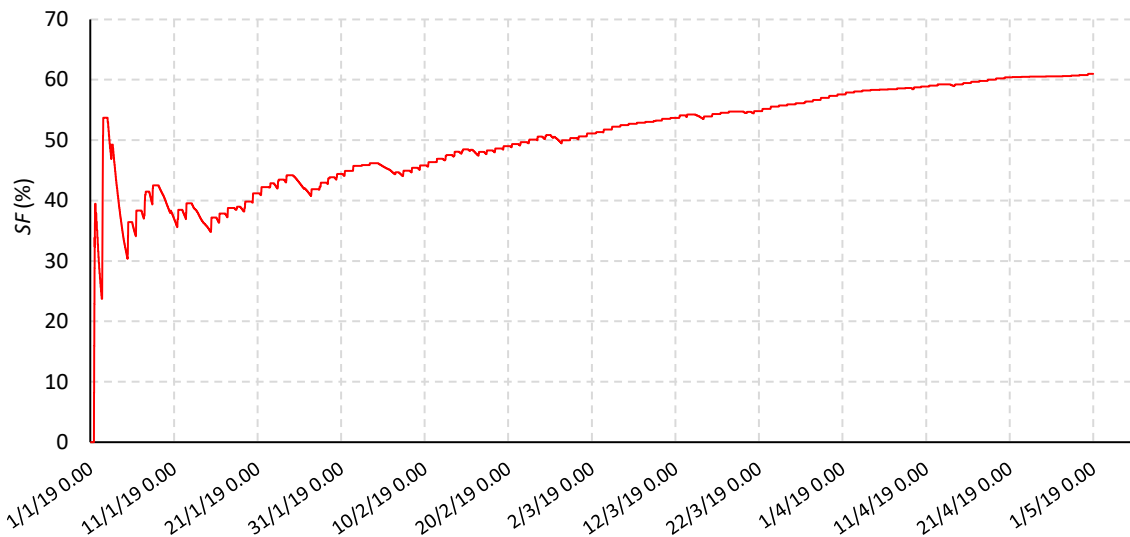


Figura 40. Configurazione C2: andamento della frazione solare nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

Per quanto riguarda le prestazioni delle tecnologie di generazione dell'energia termica, l'efficienza dei collettori solari (media e massima) risulta del tutto confrontabile con quella calcolata nel medesimo periodo di simulazione per la configurazione C1; la Tabella 16 riassume i valori medi e massimi mensili della potenza erogata dalla pompa di calore geotermica ($P_{GHP,mean}$, $P_{GHP,max}$) e del coefficiente di prestazione ($COP_{GHP,mean}$, $COP_{GHP,max}$) ed i valori mensili del numero di accensioni e spegnimenti ($n_{ON-OFF,GHP}$).

Tabella 16. Configurazione C2: parametri prestazionali della pompa di calore geotermica nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

	$P_{GHP,mean}$ (kW)	$P_{GHP,max}$ (kW)	$COP_{GHP,mean}$ (%)	$COP_{GHP,max}$ (%)	$n_{ON-OFF,GHP}$ (-)
gennaio	11.6	12.9	3.0	5.9	612
febbraio	11.6	11.8	2.9	3.2	282
marzo	11.6	12.3	3.0	4.1	54
aprile	11.9	12.7	3.4	5.1	12

In particolare, $P_{GHP,mean}$ e $COP_{GHP,mean}$ subiscono variazioni piuttosto contenute, risultando rispettivamente compresi negli intervalli 11.6-11.9 kW e 2.9-3.4; più marcate le variazioni di $P_{GHP,max}$ e $COP_{GHP,max}$, che raggiungano valori massimi pari a 12.9 kW e 5.9 nel mese di gennaio. Come mostrato in Figura 41, il numero di accensioni della pompa di calore geotermica sull'intero periodo di indagine assume un valore di picco alle ore 8 (103), mentre si riduce drasticamente dopo le ore 11, grazie alla maggiore disponibilità di radiazione solare ed al corrispondente incremento del livello di temperatura nel serbatoio di accumulo caldo.

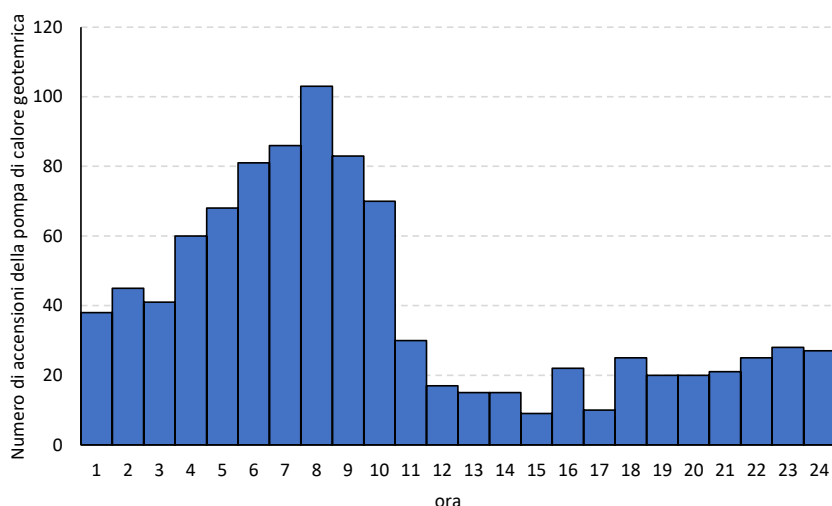


Figura 41. Configurazione C2: numero complessivo di accensioni della pompa di calore geotermica in funzione dell'ora del giorno nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

La Figura 42 riassume le prestazioni energetiche della configurazione C2 in presenza di carichi termici. Rispetto alla configurazione C1, $\eta_{th,l,m}$ varia nel tempo in maniera contenuta; in particolare, $\eta_{th,l,m}$ subisce una sostanziale diminuzione nei mesi di gennaio e febbraio, attestandosi a valori inferiori al 65%. Ciò è dovuto al fatto che l'efficienza di produzione dell'energia termica prodotta dalla pompa di calore geotermica, valutato con riferimento all'energia primaria impiegata (ovvero come la somma dell'energia geotermica e dell'energia primaria impiegata per la produzione dell'energia elettrica assorbita dal compressore) risulta mediamente inferiore ($\leq 80\%$) rispetto a quella della caldaia a biomassa; viceversa, nel mese di aprile, $\eta_{th,l,m}$ raggiunge valori prossimi al 60%, guadagnando così quasi 10 punti percentuali, proprio grazie alla maggiore efficienza dei collettori solari rispetto a quella registrata nello stesso periodo per la configurazione C1.

La Figura 43 mostra inoltre che $\eta_{th,l}$ subisce inizialmente un incremento piuttosto repentino, attestandosi su valori superiori al 60% a partire dalla seconda metà del mese di gennaio. Infine, rispetto alla configurazione C1, i risparmi complessivi di energia primaria non rinnovabile e le corrispondenti emissioni di CO₂ evitate si riducono di circa il 30% ed il 18% rispettivamente, a causa dei consumi di energia elettrica della pompa di calore geotermica.

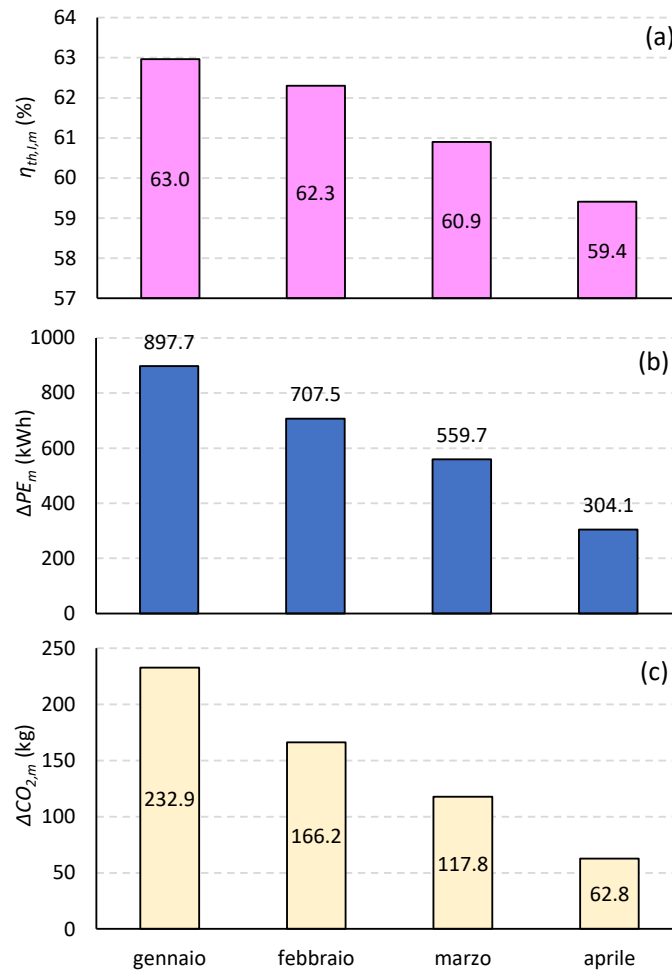


Figura 42. Configurazione C2: efficienza globale (a), risparmi di energia primaria non rinnovabile (b) e corrispondenti emissioni di CO₂ evitate (c) rispetto ad un sistema convenzionale di riferimento (caldaia a gas naturale con $\eta_{ref}=90\%$) nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

Quindi è stata condotta un'analisi di sensitività degli indici di prestazione alle variazioni dei parametri della strategia di controllo negli intervalli definiti in Tabella 15. Come evidenziato in Figura 44, l'incremento di ΔT_{SC_HT} rispetto al valore di base influisce principalmente su SF , che subisce una diminuzione prossima al 10%; l'incremento di $T_{HT,max,c}$, invece, determina un incremento di SF prossimo al 20%, a discapito di $L_{th,unmet}$ (+30%). Si nota, inoltre, come $\eta_{th,I,mean}$ sia praticamente insensibile alle variazioni di ΔT_{SC_HT} e $T_{HT,max,c}$. La Figura 45 evidenzia, invece, che valori di $T_{min,ac,GHP,th}$ di circa 42°C consentono sia di minimizzare $L_{th,unmet}$ (4.3 kWh), che di massimizzare $\eta_{th,I,mean}$ (61.2%), a fronte di una diminuzione del contributo dei collettori solari alla produzione di energia termica ($SF = 62\%$).

Infine, è stata condotta l'ottimizzazione dei parametri della strategia di controllo, assumendo come funzione obiettivo la contemporanea massimizzazione di $\eta_{th,I,mean}$ e la minimizzazione di $L_{th,unmet}$, con il vincolo di SF non inferiore al 50% (Tabella 17). Il passaggio ad una strategia di controllo basata su parametri ottimizzati determina un lieve incremento di $\eta_{th,I,mean}$ (61.5%), oltre ad un'ulteriore diminuzione di $L_{th,unmet}$ (2.9 kWh), a fronte di una diminuzione di SF (50.2%). L'incremento dei consumi di energia elettrica associati al maggior utilizzo della pompa di calore geotermica ha come diretta conseguenza la diminuzione di ΔPE (-11%) e ΔCO_2 (-6%).

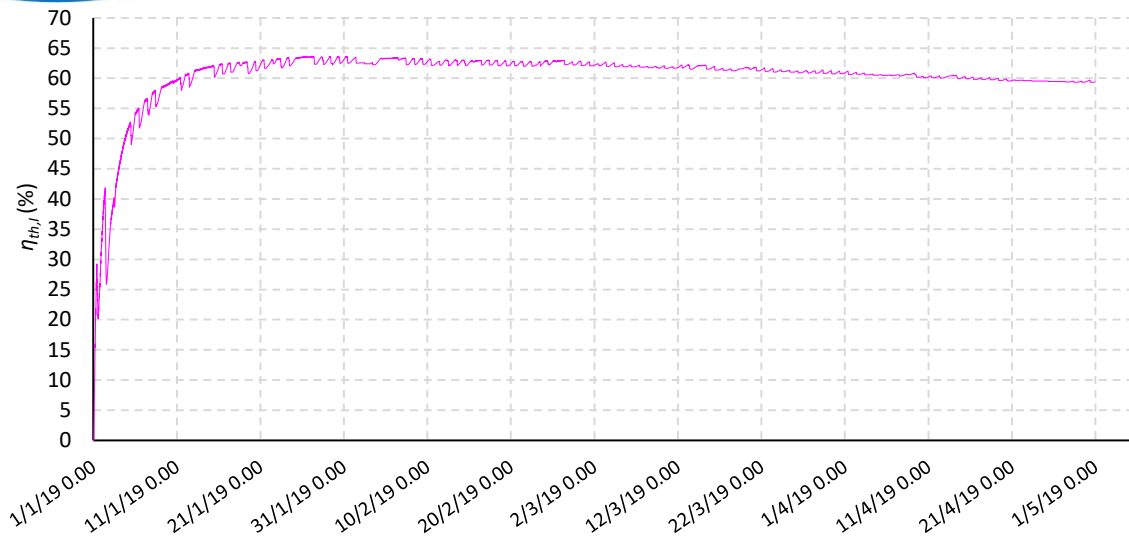


Figura 43. Configurazione C2: andamento dell'efficienza cumulativa nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

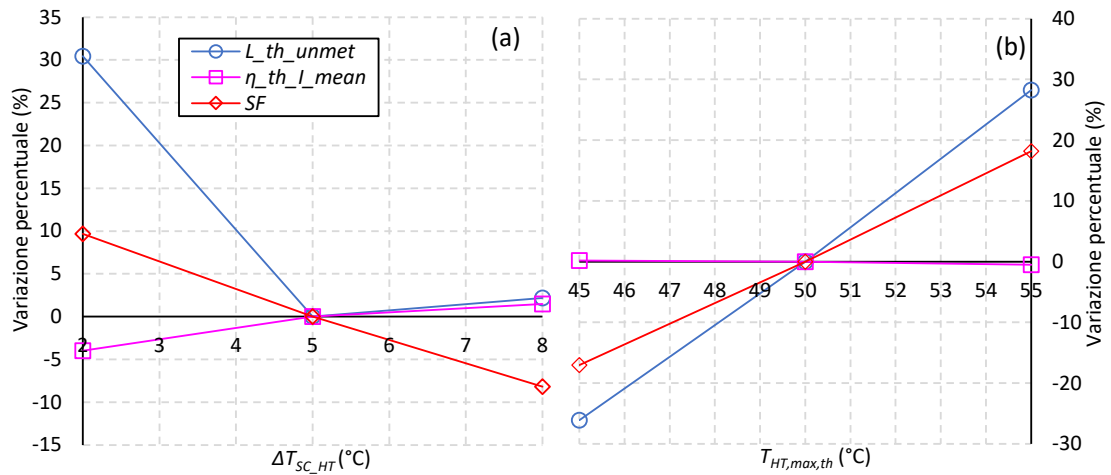


Figura 44. Configurazione C2: effetto dei parametri della strategia di controllo ΔT_{SC-HT} (a) e $T_{HT,max,c}$ (b) su $L_{th,unmet}$, $\eta_{th,l,mean}$ e SF

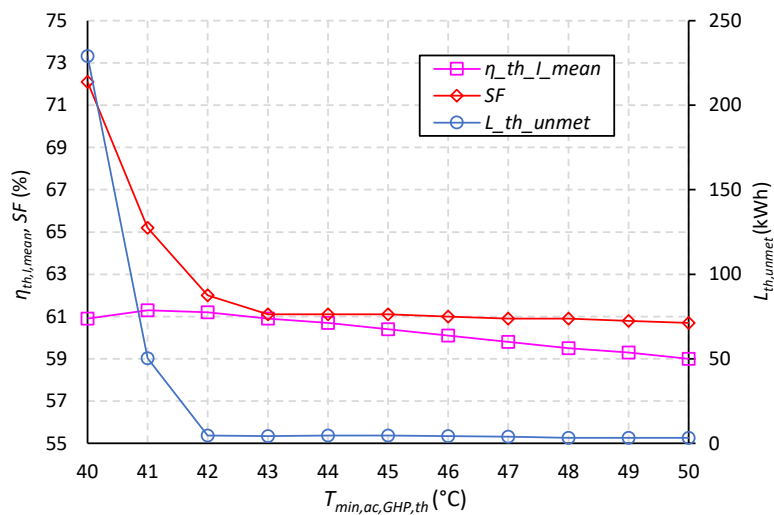


Figura 45. Configurazione C2: effetto di $T_{min,ac,GHP,th}$ su $L_{th,unmet}$, $\eta_{th,I,mean}$ e SF

Tabella 17. Configurazione C2: parametri della strategia di controllo e principali indici di prestazione in presenza di carichi termici, in condizioni di “base” ed in condizioni “ottimizzate” in presenza di carichi termici

	Caso di base	Caso ottimizzato ($SF \geq 50\%$)
Parametri della strategia di controllo		
$\Delta T_{SC,HT}$ (°C)	5	7.6
$T_{max,HT,c}$ (°C)	50	47.5
$T_{min,ac,GHP,th}$ (°C)	45	43.8
Indici di prestazione		
$\eta_{th,I,mean}$ (%)	60.4	61.5
SF (%)	61	50.2
$L_{th,unmet}$ (kWh)	4.6	2.9
ΔPE (kWh)	2468.9	2203.6
ΔCO_2 (kg CO ₂ evitate)	579.6	545.8

Funzionamento in presenza di carichi frigoriferi

In presenza di carichi frigoriferi, gli unici componenti attivi del sistema sono la pompa di calore geotermica e il volano termico ad essa annesso. Pertanto la strategia di controllo è definita dalla minima temperatura di accensione della pompa di calore geotermica in presenza di carichi frigoriferi ($T_{min,ac,GHP,c}$), che in condizioni di base è assunta pari a 8°C.

A questo proposito, la Figura 46 mostra l'andamento della potenza frigorifera prodotta dalla pompa di calore geotermica (P_{GHP}), del carico frigorifero (L_c) e di T_{VT} , per due periodi caratteristici relativi ai mesi di giugno (Figura 46a) e settembre (Figura 46b). Si nota, come T_{VT} oscilla tra 5°C e circa 10°C in relazione all'entità dei carichi frigoriferi della serra, in entrambi i periodi considerati; in particolare, quando T_{VT} supera la soglia di 8°C, la pompa di calore geotermica viene attivata, erogando una potenza pressoché costante e prossima ad 11 kW.

L'energia frigorifera prodotta nel periodo compreso tra giugno e settembre è in grado di coprire circa il 93% dei carichi complessivi; come evidenziato in Figura 47b, i mesi più critici sotto questo punto di vista sono quelli di giugno e luglio, dove si concentra la quasi totalità dei carichi insoddisfatti.

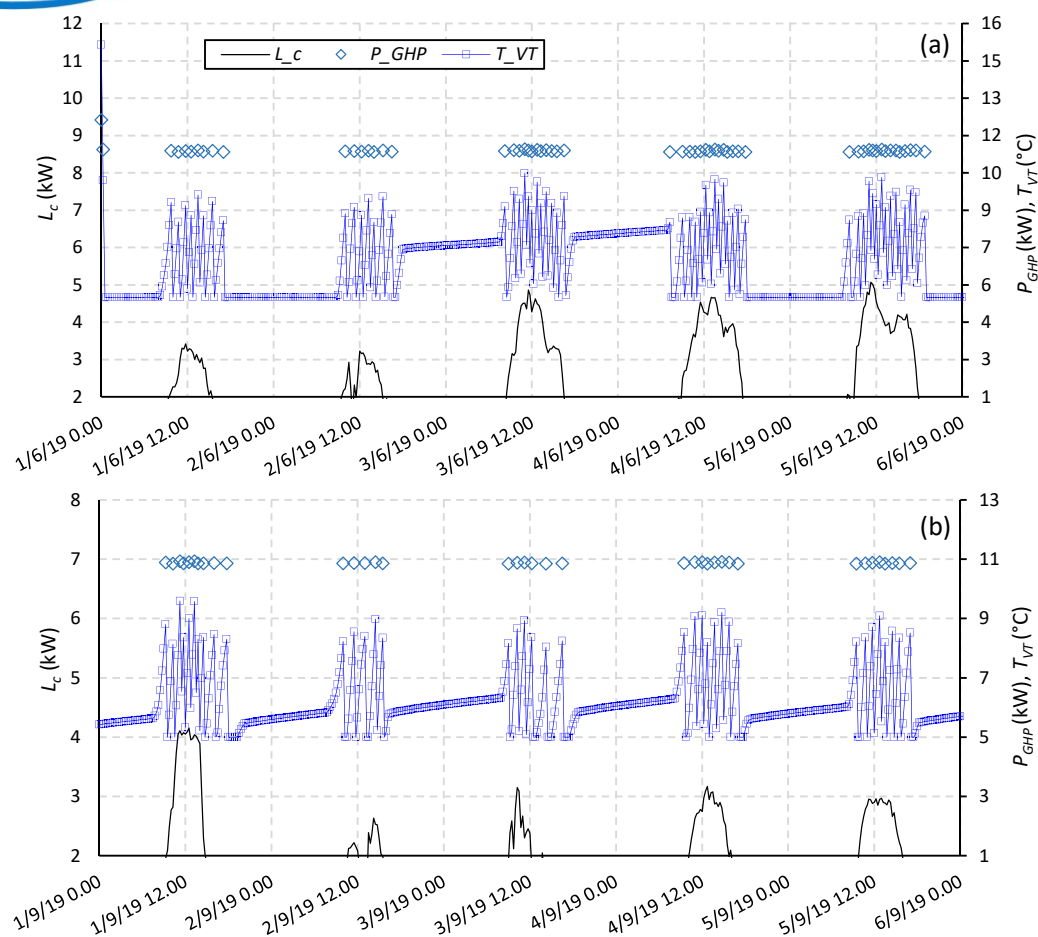


Figura 46. Configurazione C2: andamento della potenza frigorifera prodotta dalla pompa di calore, del carico termico, della temperatura all'interno del volano per la configurazione C2 in condizioni di base, per due periodi relativi ai mesi di giugno (a) e settembre (b)

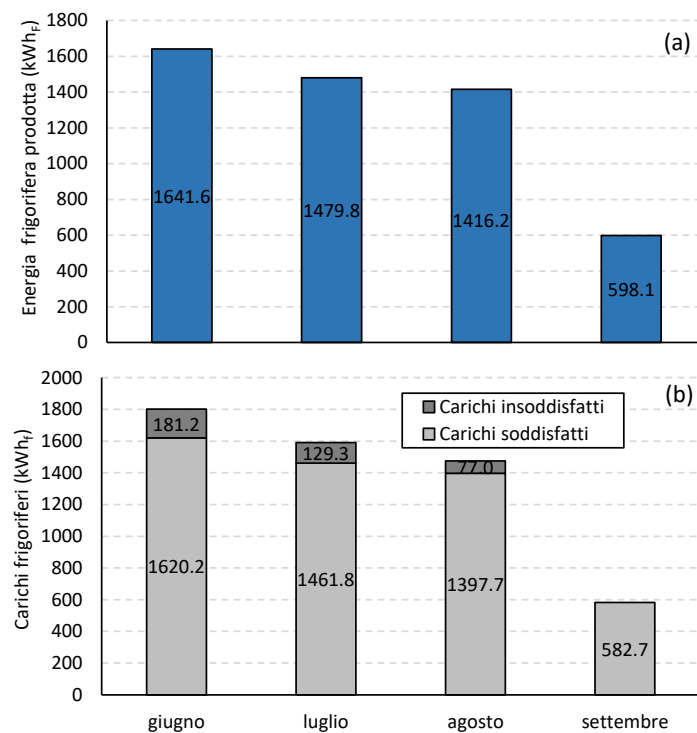


Figura 47. Configurazione C2. andamento mensile dell'energia frigorifera prodotta dalla pompa di calore geotermica (a) e dei carichi termici soddisfatti ed insoddisfatti (b), per il periodo compreso tra giugno e settembre

La Tabella 16 riassume i principali parametri prestazionali della pompa di calore geotermica: i valori medi della potenza frigorifera erogata ($P_{GHP,mean}$) e dell'energy efficiency ratio ($EER_{GHP,mean}$) si attestano su 10.9 kW e 5.1 rispettivamente, nell'intero periodo di simulazione; la potenza frigorifera massima ($P_{GHP,max}$) oscilla invece tra 10.9 kW e 12.1 kW, a cui corrispondono valori dell'energy efficiency ratio ($EER_{GHP,max}$) compresi tra 5.1 e 5.6. Complessivamente i consumi di energia elettrica ammontano a circa 1112 kWh, di cui oltre il 60% è da imputare al funzionamento dei mesi di giugno e luglio.

Come già evidenziato per la macchina frigorifera ad assorbimento nel caso della configurazione C1, la pompa di calore geotermica risulta attiva principalmente nelle ore di massima richiesta da parte della serra; tuttavia il numero di accensioni e spegnimenti risulta notevolmente più elevato, a causa delle dimensioni più contenute del volano termico rispetto al serbatoio di accumulo freddo.

Tabella 18. Configurazione C2: parametri prestazionali della pompa di calore geotermica nel periodo compreso tra giugno e settembre

	$P_{GHP,mean}$ (kW)	$P_{GHP,max}$ (kW)	$EER_{GHP,mean}$ (-)	$EER_{GHP,max}$ (-)	$E_{GHP,el}$ (kWh)	$n_{ON-OFF,GHP}$ (-)
giugno	10.9	12.1	5.1	5.6	355.3	1168
luglio	10.9	11.1	5.1	5.1	320.3	1058
agosto	10.9	11.0	5.1	5.1	306.6	1036
settembre	10.9	10.9	5.1	5.1	129.5	398

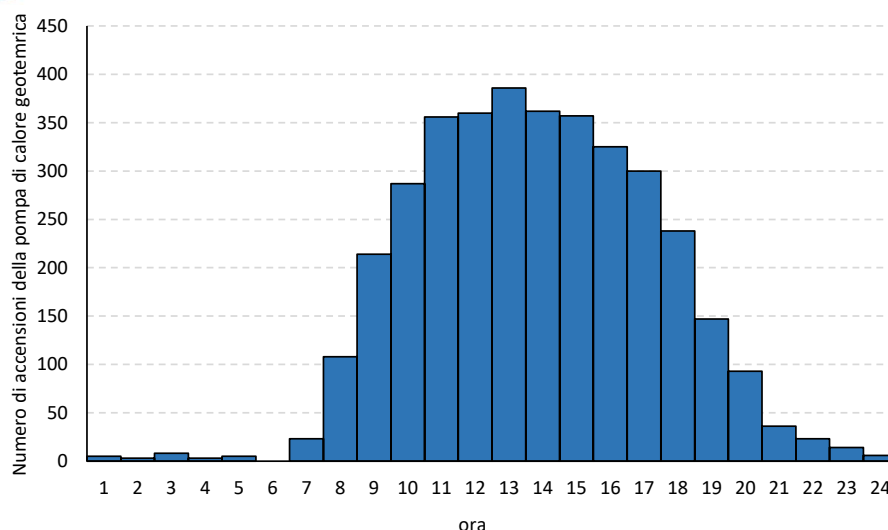


Figura 48. Configurazione C2: numero complessivo di accensioni della pompa di calore geotermica in funzione dell'ora del giorno nel periodo compreso tra giugno e settembre

Come evidenziato in Figura 49, $REP_{c,l,m}$ subisce delle variazioni piuttosto contenute, attestandosi su valori compresi tra 2.07 e 2.1; inoltre ΔPE e ΔCO_2 raggiungono complessivamente 479.2 kWh e 61.2 kg rispettivamente, ovvero diminuiscono di oltre 80% rispetto alla configurazione C1, a causa dei consumi di energia elettrica della pompa di calore geotermica.

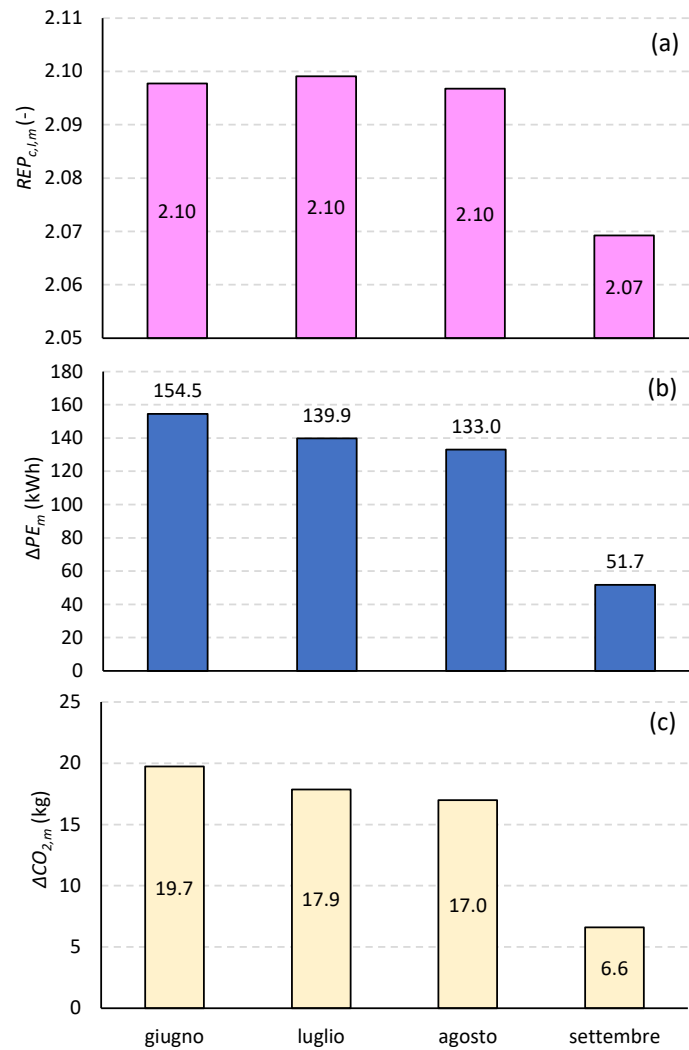


Figura 49. Configurazione C2: rapporto di energia primaria (a), risparmi di energia primaria (b) e corrispondenti emissioni di CO₂ evitate (c) rispetto ad un sistema convenzionale di riferimento (pompa di calore con $EER_{ref}=3.8$) nel periodo compreso tra giugno e settembre

Infine, è stata condotta un'analisi di sensitività, per valutare l'influenza di $T_{min,ac,GHP,c}$ sul valore medio del risparmio di energia primaria $REP_{c,l,mean}$ e $L_{c,unmet}$. A questo proposito la Figura 50 mostra come, $REP_{c,l,mean}$ sia praticamente insensibile alle variazioni di $T_{min,ac,GHP,c}$; viceversa, $L_{c,unmet}$ subisce una crescita pressoché esponenziale al crescere di $T_{min,ac,GHP,c}$; in particolare, allo scopo di garantire il completo soddisfacimento dei carichi ($L_{c,unmet} = 0$), $T_{min,ac,GHP,c}$ non deve superare i 6.5°C. Ciò determina non solo un abbassamento della temperatura all'interno del volano termico, ma anche una diminuzione della potenza frigorifera erogata dalla pompa di calore geotermica (Figura 51); quest'ultima, in particolare, varia in maniera significativa nel corso del tempo, passando da un minimo di circa 6.4 kW ad un massimo di 10.6 kW. Per quanto riguarda gli indici di prestazione, ΔPE e ΔCO_2 diminuiscono di circa il 12% rispetto alla situazione di base, attestandosi su 428.1 kWh e 54.6 kg rispettivamente.

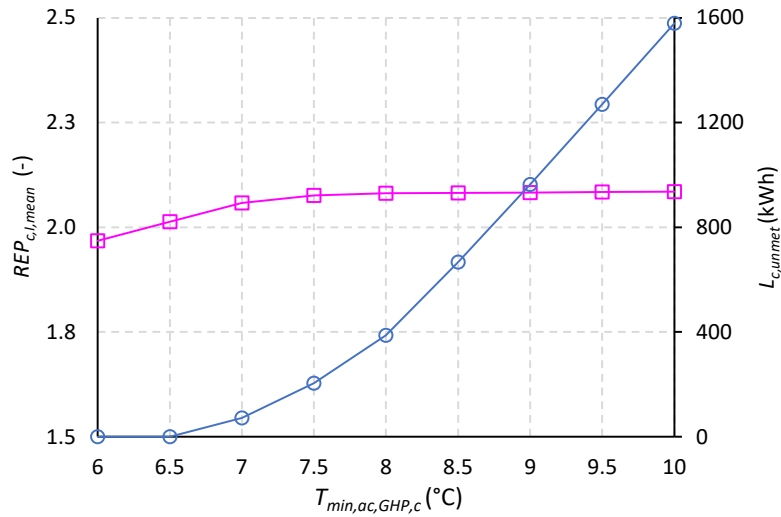


Figura 50. Effetto di $T_{min,ac,GHP,c}$ su $REP_{c,l,mean}$ e $L_{c,unmet}$

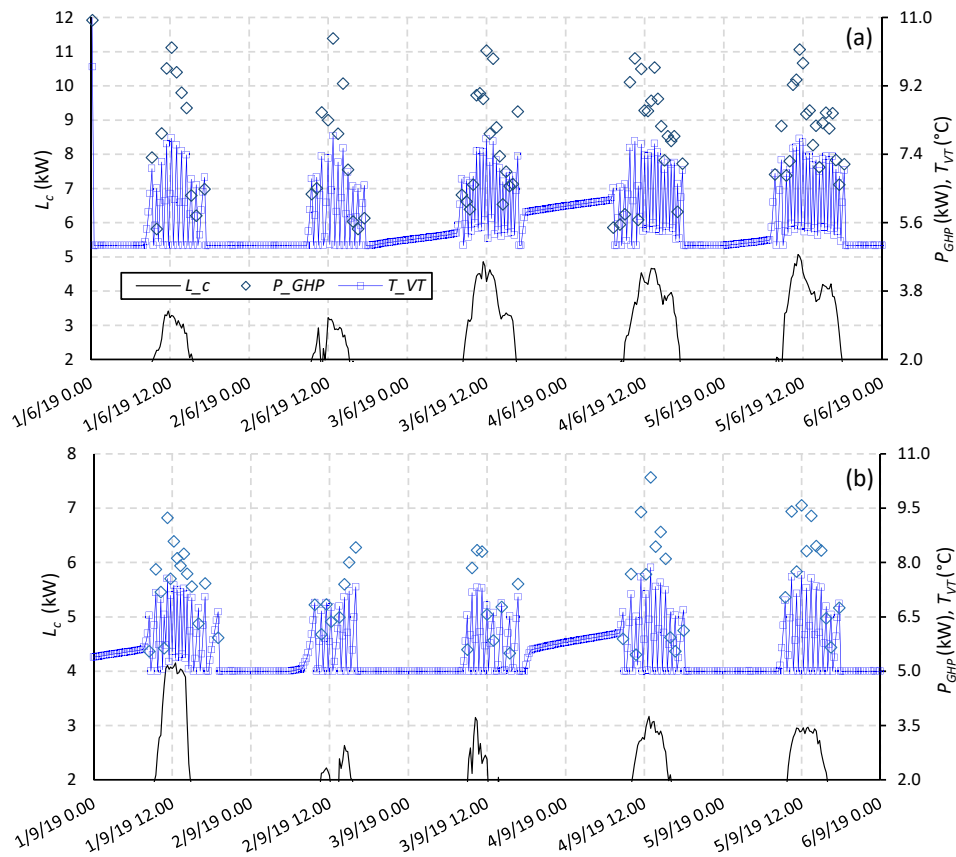


Figura 51. Andamento della potenza frigorifera prodotta dalla pompa di calore, del carico termico, della temperatura all'interno del volano per la configurazione C2 con $T_{min,ac,GHP,c} = 6.5^{\circ}C$, per due periodi relativi ai mesi di giugno (a) e settembre (b)

3.1.3 Configurazione C3: impianto di solar heating and cooling affiancato da caldaia a biomassa e pompa di calore geotermica reversibile

La configurazione C3 del sistema di poligenerazione è una combinazione delle configurazioni C1 e C2, ovvero corrisponde ad un impianto di solar heating and cooling affiancato da caldaia a biomassa e pompa di calore geotermica reversibile. Le Figura 52 e Figura 53 forniscono una rappresentazione schematica dei componenti attivi in presenza di carichi termici e frigoriferi e delle loro modalità di collegamento.

In regime invernale, l'energia termica derivante dai collettori solari a tubi evacuati e dalla caldaia a biomassa è stoccata nel serbatoio di accumulo, mentre quella prodotta dalla pompa di calore geotermica è inviata all'interno del volano. I carichi termici sono soddisfatti dando priorità all'energia contenuta nel serbatoio di accumulo caldo, sempre che $T_{HT} \geq T_{user,th}$. Nel caso in cui $T_{HT} < T_{user,th}$, i fabbisogni dell'utenza vengono soddisfatti grazie all'energia termica contenuta nel volano, purché $T_{VT} \geq T_{user,th}$.

In regime estivo, invece, l'energia termica stoccata nel serbatoio di accumulo caldo è impiegata per alimentare la macchina ad assorbimento nel caso in cui $T_{gen,in,ABS} \geq 70^{\circ}C$. L'energia frigorifera così prodotta è stoccata nel serbatoio di accumulo freddo e quindi resa disponibile all'utenza, sempre che $T_{CT} \leq T_{user,c}$. La pompa di calore geotermica ha il compito di coadiuvare la produzione di energia frigorifera operata dalla macchina ad assorbimento, permettendo il soddisfacimento dei carichi frigoriferi nel caso in cui $T_{CT} > T_{user,c}$, a patto che $T_{VT} \leq T_{user,c}$.

La Tabella 19 riassume i parametri della strategia di controllo della configurazione C3, corrispondenti all'insieme dei parametri già definiti per le configurazioni C1 e C2, e i corrispondenti campi di variabilità assunti nel corso dell'analisi.

Come evidenziato dai risultati delle simulazioni precedentemente condotte, le configurazioni C1 e C2 sono in grado di soddisfare praticamente la totalità dei carichi termici e frigoriferi della serra. Assumendo che le taglie dei componenti del sistema di poligenerazione rimangano invariate, la configurazione C3 risulta evidentemente sovradimensionata per la tipologia di utenza considerata. Allo scopo di valutare le potenzialità della configurazione C3, si è pertanto ipotizzato che l'utenza subisca un incremento dei fabbisogni del 50% rispetto ai valori dei carichi termici e frigoriferi attuali.

Lo studio della configurazione C3 si pone quindi l'obiettivo di individuare delle nuove strategie di controllo che, combinando e/o modificando quelle già esaminate per le configurazioni C1 e C2, consentano di massimizzare le prestazioni relative alla generazione di energia termica e frigorifera, a patto di garantire un sostanziale contributo dell'energia solare al soddisfacimento dei fabbisogni dell'utenza. Ciò, infatti, avrà riflessi positivi sui costi di esercizio dell'impianto, in quanto consentirà di contenere i costi per l'acquisto della biomassa e dell'energia elettrica associati al funzionamento della caldaia e della pompa di calore geotermica. Le strategie di controllo esaminate si differenziano sostanzialmente per i seguenti aspetti:

- la modalità di erogazione della potenza della caldaia;
- la modalità di attivazione della caldaia a biomassa;
- la modalità di attivazione della pompa di calore geotermica.

Per quanto riguarda il primo aspetto, in particolare, sono state definite quattro specifiche modalità di erogazione della potenza prodotta dalla caldaia, in relazione al livello di temperatura del serbatoio di accumulo caldo (Tabella 20). La prima, indicata con M1, coincide con la modalità che è stata impiegata per valutare le prestazioni della configurazione C1 e prevede che la potenza erogata vari in maniera lineare tra $P_{BB,min} = 0.3P_{BB,max}$ e $P_{BB,max}$, in funzione della differenza tra T_{HT} e $T_{BB,off}$.

La modalità M3 coincide con la M1, tranne per il fatto che $P_{BB,min} = 0.7P_{BB,max}$. Nel caso della modalità M2, invece, la potenza erogata dalla caldaia nell'intervallo $T_{BB,on} < T_{HT} \leq T_{BB,off}$ è fissa ed è pari 70% del valore nominale. Infine, nella modalità M4, la caldaia opera sempre alla massima potenza finché $T_{HT} \leq T_{BB,off}$, mentre viene spenta quando la temperatura nel serbatoio supera tale soglia limite.

Relativamente alla modalità di attivazione della caldaia a biomassa, sono state esplorate due differenti possibilità:

- la prima prevede che la caldaia venga attivata quando $T_{HT} < T_{BB,on}$, ovvero seguendo la medesima logica considerata per la configurazione C1;
- la seconda, invece, prevede che l'attivazione della caldaia sia funzione anche delle condizioni di temperatura all'interno del volano termico; in particolare la caldaia viene accesa se $T_{HT} < T_{BB,on}$, a patto che si verifichi contemporaneamente che $T_{VT} < T_{user,th}$ o $T_{VT} > T_{user,c}$, a seconda che la serra abbia fabbisogni di energia termica o frigorifera.

Anche per la pompa di calore geotermica sono state considerate due modalità di attivazione:

- nella prima, la pompa di calore geotermica viene attivata solo nel caso in cui $T_{HT} < T_{user,th}$ e $T_{VT} < T_{min,ac,GHP,th}$ (carichi termici) o $T_{CT} > T_{user,c}$ e $T_{VT} > T_{min,ac,GHP,c}$ (carichi frigoriferi);
- nella seconda modalità, invece, la pompa di calore geotermica viene accesa a prescindere dal livello di temperatura nei serbatoi di accumulo caldo e freddo, purché $T_{VT} < T_{min,ac,GHP,th}$ (carichi termici) o $T_{VT} > T_{min,ac,GHP,c}$ (carichi frigoriferi).

Combinando le modalità di accensione della caldaia e della pompa di calore geotermica, è quindi possibile definire quattro differenti strategie di controllo:

- SC1: l'accensione della caldaia a biomassa prescinde dalle condizioni di temperatura del volano termico, mentre l'accensione della pompa di calore geotermica prescinde dal livello di temperatura nel serbatoio di accumulo caldo (presenza di carichi termici) o freddo (presenza di carichi frigoriferi) (Figura 54);
- SC2: l'accensione della caldaia a biomassa è funzione delle condizioni di temperatura del volano termico, mentre l'accensione della pompa di calore geotermica prescinde dal livello di temperatura nel serbatoio di accumulo caldo (presenza di carichi termici) o freddo (presenza di carichi frigoriferi) (Figura 55);
- SC3: l'accensione della caldaia a biomassa prescinde dalle condizioni di temperatura del volano termico, mentre l'accensione della pompa di calore geotermica dipende dal livello di temperatura nel serbatoio di accumulo caldo (presenza di carichi termici) o freddo (presenza di carichi frigoriferi) (Figura 56);
- SC4: l'accensione della caldaia a biomassa dipende dalle condizioni di temperatura del volano termico, mentre l'accensione della pompa di calore geotermica dipende dal livello di temperatura nel serbatoio di accumulo caldo (presenza di carichi termici) o freddo (presenza di carichi frigoriferi) (Figura 57).

In una fase iniziale, le quattro strategie di controllo sono state esaminate considerando le quattro differenti modalità di erogazione della potenza della caldaia ed assumendo che tutti parametri operativi siano in condizioni di base. Tale indagine ha quindi consentito di individuare le strategie più promettenti in termini di grado di soddisfacimento dei carichi (termici o frigoriferi), efficienza media di generazione e frazione solare. Focalizzando l'attenzione su queste strategie, è stata successivamente condotta l'ottimizzazione dei parametri operativi della strategia di controllo, assumendo per ciascuno di essi i campi di variabilità definiti in Tabella 19.

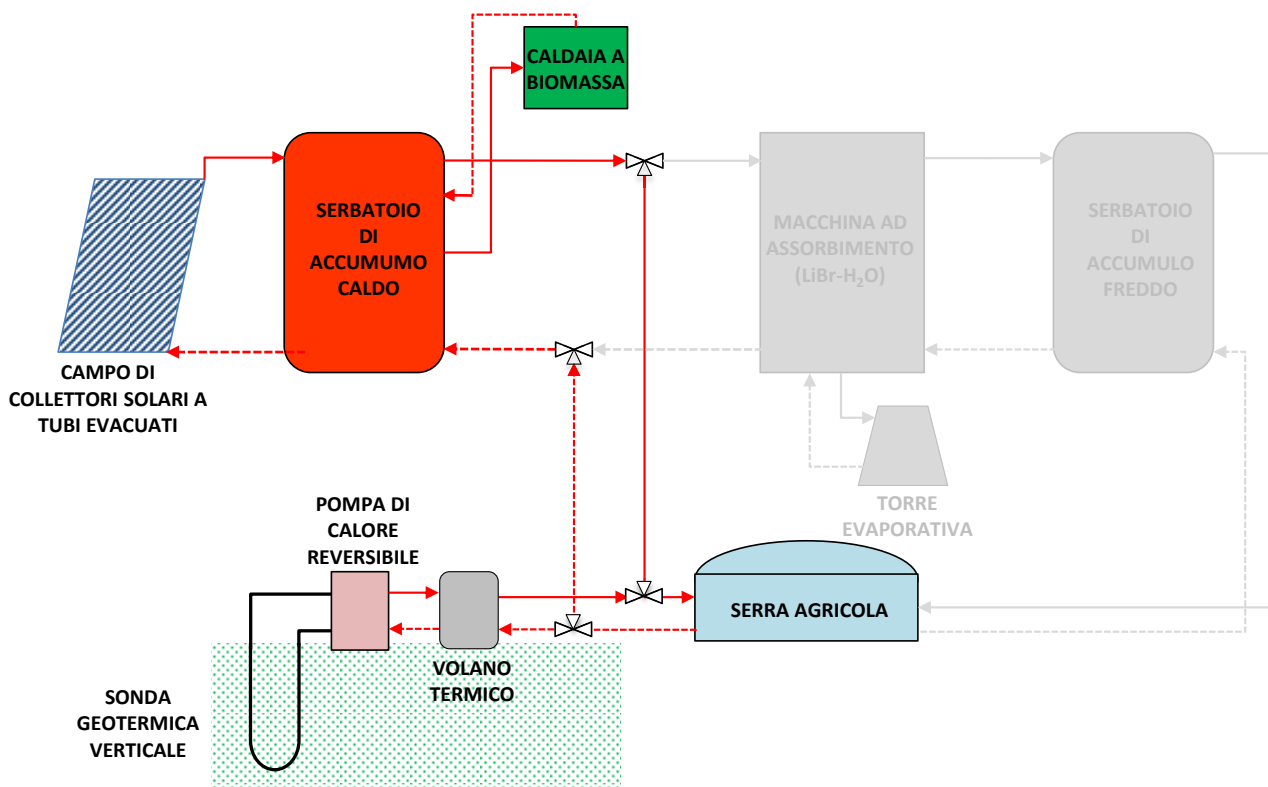


Figura 52. Impianto solare di solar heating and cooling affiancato da caldaia a biomassa e pompa di calore geotermica reversibile: funzionamento in condizioni di richiesta di energia termica

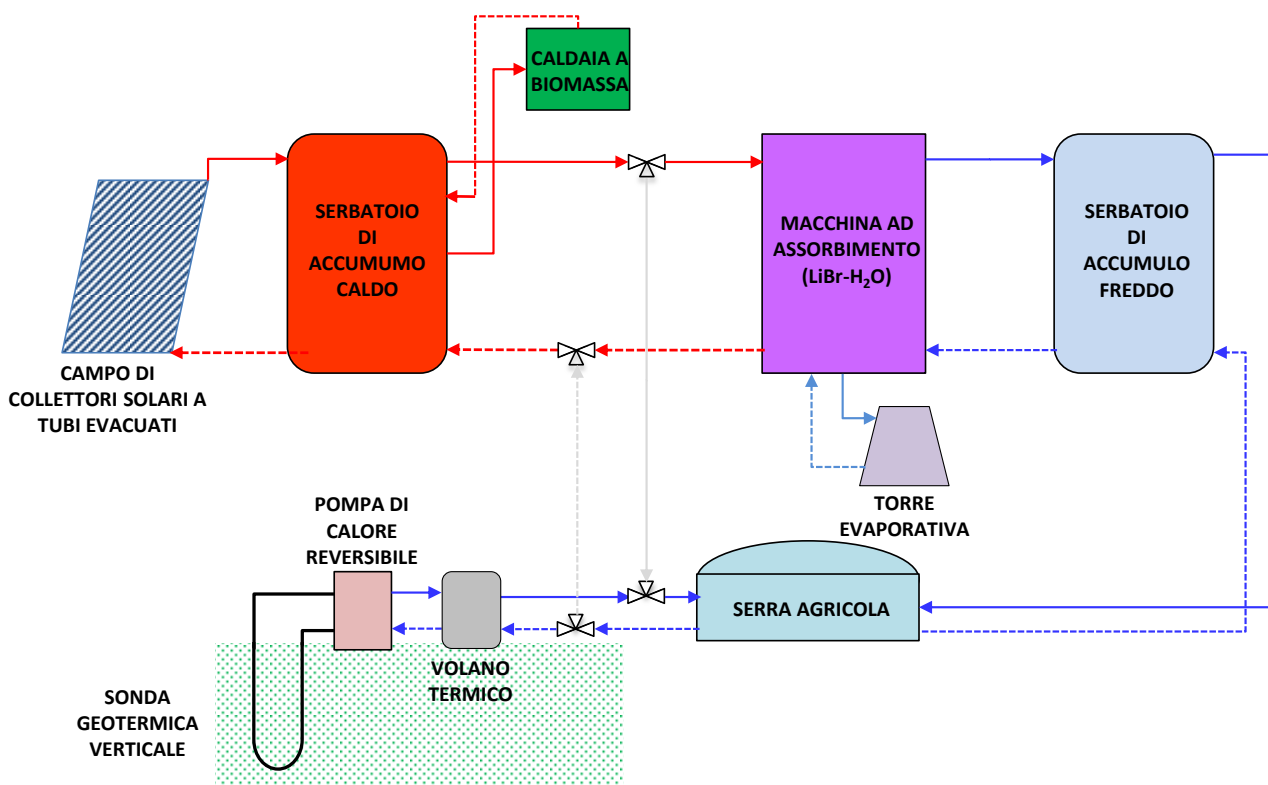


Figura 53. Impianto solare di solar heating and cooling affiancato da caldaia a biomassa e pompa di calore geotermica reversibile: funzionamento in condizioni di richiesta di energia frigorifera

Tabella 19. Parametri della strategia di controllo della configurazione C3: assunzioni relative ai valori in condizioni di base e ai campi di variabilità

	Caso base	Valore minimo	Valore massimo
$T_{BB,on,th}$ (°C)	40	40	45
$T_{BB,on,c}$ (°C)	80	70	90
ΔT_{BB} (°C)	5	2	10
ΔT_{SC-HT} (°C)	5	2	8
$T_{min,ac,ABS}$ (°C)	9	7	10
$T_{HT,max,th}$ (°C)	50	45	55
$T_{HT,max,c}$ (°C)	95	90	100
$T_{min,ac,GHP,th}$ (°C)	45	40	50
$T_{min,ac,GHP,c}$ (°C)	8	6	10

Tabella 20. Modalità di erogazione della potenza da parte della caldaia a biomassa

	M1	M2	M3	M4
	P_{BB}			
$T_{HT} \leq T_{BB,on}$	$P_{BB,max}$	$P_{BB,max}$	$P_{BB,max}$	$P_{BB,max}$
$T_{BB,on} < T_{HT}$ $\leq T_{BB,off}$	$\left(0.3 + 0.7 \frac{T_{HT} - T_{BB,off}}{T_{BB,on} - T_{BB,off}}\right) P_{BB,max}$	$0.7 P_{BB,max}$	$\left(0.7 + 0.3 \frac{T_{HT} - T_{BB,off}}{T_{BB,on} - T_{BB,off}}\right) P_{BB,max}$	$P_{BB,max}$
$T_{HT} > T_{BB,off}$	0	0	0	0

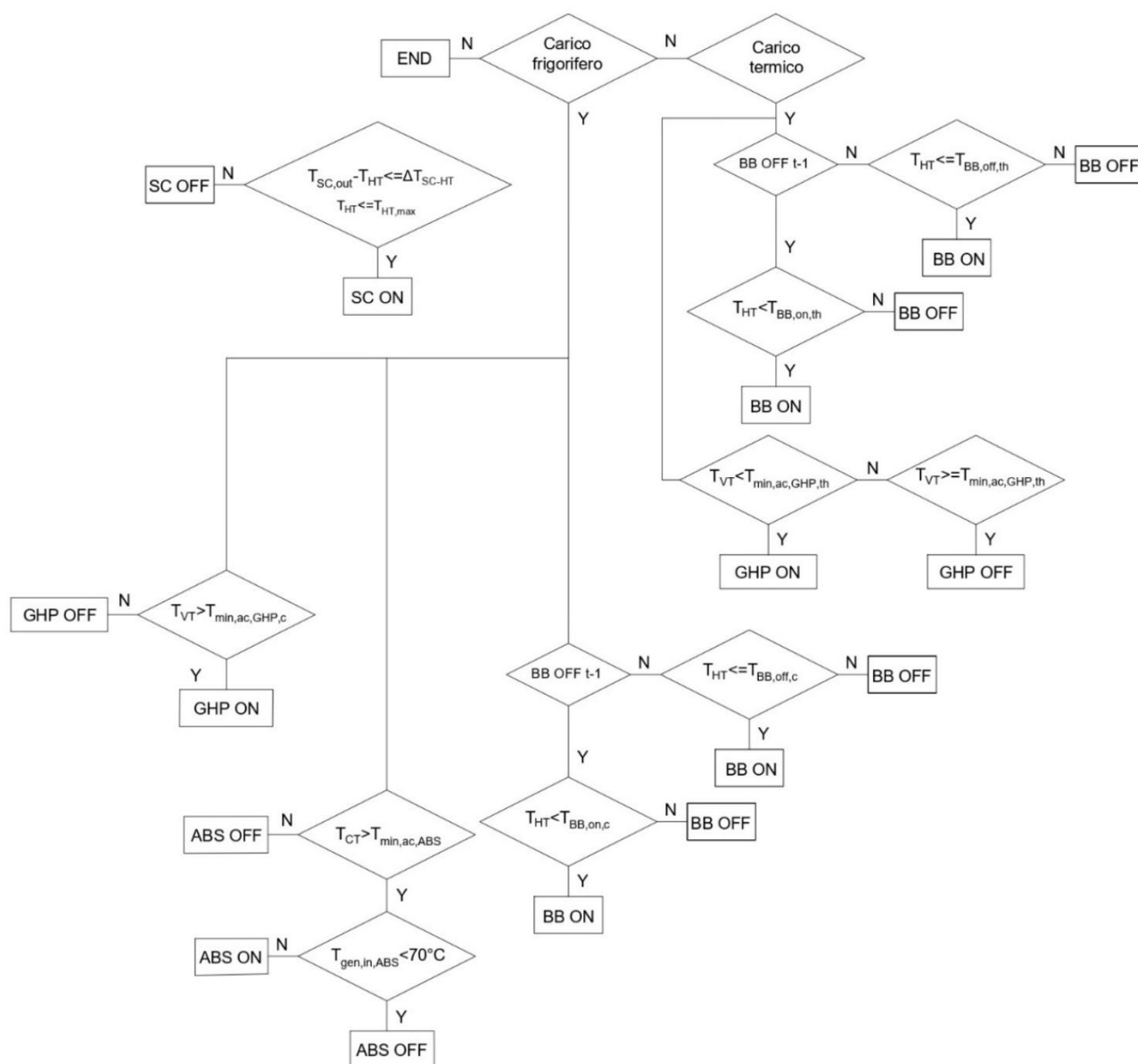


Figura 54. Strategia di controllo della configurazione C3: l'accensione della caldaia a biomassa prescinde dalle condizioni di temperatura del volano termico, mentre l'accensione della pompa di calore geotermica prescinde dal livello di temperatura nel serbatoio di accumulo caldo (presenza di carichi termici) o freddo (presenza di carichi frigoriferi)

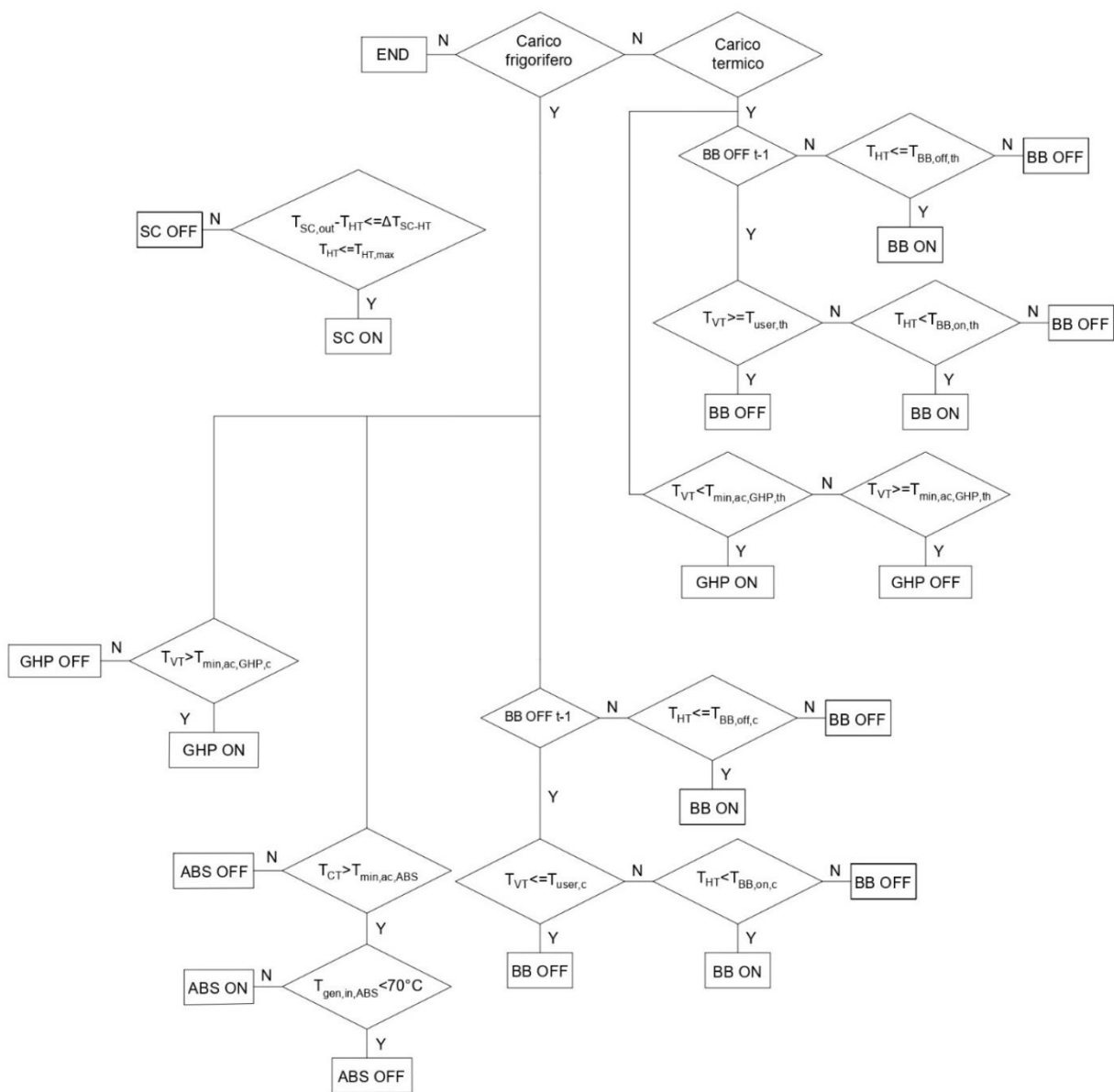


Figura 55. Strategia di controllo della configurazione C3: l'accensione della caldaia a biomassa è funzione delle condizioni di temperatura del volano termico, mentre l'accensione della pompa di calore geotermica prescinde dal livello di temperatura nel serbatoio di accumulo caldo (presenza di carichi termici) o freddo (presenza di carichi frigoriferi)

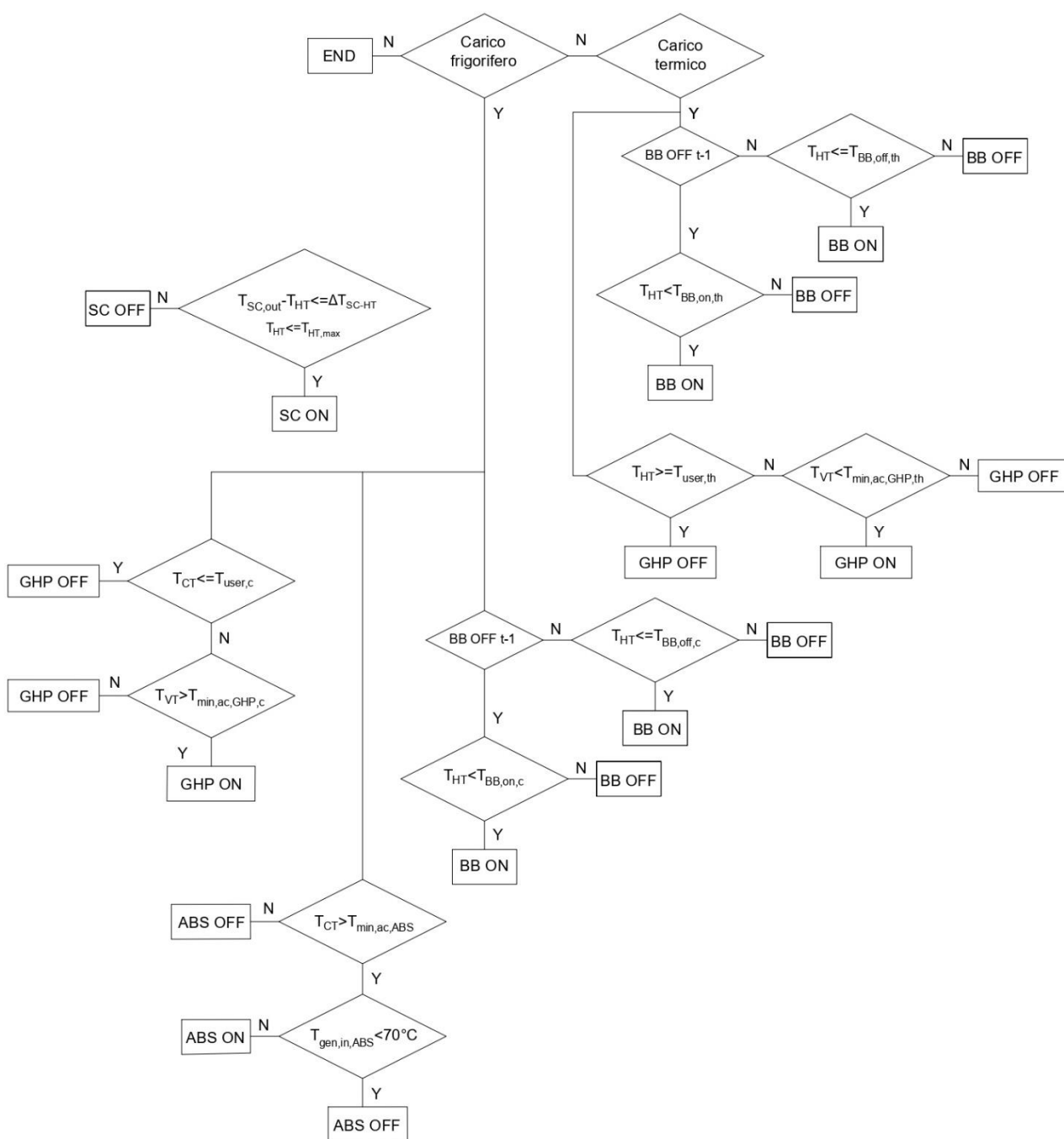


Figura 56. Strategia di controllo della configurazione C3: l'accensione della caldaia a biomassa prescinde dalle condizioni di temperatura del volano termico, mentre l'accensione della pompa di calore geotermica dipende dal livello di temperatura nel serbatoio di accumulo caldo (presenza di carichi termici) o freddo (presenza di carichi frigoriferi)

Funzionamento in presenza di carichi termici

Allo scopo di valutare il comportamento della configurazione C3 del sistema di poligenerazione in presenza di carichi termici, è stata condotta un preliminare studio di simulazione nel periodo compreso tra gennaio e aprile, ipotizzando che:

- il sistema operi secondo la strategia di controllo SC1;
- i parametri della strategia di controllo siano in condizioni di base (Tabella 19);
- la modalità di erogazione della potenza della caldaia a biomassa corrisponda alla M1 (Tabella 20).

La Figura 58 riporta l'andamento della potenza termica fornita dai collettori solari e dalla caldaia a biomassa (per mezzo del serbatoio di accumulo caldo) e dalla pompa di calore geotermica (per mezzo del volano) e l'andamento delle temperature all'interno del serbatoio di accumulo caldo e del volano termico, per due periodi di tempo relativi ai mesi di gennaio ed aprile.

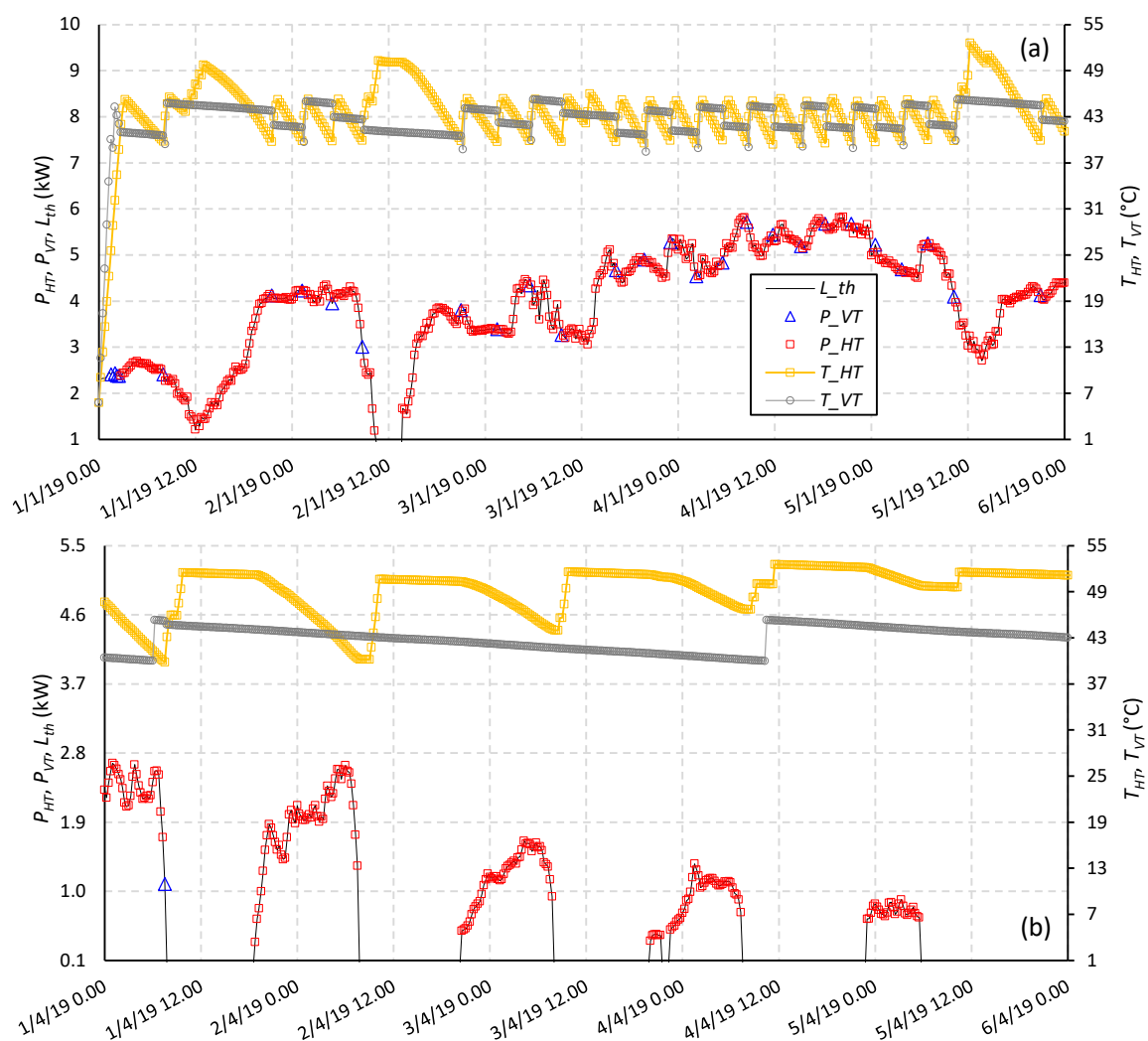


Figura 58. Configurazione C3: andamento della potenza termica fornita dai collettori solari e dalla caldaia a biomassa (attraverso il serbatoio di accumulo caldo) e dalla pompa di calore geotermica (attraverso il volano), del carico termico, della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo e del volano, per due periodi relativi ai mesi di gennaio (a) ed aprile (b)

Nel periodo compreso tra l'1 ed il 6 gennaio (Figura 58a), i fabbisogni termici della serra sono soddisfatti tramite l'energia termica proveniente dai collettori solari e dalla caldaia a biomassa, finché $T_{HT} < 40^{\circ}\text{C}$. In tale condizione, l'energia termica è fornita dalla pompa di calore geotermica, tramite il volano ad essa annesso. Si nota, inoltre, come grazie alla potenza termica fornita dalla caldaia a biomassa, l'intervento della pompa di calore geotermica avvenga in maniera del tutto sporadica.

Nel periodo compreso tra l'1 ed il 6 aprile (Figura 58b), grazie alla maggiore disponibilità di radiazione solare, i fabbisogni dell'utenza sono soddisfatti interamente attraverso l'energia prelevata dal serbatoio di accumulo caldo, essendo T_{HT} sempre al di sopra del valore di set-point dell'utenza. In mancanza di prelievi di energia termica, T_{VT} tende a diminuire (per effetto delle dispersioni termiche) fino ad un valore minimo di 40°C , raggiunto il quale la temperatura aumenta nuovamente per effetto della riattivazione della pompa di calore geotermica e della conseguente erogazione di potenza termica.

La Figura 59a evidenzia come il contributo della caldaia a biomassa alla produzione di energia termica si riduca progressivamente da circa il 43% (gennaio) a poco meno del 20% (aprile), in favore di quello associato al campo di collettori solari. Viceversa, il contributo della pompa di calore geotermica rimane pressoché costante (4.7-6.6%). Pertanto, la frazione solare su base mensile cresce nel tempo, passando dal 24% (gennaio) al 73% (aprile) (Figura 59b). La frazione solare cumulativa subisce delle oscillazioni nel mese di gennaio, per poi crescere in maniera pressoché lineare, raggiungendo un valore prossimo al 40% al termine del periodo di indagine (Figura 60). Come evidenziato in Figura 59c, l'energia termica prelevata dal serbatoio contribuisce per oltre il 95% di quella complessivamente fornita all'utenza nell'intero periodo di indagine. Complessivamente, i carichi termici insoddisfatti ammontano a circa 4 kWh, corrispondenti a meno dello 0.1% del carico termico totale.

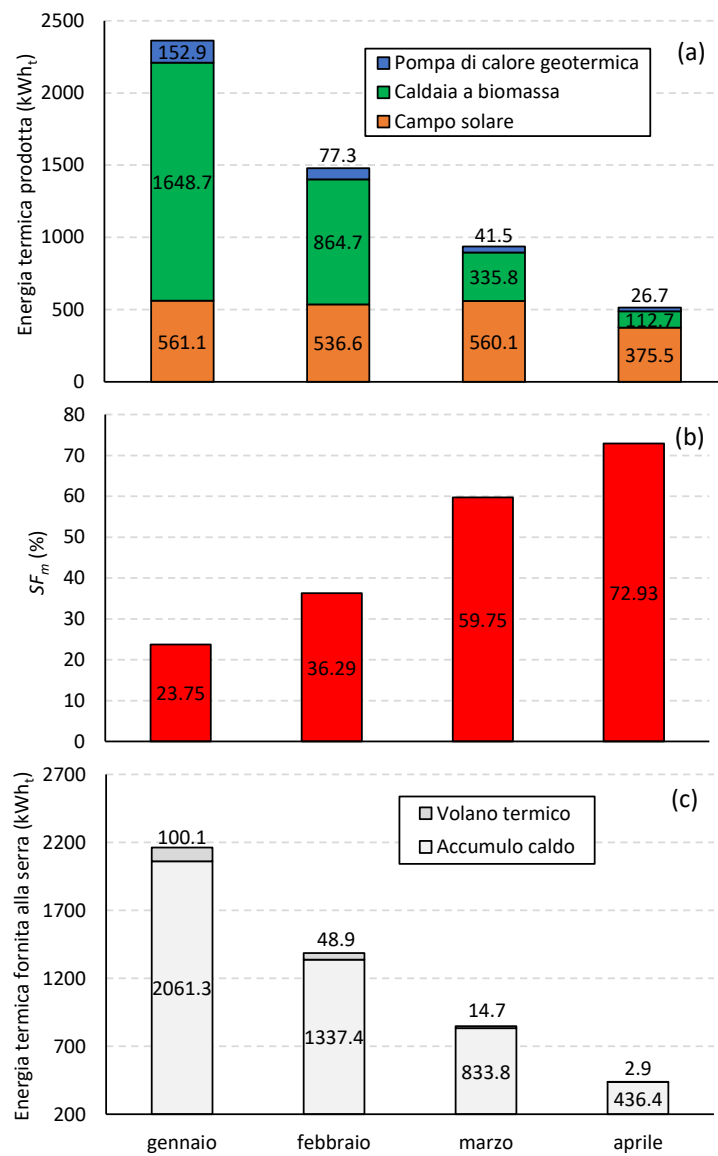


Figura 59. Configurazione C3: andamento mensile dell'energia termica prodotta dai collettori solari, dalla caldaia a biomassa e dalla pompa di calore geotermica (a), della frazione solare (b), dell'energia fornita alla serra dal serbatoio di accumulo caldo e dal volano termico (c), per il periodo compreso tra gennaio ed aprile

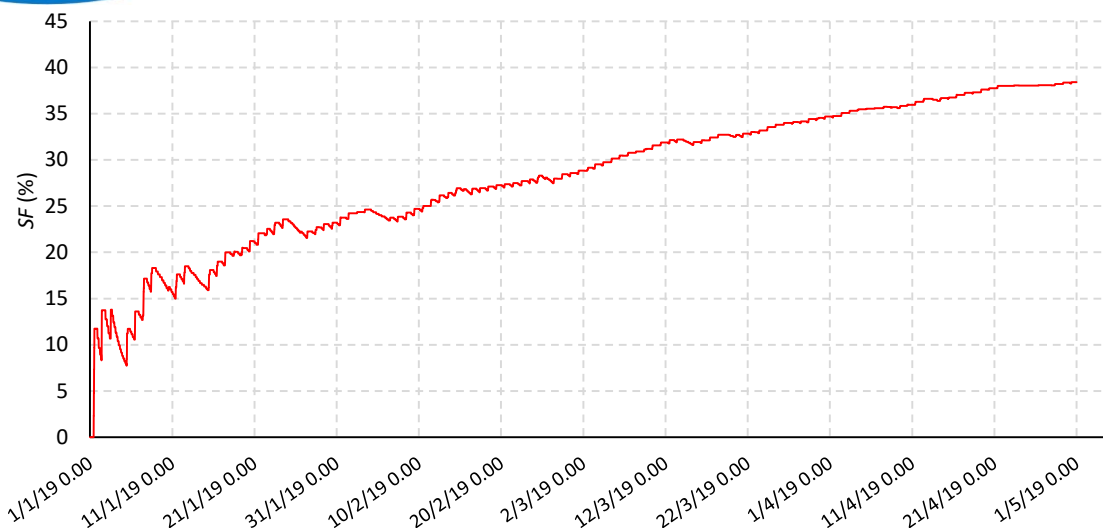


Figura 60. Configurazione C3: andamento della frazione solare cumulativa nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

Anche nel caso della configurazione C3, l'efficienza dei collettori solari (media e massima) risulta confrontabile con quella calcolata nel medesimo periodo di simulazione per le configurazioni C1 e C2. Per quanto riguarda le altre tecnologie di generazione dell'energia termica, le Tabella 21 e Tabella 22 riassumono i parametri prestazionali della caldaia a biomassa e della pompa di calore geotermica rispettivamente. Come nel caso della configurazione C1, la potenza erogata mediamente dalla caldaia nelle ore di accensione è sempre superiore ai 19 kW, mentre quella massima coincide con il valore nominale (30.9 kW). Il consumo complessivo di biomassa è pari a circa 618.3 kg, di cui circa l'85% è da attribuire ai mesi di gennaio e febbraio, nei quali si verifica il maggior numero di accensioni e spegnimenti. A questo proposito, la Figura 61a evidenzia come la caldaia a biomassa venga attivata prevalentemente nelle prime ore della giornata (fino alle ore 9), rimanendo quasi sempre spenta nelle ore successive ed in particolar modo in quelle di massimo irraggiamento solare.

Rispetto alla configurazione C2, i parametri prestazionali della pompa di calore geotermica subiscono delle variazioni piuttosto contenute nel periodo di simulazione considerato; in particolare, $P_{GHP,mean}$ e $COP_{GHP,mean}$ variano negli intervalli 11.9-12 kW e 3.3-3.6, mentre $P_{GHP,max}$ e $COP_{GHP,max}$ raggiungono valori di punta corrispondenti a 12.9 kW e 5.9 nel mese di gennaio.

Inoltre, a dispetto dell'aumento del fabbisogno di energia termica dell'utenza, il numero di accensioni e spegnimenti risulta evidentemente più contenuto rispetto alla configurazione C2, grazie all'intervento della caldaia a biomassa. A questo proposito, la Figura 61b evidenzia come la pompa di calore geotermica venga attivata prevalentemente nelle prime ore della mattina (fino alle ore 9) e alla sera (a partire dalle ore 20).

Tabella 21. Configurazione C3: parametri prestazionali della caldaia a biomassa nel periodo compreso tra gennaio e aprile

	$P_{BB,mean}$ (kW)	$P_{BB,max}$ (kW)	$\eta_{BB,mean}$ (%)	$\eta_{BB,max}$ (%)	q_{BIO} (kg)	$n_{ON-OFF,BB}$ (-)
gennaio	20.0	30.7	90.0	91.2	344.1	212
febbraio	19.7	30.7	89.9	91.2	180.6	118
marzo	19.5	30.7	89.9	91.2	70.1	46
aprile	19.6	30.7	89.9	91.2	23.5	16

Tabella 22. Configurazione C3: parametri prestazionali della pompa di calore geotermica nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

	$P_{GHP,mean}$ (kW)	$P_{GHP,max}$ (kW)	$COP_{GHP,mean}$ (-)	$COP_{GHP,max}$ (-)	$n_{ON-OFF,GHP}$ (-)
gennaio	12.0	12.9	3.6	5.9	92
febbraio	11.9	12.0	3.4	3.5	52
marzo	11.9	11.9	3.3	3.4	28
aprile	11.9	11.9	3.3	3.4	18

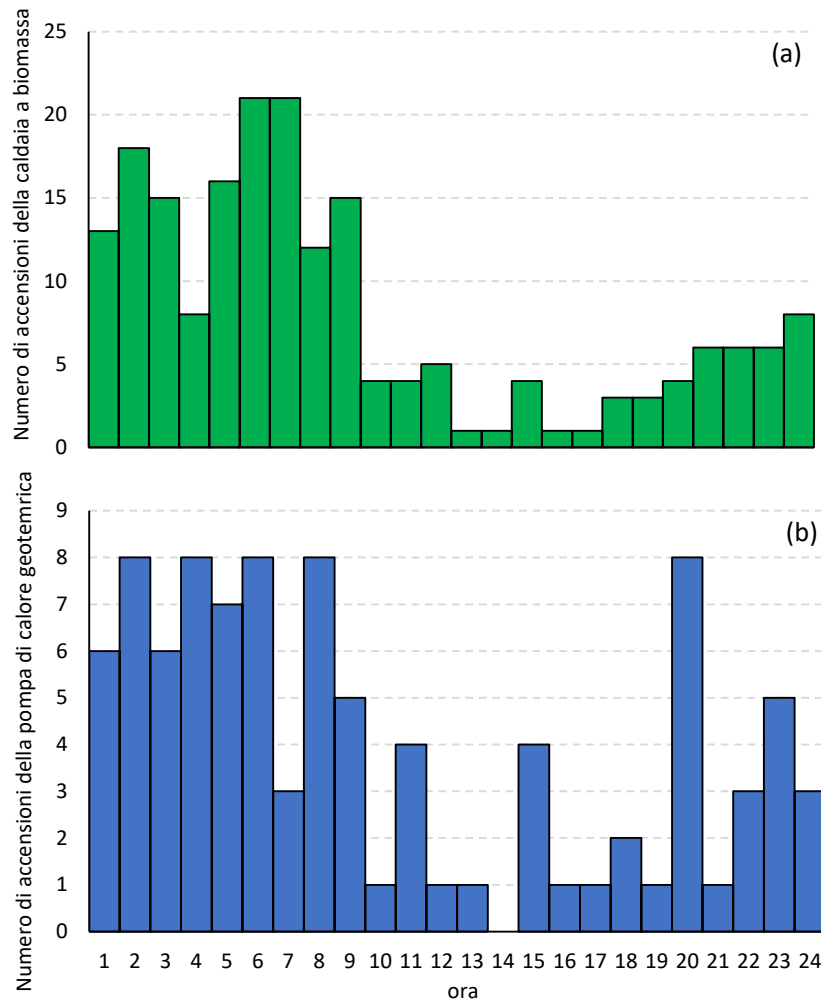


Figura 61. Configurazione C3: numero complessivo di accensioni della caldaia a biomassa (a) e della pompa di calore geotermica (b) in funzione dell'ora del giorno, nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

Infine, sono state valutate le prestazioni energetiche della configurazione C3 nel periodo di simulazione compreso tra gennaio ed aprile (Figura 62).

Come evidenziato in Figura 62a, $\eta_{th,I,m}$ subisce un deciso incremento rispetto alle configurazioni C1 e C2, particolarmente evidente nei mesi di gennaio e febbraio, grazie al più elevato contributo della caldaia a biomassa alla produzione di energia termica. In particolare, al livello medio mensile, $\eta_{th,I,m}$ supera il 77% nel mese di gennaio, mentre si riduce in maniera progressiva nei mesi successivi, attestandosi intorno al 55% nel mese di aprile. Concordemente a quanto già evidenziato in Figura 62a, $\eta_{th,I}$ assume un valore massimo

prossimo al 78% alla fine del mese di gennaio, per poi diminuire fino a circa il 71% al termine del periodo di simulazione.

Infine, la configurazione C3 consente di risparmiare complessivamente circa 5173 kWh di energia primaria non rinnovabile e di evitare l'emissione in atmosfera di oltre 1057 kg di CO₂.

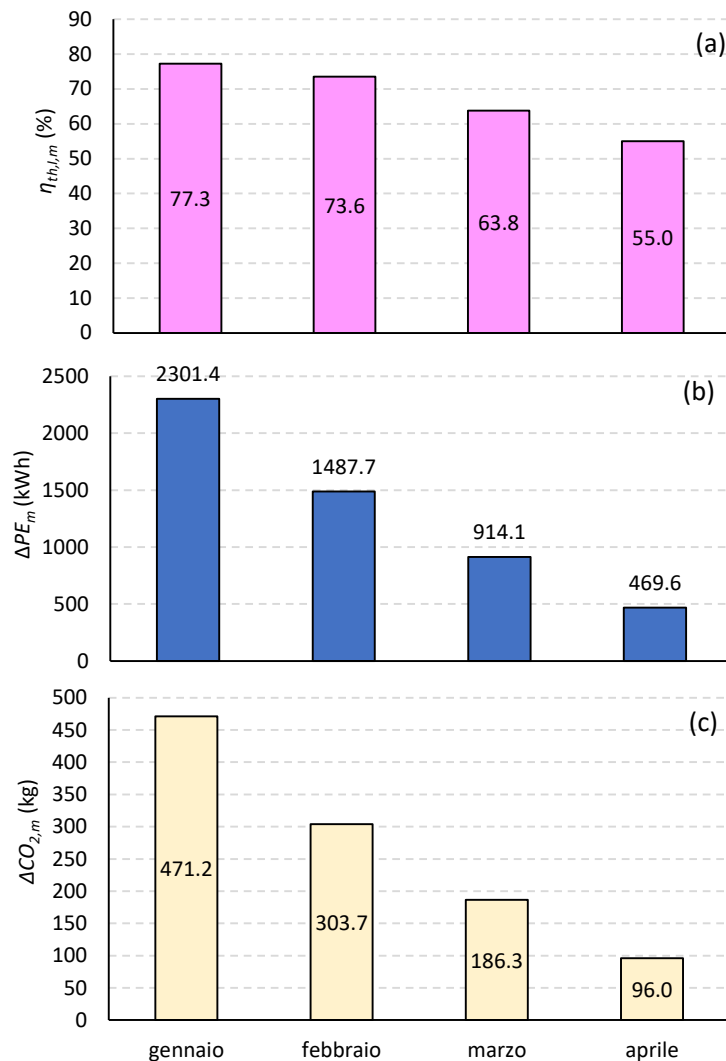


Figura 62. Configurazione C3: efficienza globale (a), risparmi di energia primaria non rinnovabile (b) e corrispondenti emissioni di CO₂ evitate (c) rispetto ad un sistema convenzionale di riferimento (pompa di calore con $EER_{ref}=3.8$) nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

Allo scopo di effettuare un confronto tra le 3 configurazioni, può essere utile fare riferimento ai risparmi di energia primaria non rinnovabile riferiti all'unità di energia termica fornita all'utenza ($\Delta E_{prim,spec}$). Come mostrato in Figura 64a, $\Delta E_{prim,spec}$ diminuisce in maniera proporzionale ai consumi di energia elettrica della pompa di calore geotermica; pertanto, nella configurazione C1, $\Delta E_{prim,spec}$ si attesta intorno ad 1.1 kWh/kWh_t nell'intero periodo di simulazione. Nella configurazione C3, $\Delta E_{prim,spec}$ subisce una lieve riduzione, assumendo comunque valori sempre prossimi all'unità. Nella configurazione C2 si osserva, invece, una diminuzione più marcata di $\Delta E_{prim,spec}$, a causa dei più elevati consumi di energia elettrica della pompa di calore geotermica. In particolare, $\Delta E_{prim,spec}$ oscilla tra un minimo di 0.62 kWh/kWh_t (gennaio) a 1.04 kWh/kWh_t (aprile).

Le medesime considerazioni possono essere estese alle emissioni di CO₂ evitate riferite all'unità di energia termica fornita all'utenza ($\Delta CO_{2,spec}$). Per cui, la configurazione caratterizzata dai valori più elevati è la C1 (224 g CO₂/kWh_t), seguita a breve distanza dalla configurazione C3 (218-220 g CO₂/kWh_t).

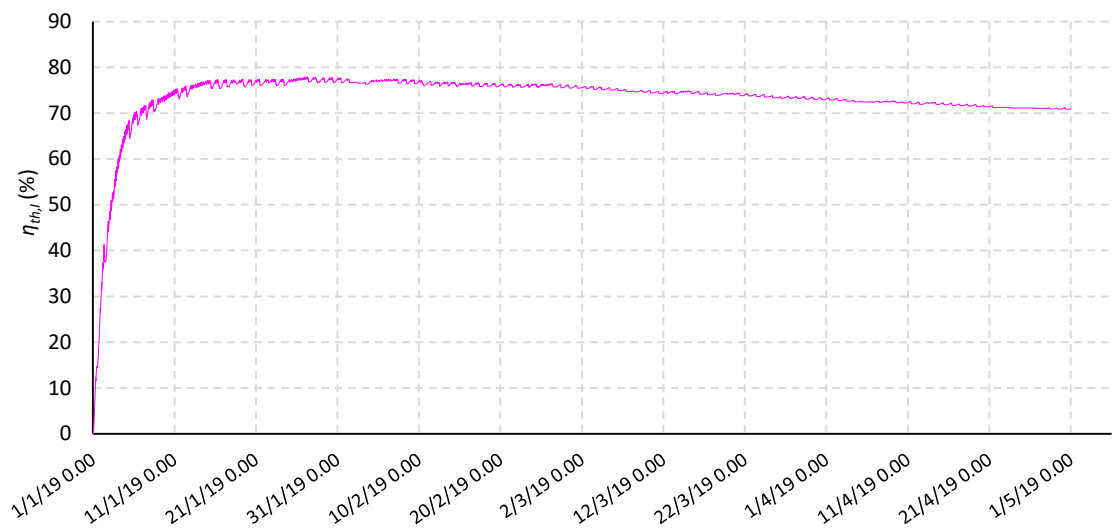


Figura 63. Configurazione C3: andamento dell'efficienza cumulativa nel periodo compreso tra gennaio ed aprile

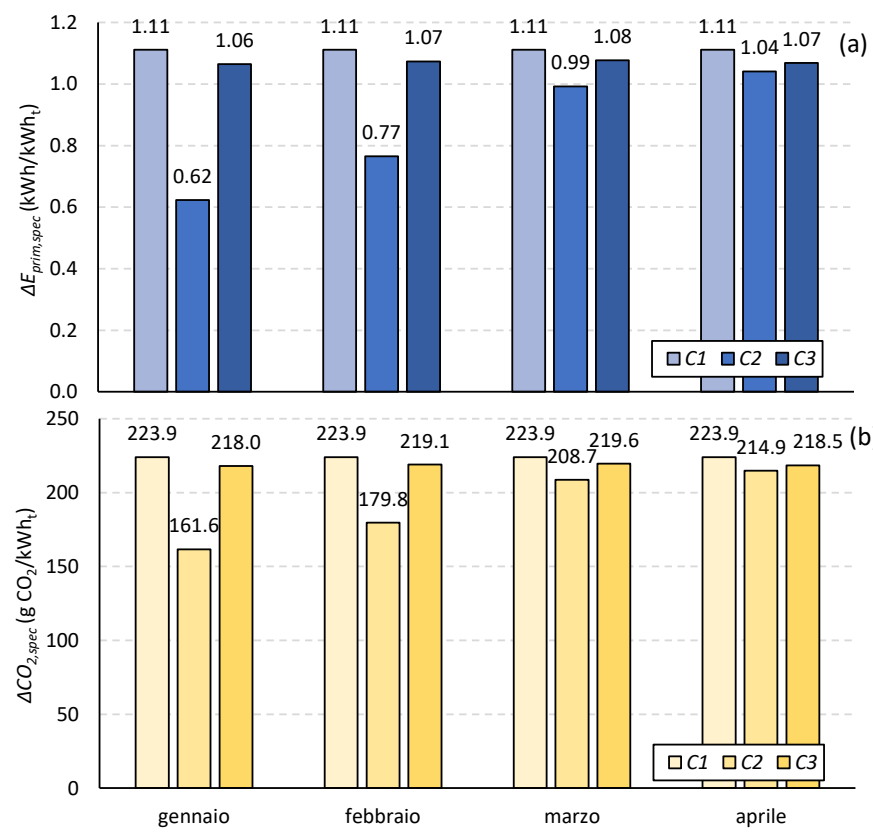


Figura 64. Confronto tra le configurazioni C1, C2 e C3 in termini di risparmi di energia primaria (a) e emissioni di CO₂ evitate (b) riferiti all'unità di energia termica fornita all'utenza

La Tabella 23 riassume i principali risultati delle simulazioni condotte nel periodo compreso tra gennaio ed aprile, al variare della strategia di controllo e della modalità di erogazione della potenza della caldaia. Si nota, in particolare, come le prestazioni della configurazione C3 siano principalmente influenzate dalla strategia di controllo adottata, piuttosto che dalla modalità di erogazione della caldaia. In particolare, la strategia di controllo SC1 consente di soddisfare praticamente l'intero fabbisogno di energia termica dell'utenza ($L_{th,unmet} < 0.1\%L_{th,tot}$), garantendo allo stesso tempo $\eta_{th,I,mean}$ superiore al 73%.

La strategia di controllo SC3 offre prestazioni paragonabili alla SC1 in termini di $\eta_{th,I,mean}$ ed SF , a discapito di un incremento di $L_{th,unmet}$. Quest'ultimo risulta ancora più accentuato nel caso delle strategie di controllo SC2 ed SC4, che per contro garantiscono i valori più elevati di SF .

Tabella 23. Configurazione C3: confronto dei principali parametri prestazionali al variare della strategia di controllo e della modalità di erogazione della potenza della caldaia nel periodo compreso tra gennaio ad aprile

Strategia di controllo	Modalità di erogazione della potenza della caldaia	$L_{th,unmet}$ (kWh _t)	$\eta_{th,I,mean}$ (%)	ΔE_{prim} (kWh)	ΔCO_2 (kg)	SF (%)
SC1	M1	4.1	73.3	5172.7	1057.2	38.4
	M2	4.9	73.9	5173.4	1057.3	36.5
	M3	4.1	73.7	5166.6	1056.5	37
	M4	5.8	74.1	5170.3	1056.8	35.8
SC2	M1	141.8	72	4836.1	1003	38.7
	M2	138.7	72.2	4851.4	1005.2	39.3
	M3	150.7	72.1	4813.2	999.3	38
	M4	141.1	72.5	4844.6	1004.1	37.9
SC3	M1	61.8	73.5	5160.4	1050.9	38.9
	M2	59.1	74	5163.4	1051.5	37
	M3	60.1	73.9	5156.3	1050.5	37.5
	M4	60.2	74.2	5162	1051.3	36.3
SC4	M1	144.2	72.1	4860.6	1005.9	38.9
	M2	137	72.2	4880.9	1009.1	39.1
	M3	153.8	72.2	4829.8	1001.2	38.2
	M4	142	72.6	4865.3	1006.7	37.3

L'attenzione è stata quindi focalizzata su due possibili combinazioni di strategie di controllo e modalità di erogazione della caldaia:

- la strategia di controllo SC1 abbinata alla modalità di erogazione della caldaia M4 (di seguito indicata con la sigla SC1-M4);
- la strategia di controllo SC2 abbinata alla modalità di erogazione della caldaia M2 (di seguito indicata con la sigla SC2-M2).

La prima combinazione è stata scelta perché in grado di offrire un buon compromesso tra $\eta_{th,I,mean}$ e $L_{th,unmet}$, mentre la seconda in quanto garantisce il massimo contributo della radiazione solare alla produzione di energia termica ($SF = 39.3\%$).

Per ciascuna combinazione si è quindi proceduto ad ottimizzare i parametri operativi della strategia di controllo, assumendo i seguenti obiettivi:

- caso ottimizzato 1: massimizzazione di $\eta_{th,I,mean}$ e minimizzazione di $L_{th,unmet}$, a patto che SF ricada in un intervallo compreso tra il 30% ed il 40% (SC1-M4);

- caso ottimizzato 2: massimizzazione di SF e minimizzazione di $L_{th,unmet}$, a patto che $\eta_{th,I,mean}$ ricada in un intervallo compreso tra il 60% ed il 70% (SC2-M2).

La Tabella 24 riassume i parametri della strategia di controllo e principali indici di prestazione, in condizioni di “base” ed in condizioni “ottimizzate”. Rispetto al caso base, il caso ottimizzato 1 è caratterizzato da un sostanziale incremento della produzione di energia termica ad opera della caldaia a biomassa, a discapito di quella derivante dal campo di collettori solari e dalla pompa di calore geotermica (Figura 65). Come prevedibile, infatti, l’ottimizzazione dei parametri spinge verso un maggiore utilizzo della caldaia, essendo tale tecnologia caratterizzata da una maggiore efficienza di generazione dell’energia termica.

Pertanto SF si riduce a circa il 30.6%, mentre $\eta_{th,I,mean}$ guadagna circa 3 punti percentuali, sfiorando il 76%. L’energia termica fornita all’utenza deriva per la quasi totalità dal serbatoio di accumulo caldo, in quanto l’intervento del volano termico è richiesto solo nella fase di avvio dell’impianto, ovvero finché il serbatoio di accumulo non raggiunge il valore di temperatura richiesto dall’utenza. Inoltre, $L_{th,unmet}$ si riduce ulteriormente, determinando così un lieve incremento di ΔPE e ΔCO_2 , anche grazie alla diminuzione dei consumi di energia elettrica della pompa di calore geotermica ($E_{GHP,el} = 52.9 \text{ kWh}_{el}$). Risulta altresì interessante notare che, accettando un lieve incremento di $L_{th,unmet}$, corrispondente all’energia termica fornita dal volano termico, è possibile operare con una configurazione del sistema di poligenerazione basato su una configurazione di tipo C2 (ovvero un sistema di solar heating affiancato da caldaia a biomassa), con beneficio in termini di incremento di tutti i parametri prestazionali ($\eta_{th,I,mean}$, ΔPE e ΔCO_2).

Nel caso ottimizzato 2, invece, si verifica una situazione diametralmente opposta, in quanto la produzione di energia ad opera della caldaia a biomassa si riduce di oltre il 90% rispetto al caso di base, in favore di quella derivante dal campo di collettori solari e dalla pompa di calore geotermica. In particolare, SF_{cum} raggiunge il 65%, mentre $\eta_{th,I,mean}$ si riduce drasticamente, attestandosi al 60%. Inoltre, l’energia termica fornita all’utenza proviene per oltre il 60% dal serbatoio di accumulo caldo.

A parità di $L_{th,unmet}$ rispetto al caso ottimizzato 1, ΔPE e ΔCO_2 diminuiscono di circa il 25% ed il 15% rispettivamente, a causa del maggior numero di accensioni della pompa di calore geotermica che determina un significativo incremento dei relativi consumi di energia elettrica ($E_{GHP,el} = 629.8 \text{ kWh}_{el}$).

A parità di costo di investimento della configurazione C3, la scelta delle condizioni operative e della strategia di controllo più opportuna è legata anche ai costi operativi del sistema di poligenerazione ed in particolare ai costi della biomassa e dell’energia elettrica prelevata dalla rete. Così, in uno scenario di bassi costi della biomassa ed elevati costi dell’energia elettrica, la configurazione C3 basata sulle condizioni operative del caso ottimizzato 1 potrebbe risultare preferibile rispetto al caso ottimizzato 2; viceversa, in uno scenario di elevati costi della biomassa e bassi costi dell’energia elettrica.

Tabella 24. Configurazione C3: parametri della strategia di controllo e principali indici di prestazione in condizioni di “base” ed in condizioni “ottimizzate” in presenza di carichi termici

	Caso di base	Caso ottimizzato 1	Caso ottimizzato 2
Strategia di controllo	SC1	SC1	SC2
Modalità di erogazione della potenza della caldaia	M1	M4	M2
<i>Parametri della strategia di controllo</i>			
$T_{BB,on,th}$ (°C)	40	44.9	42.4
ΔT_{BB} (°C)	5	2.34	2.47
ΔT_{SC-HT} (°C)	5	9.37	1.01
$T_{max,HT,c}$ (°C)	50	52.8	55
$T_{min,ac,GHP,th}$ (°C)	40	44.5	44.8
<i>Prestazioni dei componenti</i>			
$\eta_{SC,mean}$ (%)	52.5	51.9	51.9
$\eta_{SC,max}$ (%)	81.8	81.9	82.2
$P_{BB,mean}$ (kW)	19.8	30.7	30.7

$P_{BB,max}$ (kW)	30.7	30.7	30.7
$\eta_{BB,mean}$ (%)	89.9	91.2	91.2
$\eta_{BB,max}$ (%)	91.2	91.2	91.2
$n_{ON-OFF,BB}$ (-)	392	882	2
$P_{GHP,mean}$ (kW)	11.9	11.7	11.6
$P_{GHP,max}$ (kW)	12.9	12.9	12.9
$COP_{GHP,mean}$ (-)	3.5	3.2	2.9
$COP_{GHP,max}$ (-)	5.9	5.9	5.9
$n_{ON-OFF,GHP}$ (-)	190	92	1210
$E_{GHP,el}$ (kWh)	92.0	52.9	629.8
Indici di prestazione			
$\eta_{th,I,mean}$ (%)	73.3	75.9	60
SF (%)	38.4	30.6	65
$L_{th,unmet}$ (kWh)	4.1	3.5	3.5
ΔPE (kWh)	5172.2	5258.4	4004.2
ΔCO_2 (kg CO ₂ evitate)	1057.2	1068.2	908.1

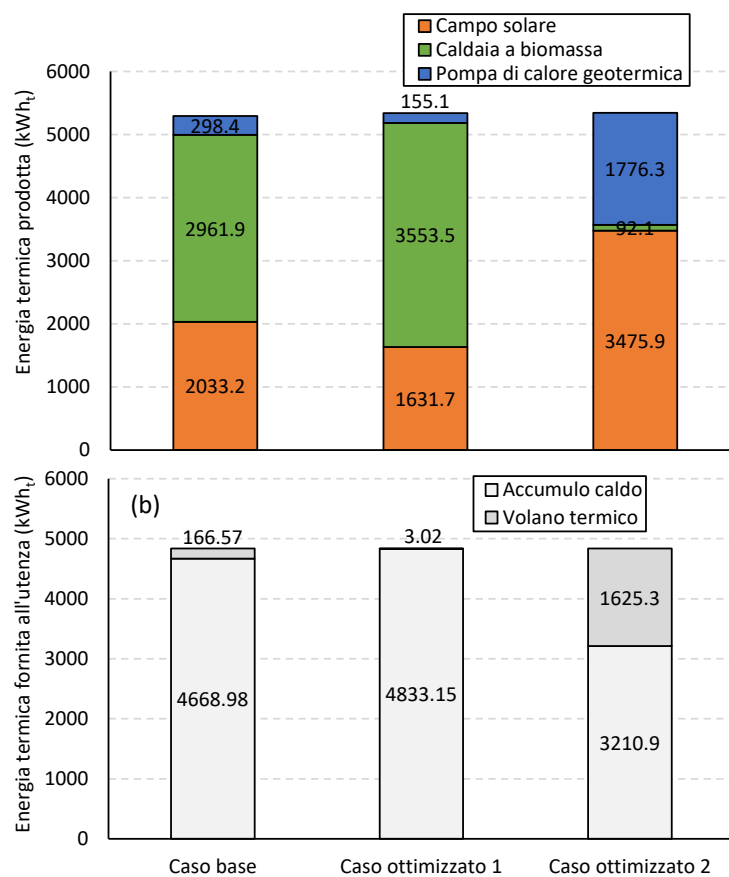


Figura 65. Energia termica prodotta dai collettori solari, dalla caldaia a biomassa e dalla pompa di calore geotermica (a) ed energia fornita alla serra dal serbatoio di accumulo caldo e dal volano termico (c) nelle condizioni di “base” ed “ottimizzate”

Funzionamento in presenza di carichi frigoriferi

Infine, è stato esaminato il comportamento della configurazione C3 in presenza di carichi frigoriferi, assumendo come per le altre configurazioni un periodo di simulazione compreso tra giugno e settembre. Considerando un intervallo di tempo compreso tra il 10 ed il 15 giugno, la Figura 66a mostra come la potenza termica richiesta dalla macchina frigorifera ad assorbimento sia soddisfatta in ciascun istante grazie all'energia termica prelevata dal serbatoio di accumulo caldo. La temperatura all'interno di quest'ultimo varia in funzione della disponibilità della radiazione solare e della potenza termica fornita dalla caldaia a biomassa; in particolare, quando $T_{HT} < 80^{\circ}\text{C}$, la caldaia a biomassa si accende, erogando potenza termica finché $T_{HT} > 85^{\circ}\text{C}$. La Figura 66b mostra, invece, che la temperatura all'interno del serbatoio di accumulo varia tra 7 e circa 12°C , in relazione all'entità dell'energia frigorifera fornita dalla macchina ad assorbimento e di quella prelevata per soddisfare i fabbisogni dell'utenza. In particolare, quando $T_{CT} > 9^{\circ}\text{C}$, la macchina frigorifera ad assorbimento eroga una potenza frigorifera variabile in rapporto alle sue condizioni operative. La Figura 66c, invece, rivela come i prelievi di acqua refrigerata dal volano termico siano molto meno frequenti di quelli operati sul serbatoio di accumulo freddo. Inoltre, la potenza frigorifera erogata dalla pompa di calore geotermica si mantiene pressoché costante (11 kW). A causa delle dimensioni contenute del volano termico, T_{VT} subisce delle oscillazioni più accentuate rispetto a T_{CT} , risultando compresa tra circa 5 e 14°C .

La Figura 67 mostra le medesime grandezze riferite ad un intervallo di tempo compreso tra il 1° ed il 5 settembre. Si nota, in particolare, come il numero di accensioni della caldaia a biomassa e della macchina frigorifera ad assorbimento (Figura 67a) sia significativamente più contenuto rispetto al periodo analizzato in precedenza, a causa della corrispondente diminuzione dei carichi frigoriferi. Inoltre, come evidenziato nelle Figure 67b e Figura 67c, i fabbisogni di energia frigorifera dell'utenza sono soddisfatti interamente dal serbatoio di accumulo freddo. Pertanto, all'interno del volano termico la temperatura cresce per effetto delle dispersioni termiche fino al valore limite di 8°C , raggiunto il quale la temperatura scende per effetto dell'attivazione della pompa di calore geotermica.

Come già evidenziato per la configurazione C1, il contributo della caldaia a biomassa alla produzione di energia termica risulta notevolmente più contenuto rispetto a quello in regime invernale (Figura 68a). Considerando l'intero periodo compreso tra giugno e settembre, l'energia prodotta dalla caldaia corrisponde al 15% di quella complessivamente fornita al serbatoio di accumulo caldo. In particolare, a livello mensile, la frazione solare risulta compresa tra un circa l'80. 5% (giugno) ed il 95.5% (settembre) (Figura 68b).

Osservando l'andamento nel tempo della frazione solare (Figura 69), si osserva come quest'ultima raggiunga valori prossimi all'80% già nella prima metà del mese di giugno, per poi attestarsi intorno all'85% al termine del periodo di simulazione.

La Figura 68c evidenzia come la pompa di calore geotermica contribuisca in misura contenuta alla produzione di energia frigorifera del sistema di poligenerazione; in particolare, tale contributo si riduce progressivamente nel periodo di simulazione considerato, passando da circa il 15% (giugno) a poco meno del 2% (settembre).

La configurazione C3 in condizioni di "base" è in grado di soddisfare completamente i carichi di energia frigorifera dell'utenza ($L_{c,unmet} = 0$). Concordemente con quanto osservato in merito all'energia frigorifera prodotta (Figura 68c), l'energia fornita all'utenza deriva per oltre l'85% dal serbatoio di accumulo freddo e per la restante parte dal volano termico (Figura 68d).

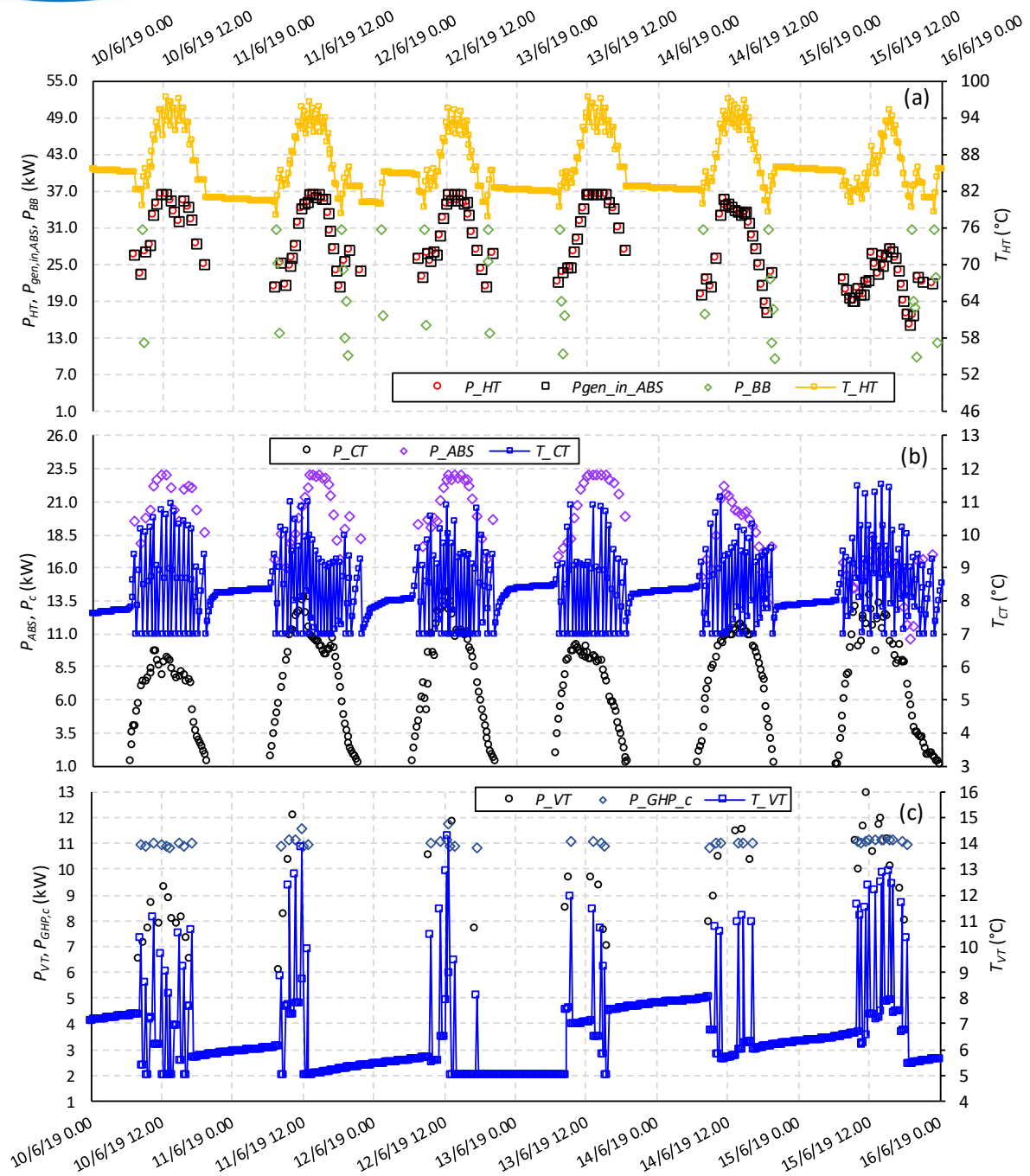


Figura 66. Configurazione C3: andamento della potenza termica fornita dalla caldaia al serbatoio (P_{BB}), della potenza termica fornita dal serbatoio alla macchina ad assorbimento (P_{HT}), della potenza termica richiesta da quest'ultima ($P_{gen,in,ABS}$), della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo (a), della potenza frigorifera fornita dal serbatoio di accumulo freddo (P_{CT}), della potenza frigorifera prodotta dalla macchina ad assorbimento (P_{ABS}), della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo freddo (T_{CT}) (b), della potenza frigorifera fornita dal volano termico (P_{VT}), della potenza frigorifera prodotta dalla macchina ad assorbimento ($P_{GHP,c}$) e della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo freddo (T_{VT}) (c) per un arco di tempo relativo al mese di giugno

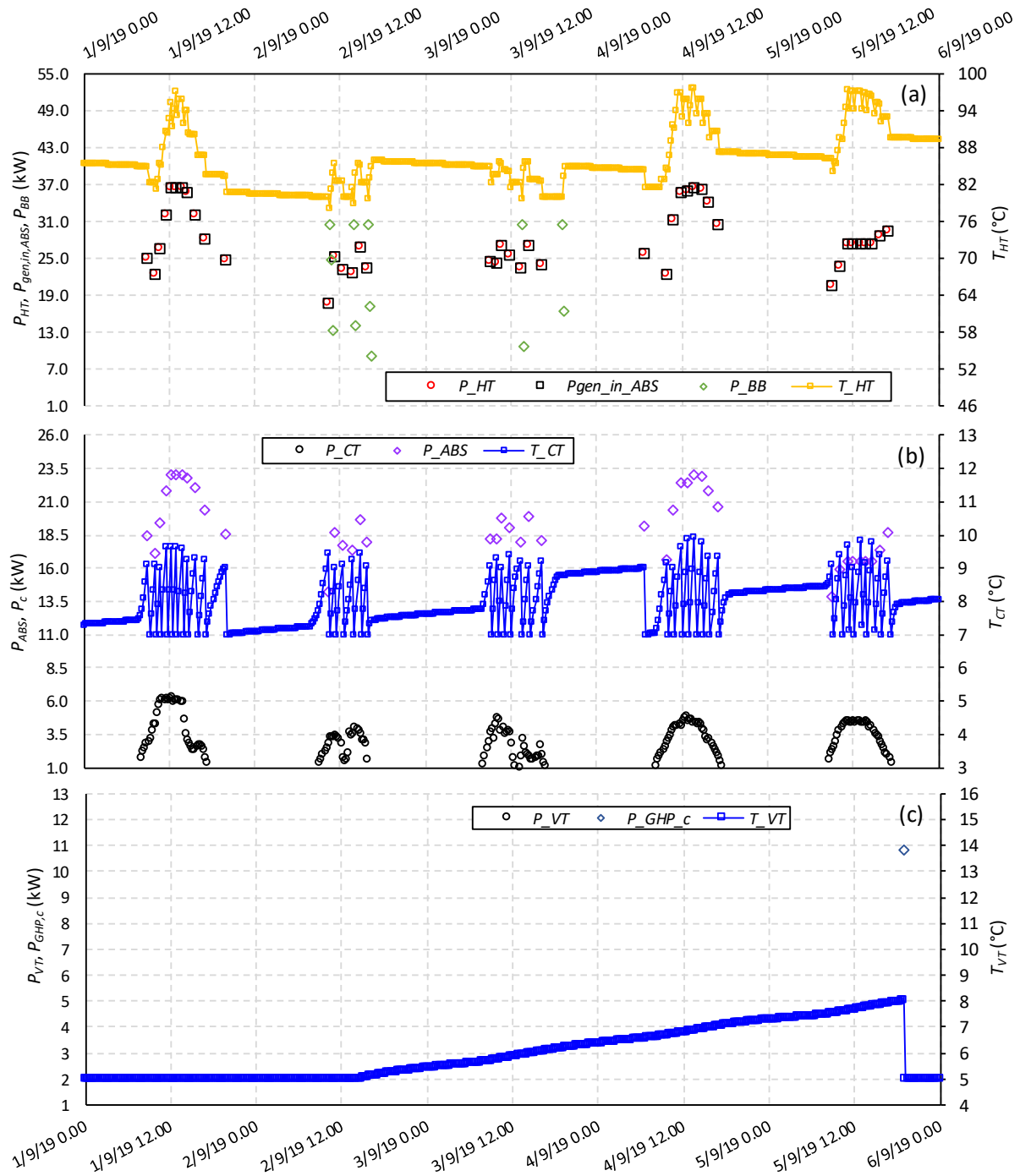


Figura 67. Configurazione C3: andamento della potenza termica fornita dalla caldaia al serbatoio (P_{BB}), della potenza termica fornita dal serbatoio alla macchina ad assorbimento (P_{HT}), della potenza termica richiesta da quest'ultima ($P_{gen,in,ABS}$), della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo (a), della potenza frigorifera fornita dal serbatoio di accumulo freddo (P_{CT}), della potenza frigorifera prodotta dalla macchina ad assorbimento (P_{ABS}), della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo freddo (T_{CT}) (b), della potenza frigorifera fornita dal volano termico (P_{VT}), della potenza frigorifera prodotta dalla macchina ad assorbimento ($P_{GHP,c}$) e della temperatura all'interno del serbatoio di accumulo freddo (T_{VT}) (c) per un arco di tempo relativo al mese di settembre

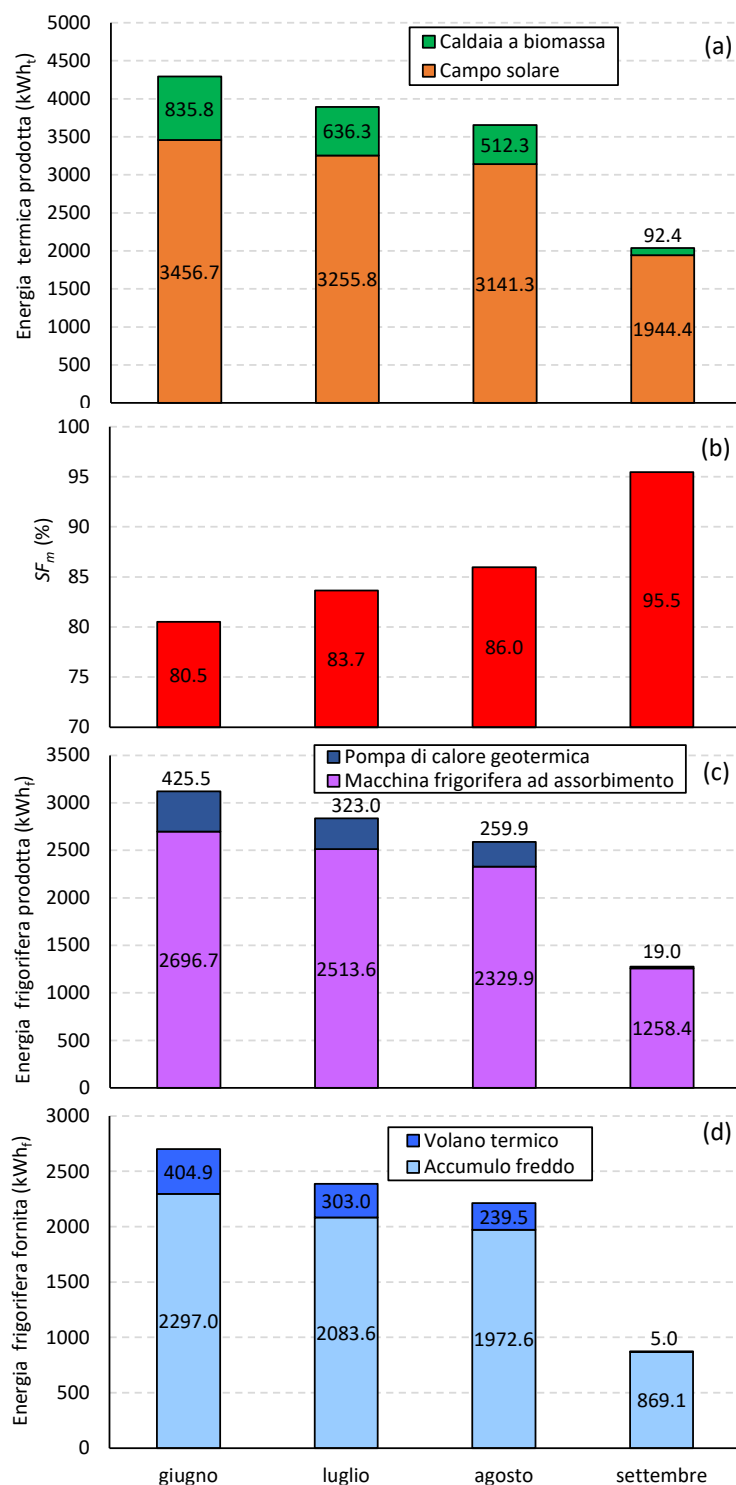


Figura 68. Configurazione C3: energia termica fornita al serbatoio di accumulo dalla caldaia a biomassa e dal campo di collettori solari (a), frazione solare mensile (b), energia frigorifera prodotta dalla pompa di calore geotermica e dalla macchina frigorifera ad assorbimento (c), energia frigorifera fornita all'utenza dal serbatoio di accumulo freddo e dal volano termico (d) nel periodo compreso tra giugno e settembre

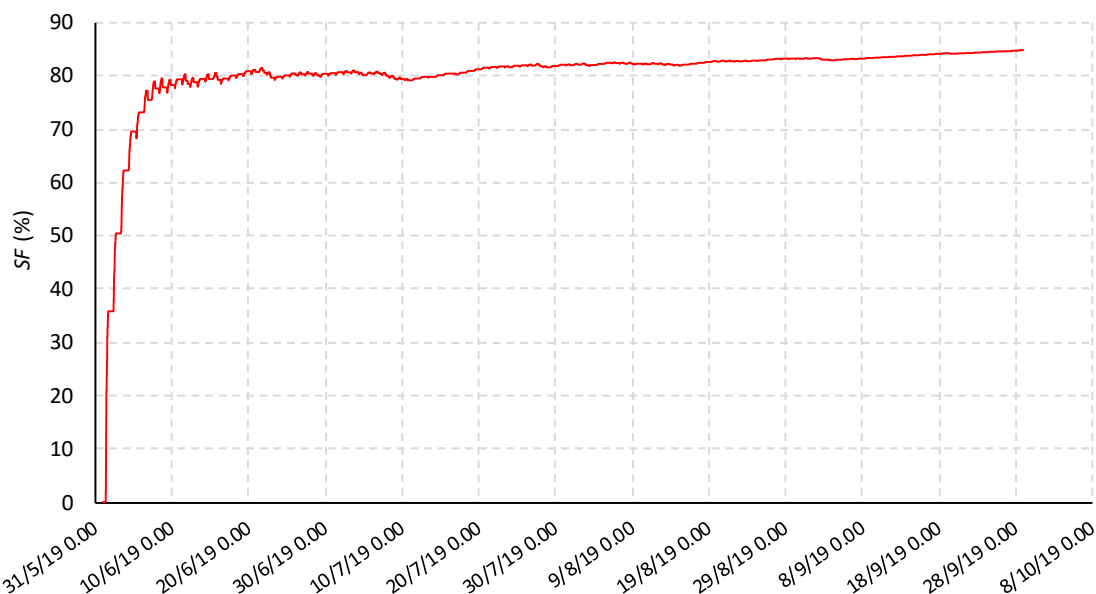


Figura 69. Configurazione C3: andamento della frazione solare nel periodo compreso tra giugno e settembre

Per quanto riguarda le prestazioni dei componenti destinati alla produzione di energia termica, l'efficienza media ($\eta_{SC,mean} = 45 - 48\%$) e massima ($\eta_{SC,max} = 61 - 65\%$) dei collettori solari risulta del tutto confrontabile a quella già osservata nel caso della configurazione C1 nel medesimo periodo di simulazione. Relativamente alla caldaia a biomassa (Tabella 25), la potenza mediamente erogata nelle ore di attivazione risulta compresa tra 20.7 kW e 22.1 kW, ovvero leggermente inferiore a quella rilevata nel caso della configurazione C1. La potenza massima, invece, corrisponde sempre a quella nominale (30.9 kW). Il consumo complessivo di biomassa ammonta a circa 433 kg, con una riduzione di circa il 30% rispetto alla medesima configurazione in regime invernale. In particolare, circa il 70% dei consumi complessivi sono da attribuire al periodo compreso tra giugno e luglio, mesi nei quali si verifica oltre la metà delle accensioni e spegnimenti della caldaia a biomassa (168). Inoltre, come evidenziato in Figura 70a, l'intervento della caldaia a biomassa è richiesto prevalentemente tra le ore 8 e le ore 9, come pure tra le ore 19 e le ore 21.

Per quanto riguarda, invece, le tecnologie di produzione dell'energia frigorifera, le prestazioni della macchina frigorifera ad assorbimento e della pompa di calore geotermica subiscono variazioni trascurabili rispetto a quelle già osservate per questi componenti nelle configurazioni C1 e C2 rispettivamente. Inoltre è importante sottolineare come, grazie alla presenza della pompa di calore geotermica, il numero di accensioni e spegnimenti della macchina frigorifera ad assorbimento non cresca in maniera proporzionale al carico. In particolare, l'incremento raggiunge un valore massimo, corrispondente al 30% (1128), nel mese di giugno, mentre si riduce a meno del 20% (436) nel mese di settembre.

Infine, sia la macchina frigorifera ad assorbimento (Figura 70b) che la pompa di calore geotermica (Figura 70c) operano prevalentemente tra le ore 8 e le ore 20, ovvero in concomitanza alle richieste di energia frigorifera dell'utenza.

Tabella 25. Configurazione C3: parametri prestazionali della caldaia a biomassa nel periodo compreso tra giugno e settembre

	$P_{BB,mean}$ (kW)	$P_{BB,max}$ (kW)	$\eta_{BB,mean}$ (%)	$\eta_{BB,max}$ (%)	q_{BIO} (kg)	$n_{ON-OFF,BB}$ (-)
giugno	22.1	30.7	90.2	91.2	174.1	88
luglio	20.7	30.7	90.0	91.2	132.8	80
agosto	21.1	30.7	90.1	91.2	106.8	68
settembre	21.7	30.7	90.2	91.2	19.3	14

Tabella 26. Configurazione C3: parametri prestazionali della macchina frigorifera ad assorbimento nel periodo compreso tra giugno e settembre

	$P_{ABS,mean}$ (kW)	$P_{ABS,max}$ (kW)	$EER_{ABS,mean}$ (-)	$EER_{ABS,max}$ (-)	$n_{ON-OFF,ABS}$ (-)
giugno	19.0	23.0	0.68	0.79	1128
luglio	19.4	23.0	0.67	0.79	1036
agosto	18.3	23.0	0.66	0.79	1020
settembre	21.2	23.0	0.66	0.80	436

Tabella 27. Configurazione C3: parametri prestazionali della pompa di calore geotermica nel periodo compreso tra giugno e settembre

	$P_{GHP,c,mean}$ (kW)	$P_{GHP,c,max}$ (kW)	$EER_{GHP,mean}$ (-)	$EER_{GHP,max}$ (-)	$E_{GHP,el}$ (kWh)	$n_{ON-OFF,GHP}$ (-)
giugno	10.98	12.13	5.09	5.61	91.78	300
luglio	10.95	11.34	5.08	5.21	69.80	230
agosto	10.94	11.14	5.08	5.11	56.19	190
settembre	10.86	10.91	5.07	5.07	4.12	12

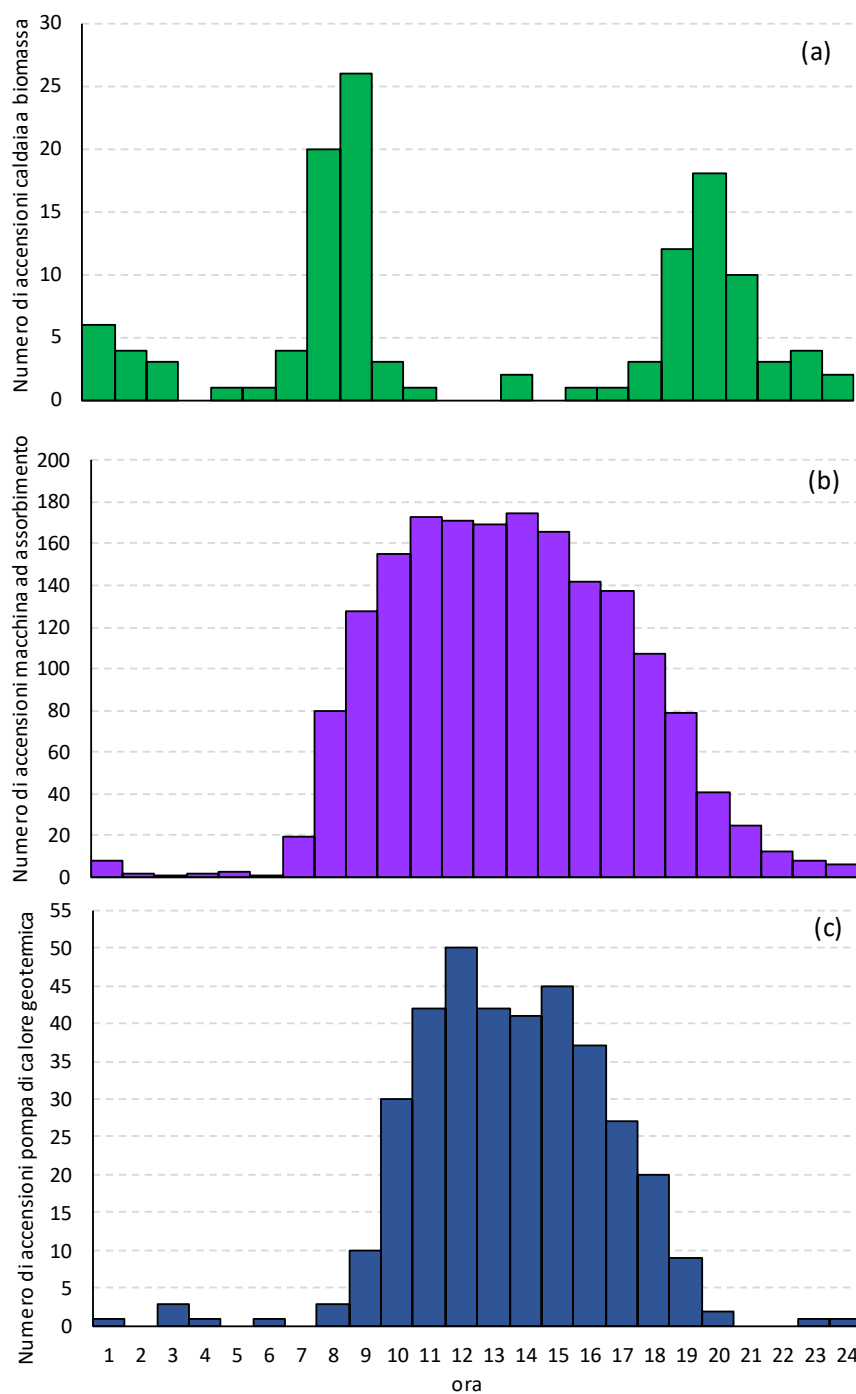


Figura 70. Configurazione C3: numero complessivo di accensioni della caldaia a biomassa (a), della macchina frigorifera ad assorbimento (b) e della pompa di calore geotermica (c) in funzione dell'ora del giorno nel periodo compreso tra giugno e settembre

La Figura 71 riassume i parametri prestazionali valutati su base mensile della configurazione C3. Grazie al contributo offerto dalla pompa di calore geotermica alla produzione di energia frigorifera, il rapporto di energia primaria subisce un incremento rispetto alla configurazione C1, variabile tra il 20% (settembre) ed il 30% (giugno). Osservando l'andamento nel tempo del rapporto di energia primaria (Figura 72), si nota come quest'ultima raggiunga un valore massimo prossimo a 0.38 intorno al 10 luglio, per poi ridursi fino a circa il 0.35 al termine del periodo di simulazione.

La configurazione C3 permette inoltre di risparmiare, nel periodo compreso tra giugno e luglio, circa 4200 kWh di energia primaria non rinnovabile (Figura 71b) e di evitare l'emissione in atmosfera di circa 536 kg di CO₂ (Figura 71c).

Allo scopo di agevolare il confronto tra le configurazioni C1, C2 e C3 in termini di risparmi di energia primaria e di emissioni di CO₂ evitate, tali grandezze sono state riferite all'unità di energia frigorifera fornita all'utenza (Figura 73). Come già evidenziato in condizioni di carico termico, la configurazione C1 consente di massimizzare $\Delta E_{prim,spec}$ e $\Delta CO_{2,spec}$, che si attestano a 0.57 kWh/kWh_f e 73.1 g CO₂/kWh_f rispettivamente; segue la configurazione C3, con una riduzione di poco superiore al 10% sia di $\Delta E_{prim,spec}$ (0.5-0.56 kWh/kWh_f), che di $\Delta CO_{2,spec}$ (63.6-71.6 g CO₂/kWh_f); nella configurazione C2, infine, tale riduzione risulta decisamente più consistente (>80%), a causa dei consumi di energia elettrica della pompa di calore geotermica.

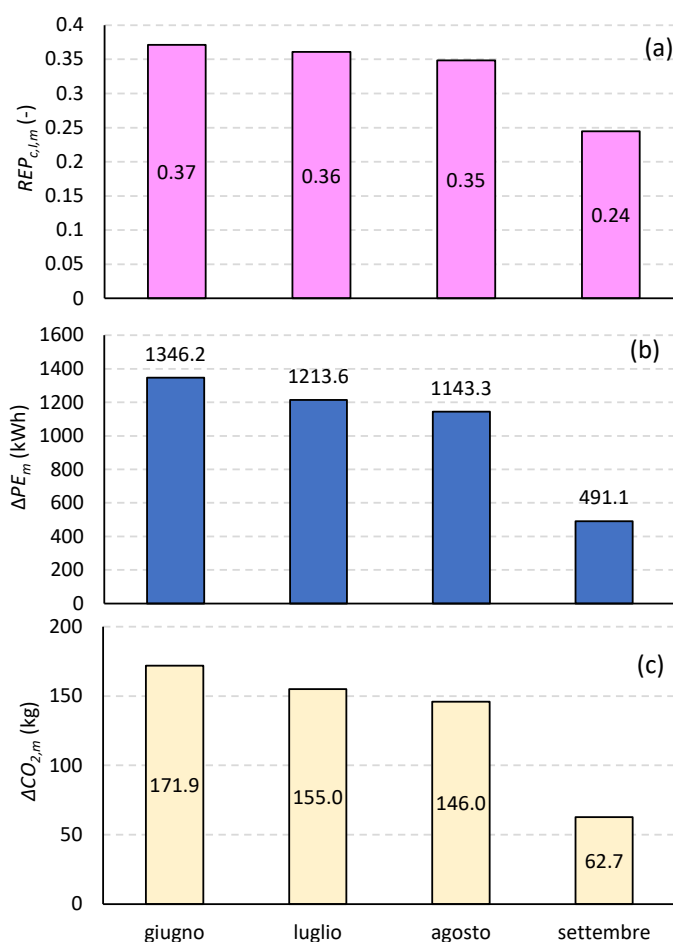


Figura 71. Configurazione C3: rapporto di energia primaria mensile (a), risparmi di energia primaria non rinnovabile (b) ed emissioni di CO₂ evitate (c) nel periodo compreso tra giugno e settembre

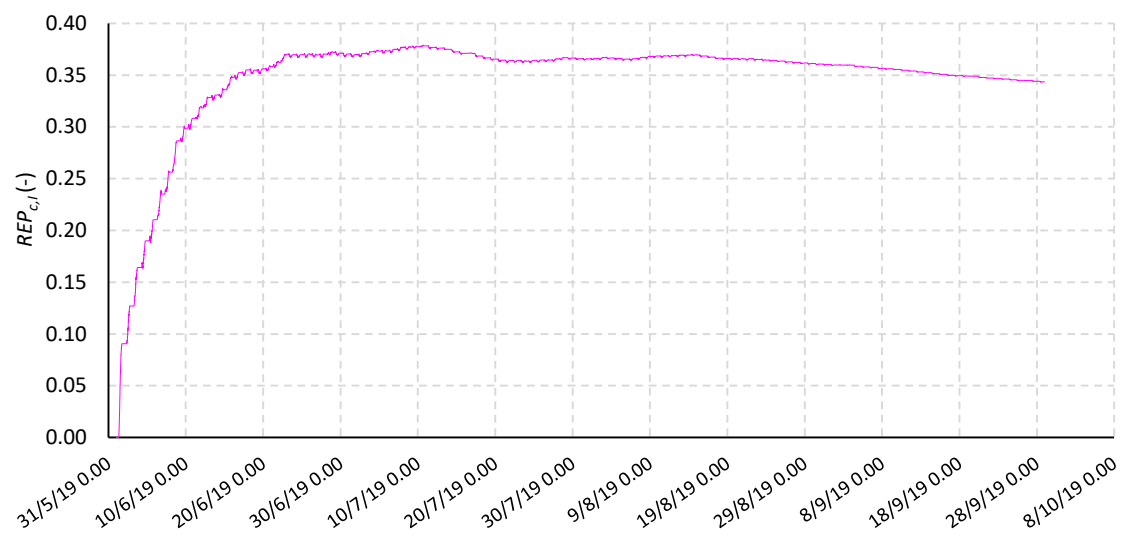


Figura 72. Configurazione C3: andamento del rapporto di energia primaria nel periodo compreso tra giugno e settembre

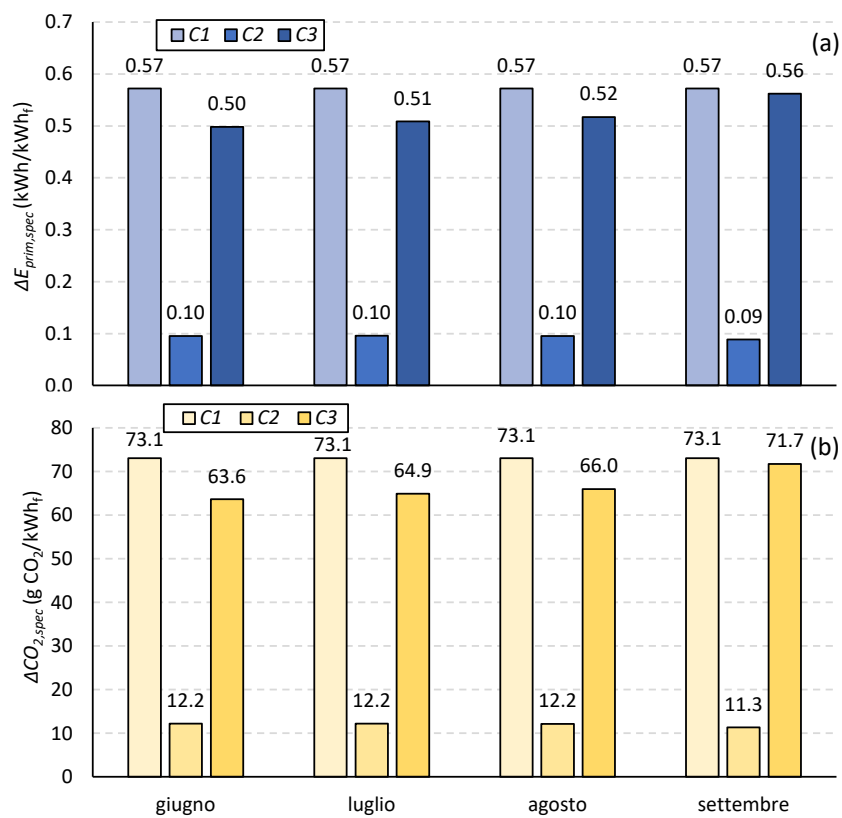


Figura 73. Confronto tra le configurazioni C1, C2 e C3 in termini di risparmi di energia primaria (a) e emissioni di CO₂ evitate (b) riferiti all'unità di energia frigorifera fornita all'utenza

Quindi è stata condotta un'analisi di sensitività per valutare l'influenza della strategia di controllo e della modalità di erogazione della caldaia a biomassa sulle prestazioni della configurazione C3 nel periodo compreso tra giugno e settembre (Tabella 28).

Si osserva, in particolare, che la strategia di controllo SC1 garantisce il completo soddisfacimento dei carichi frigoriferi, indipendentemente dalla modalità di erogazione della potenza della caldaia, e quindi permette di conseguire i valori più elevati dei risparmi complessivi di energia primaria non rinnovabile e delle emissioni di CO₂ evitate. D'altronde la strategia di controllo SC2 consente di migliorare le prestazioni energetiche della configurazione C3, determinando un lieve aumento del rapporto medio di energia primaria, ma soprattutto una sostanziale crescita della frazione solare (+10-12%), a patto di accettare una percentuale del tutto trascurabile di carichi insoddisfatti (<0.1%). Le strategie di controllo SC3 ed SC4, invece, oltre a non migliorare gli indici di prestazione energetica della configurazione C3, causano un incremento dei carichi insoddisfatti, che si aggira intorno al 4%, a prescindere dalla modalità di funzionamento della caldaia a biomassa.

L'attenzione è stata quindi focalizzata sulla configurazione C3 basata sulla strategia di controllo SC2 e la modalità di erogazione della potenza della caldaia M1, essendo in grado di offrire un buon compromesso tra $L_{c,unmet}$, $REP_{c,I,mean}$ ed SF . Pertanto, i parametri operativi di tale configurazione sono stati ottimizzati, assumendo come obiettivo la massimizzazione di $REP_{c,I,mean}$ e la contemporanea minimizzazione di $L_{c,unmet}$, a patto che SF sia maggiore del 90%.

A tale riguardo, la Tabella 29 mette a confronto la configurazione C3 in condizioni di "base" e in condizioni "ottimizzate". Nel caso ottimizzato 1, la produzione di energia termica della caldaia a biomassa diminuisce in favore di quella dei collettori solari, determinando un incremento di SF , che al termine del periodo di simulazione supera il 90%. Inoltre, l'energia termica complessivamente prodotta diminuisce di circa il 30%, a causa della diminuzione del numero di accensioni della macchina frigorifera ad assorbimento (Figura 74). Come prevedibile, l'incremento della produzione di energia frigorifera ad opera della pompa di calore geotermica determina una corrispondente crescita di $REP_{c,I,mean}$, che raggiunge un valore prossimo a 0.5. A parità di energia frigorifera fornita all'utenza ($L_{c,unmet} = 0$), ΔE_{prim} e ΔCO_2 si riducono di circa il 15% rispetto al caso di base, a causa dei più elevati consumi di energia elettrica della pompa di calore geotermica. Si osserva, inoltre, come accettando una lieve riduzione dell'energia frigorifera fornita all'utenza (caso ottimizzato 2) sia possibile incrementare $REP_{c,I,mean}$ fino a circa 0.6, a discapito di un'ulteriore diminuzione di ΔE_{prim} e ΔCO_2 rispetto al caso ottimizzato 1 (-17%), legata al maggior impiego della pompa di calore geotermica rispetto alla macchina frigorifera ad assorbimento.

Tabella 28. Configurazione C3: confronto dei principali parametri prestazionali al variare della strategia di controllo e della modalità di erogazione della caldaia nel periodo compreso tra giugno e settembre

Strategia di controllo	Modalità di erogazione della potenza della caldaia	$L_{c,unmet}$ (kWh)	$REP_{c,I,mean}$ (-)	ΔE_{prim} (kWh)	ΔCO_2 (kg)	SF (%)
SC1	M1	0	0.348	4194.3	535.6	85.0
	M2	0	0.349	4185.3	534.4	84.7
	M3	0	0.348	4196.9	535.9	83.8
	M4	0	0.348	4199.4	536.3	84
SC2	M1	5.7	0.356	4128.0	527.1	94.4
	M2	9.1	0.356	4132.4	527.7	95.0
	M3	9	0.354	4140.2	528.7	94.2
	M4	9.7	0.355	4139.9	528.6	94.4
SC3	M1	301.1	0.335	4170.9	532.6	85
	M2	296.8	0.337	4163.1	531.6	84.7
	M3	287.4	0.337	4175	533.1	83.8
	M4	291.2	0.336	4177.9	533.5	84
SC4	M1	314	0.34	4134	527.9	91.9
	M2	327.2	0.338	4128.9	527.2	89.6
	M3	318.5	0.341	4130	527.4	88.9
	M4	307.5	0.342	4141.5	528.9	89.8

Tabella 29. Configurazione C3: parametri della strategia di controllo e principali indici di prestazione in condizioni di “base” ed in “condizioni ottimizzate” in presenza di carichi frigoriferi

	Caso di base	Caso ottimizzato 1	Caso ottimizzato 2
Strategia di controllo	SC1	SC2	SC2
Modalità di erogazione della potenza della caldaia	M1	M1	M1
<i>Parametri della strategia di controllo</i>			
$T_{BB,on,c}$ (°C)	80	86.3	89.1
ΔT_{BB} (°C)	5	10	6.3
ΔT_{SC-HT} (°C)	5	8.6	9.9
$T_{max,HT,c}$ (°C)	95	90.0	90.2
$T_{min,ac,ABS,c}$ (°C)	9	9.3	10
$T_{min,ac,GHP,c}$ (°C)	8	6.1	6.0
<i>Prestazioni dei componenti</i>			
$\eta_{SC,mean}$ (%)	47.1	48.8	49.2
$\eta_{SC,max}$ (%)	64.6	68.9	69.3
$P_{BB,mean}$ (kW)	21.4	17.3	25.3
$P_{BB,max}$ (kW)	30.7	30.7	30.7
$\eta_{BB,mean}$ (%)	90.1	89.6	90.6
$\eta_{BB,max}$ (%)	91.2	91.2	91.2
$n_{ON-OFF,BB}$ (-)	250	22	32
$P_{ABS,mean}$ (kW)	19.2	14.9	14.3
$P_{ABS,max}$ (kW)	23	23	23
$EER_{ABS,mean}$ (-)	0.67	0.72	0.73
$EER_{ABS,max}$ (-)	0.8	0.82	0.82
$n_{ON-OFF,ABS}$ (-)	3620	3300	2852
$P_{GHP,mean}$ (kW)	10.9	8.2	7.7
$P_{GHP,max}$ (kW)	12.1	12.1	12.1
$EER_{GHP,mean}$ (-)	5.1	5.1	5.1
$EER_{GHP,max}$ (-)	5.6	5.6	5.6
$n_{ON-OFF,GHP}$ (-)	732	1724	2776
$E_{GHP,el}$ (kWh)	221.9	495.2	773.1
<i>Indici di prestazione</i>			
$REP_{c,l,mean}$ (-)	0.348	0.489	0.596
SF (%)	85.0	90.1	90.5
$L_{c,unmet}$ (kWh)	0	0	6.3
ΔPE (kWh)	4194.3	3600	2992.4
ΔCO_2 (kg CO ₂ evitate)	535.6	459.7	382.1

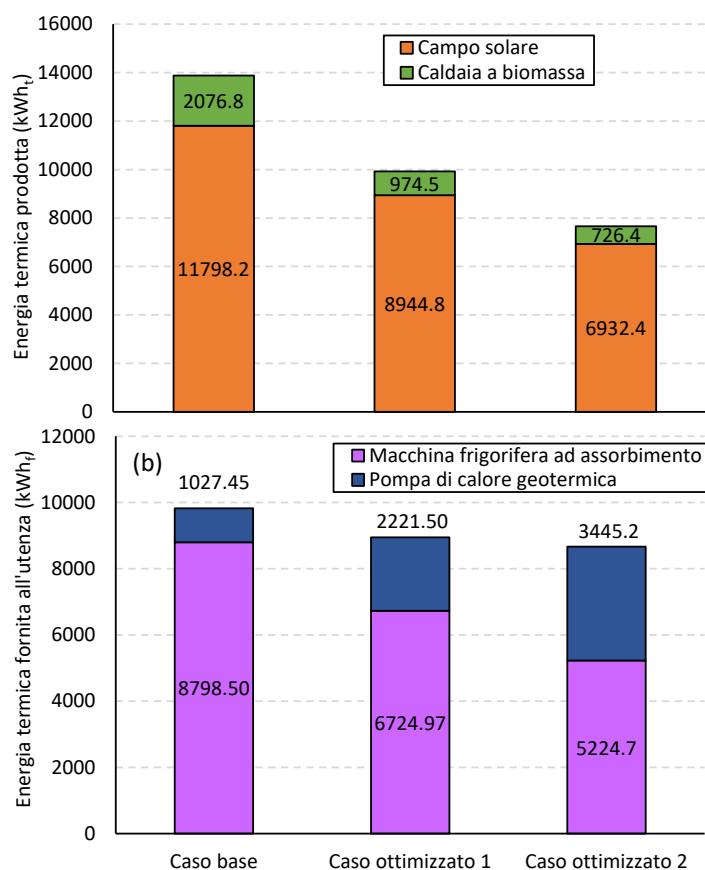


Figura 74. Confronto tra la configurazione di base e quelle ottimizzate in termini di energia termica prodotta ed energia termica fornita all'utenza

4 Realizzazione e messa in funzione di un impianto pilota di sistema di poligenerazione

Nel corso della seconda annualità del progetto, è stato realizzato e messo in funzione il prototipo di sistema di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili. A tale scopo, si è proceduto all'ampliamento dell'impianto di solar heating and cooling dell'Università di Bari, sito presso il centro didattico-sperimentale P. Martucci di Valenzano (Ba). In particolare, sono stati integrati due nuovi sistemi di generazione di energia termica da fonte rinnovabile, ovvero una caldaia a biomassa legnosa ed una pompa di calore alimentata da una sonda geotermica verticale.

Nella sua configurazione ultima l'impianto pilota è costituito da tre sottosistemi principali, ovvero:

- un sistema di generazione di energia elettrica, comprendente un campo di moduli fotovoltaici;
- un sistema di generazione di energia termica e frigorifera, costituito da un campo di collettori solari a tubi sottovuoto, una pompa di calore geotermica, una macchina ad assorbimento ed una caldaia a biomasse;
- un sistema di accumulo elettrico e termico, comprendente un banco di batterie e serbatoi di accumulo dell'acqua calda e dell'acqua refrigerata.

Al fine di emulare le diverse tipologie di utenze nel corso dell'indagine sperimentale, è stato inoltre installato un sistema ausiliario comprendente un serbatoio di accumulo caldo ed una pompa di calore aria-acqua, in grado di generare carichi di energia termica e frigorifera. Sono stati inoltre realizzati i sistemi di collegamento

tra i diversi componenti dell'impianto, in modo da consentire lo studio delle differenti configurazioni dei sistemi di poligenerazione, e predisposti gli opportuni strumenti per la misura di temperatura e portata.

4.1 Installazione e messa in funzione della caldaia a biomassa

La caldaia a biomassa installata presso il centro didattico sperimentale di Valenzano (Ba) è il modello CS 30 della casa costruttrice D'Alessandro Termomeccanica [35]. La caldaia è costituita da un generatore a tubi di fumo per produzione di acqua calda, con possibilità di alimentazione sia con combustibili di piccole dimensioni (pellets, gusci macinati di noci, mandorle, ecc.), sia con legna da ardere (ciocchi). Come mostrato in Figura 75, il generatore di calore comprende due camere di combustione, di cui:

- quella inferiore è destinata alla combustione di combustibili solidi a base legnosa di piccole dimensioni con alimentazione meccanizzata ed accensione automatica;
- quella superiore è destinata alla combustione di legna da ardere (ciocchi).

Il generatore di calore, il cui funzionamento è costantemente controllato da una centralina elettronica, può funzionare secondo tre modalità, ovvero può essere alimentato con combustibile di piccole dimensioni alimentato meccanicamente, con legna da ardere o ancora in maniera combinata, con pellet e legna da ardere, la cui accensione avviene in modo automatico attraverso il focolare inferiore.

Nella modalità di funzionamento con alimentazione meccanizzata, il combustibile contenuto nella tramoggia scende per gravità nella coclea superiore e viene spinto da questa nella valvola stellare, per poi cadere nella coclea di alimentazione del bruciatore. La valvola stellare ha la duplice funzione di impedire il ritorno dei fumi e di eventuali fiamme che potrebbero risalire fino alla tramoggia del combustibile. La velocità di rotazione della coclea inferiore determina la quantità di combustibile immesso nel bruciatore e quindi la potenza di funzionamento della caldaia. Il combustibile viene bruciato grazie all'immissione di aria primaria e secondaria, alimentate per mezzo di un ventilatore. Il calore sviluppato nella camera di combustione inferiore viene quindi ai fasci tubieri, al cui interno circola l'acqua da riscaldare. I fumi caldi, risalendo dalla camera di combustione inferiore attraverso un apposito condotto, passano nella camera di combustione superiore, dove cedono calore alle pareti che la circondano; quindi, dopo aver invertito il moto, i fumi ridiscendono nella camera inferiore e da qui, tramite la cavità dello sportello inferiore, attraversano il fascio tubiero ed il condotto fumi posteriore, raggiungendo infine la canna fumaria, con l'ausilio del ventilatore di tiraggio.

La Figura 76 illustra i componenti principali della caldaia CS 30, la cui descrizione è riportata in Tabella 30. Descrizione dei componenti della caldaia CS 30 illustrati in Figura 76; inoltre, la Figura 77 mostra il prospetto anteriore, il prospetto laterale e la vista in pianta della caldaia a biomassa, mentre la Tabella 31 ne riassume le dimensioni.

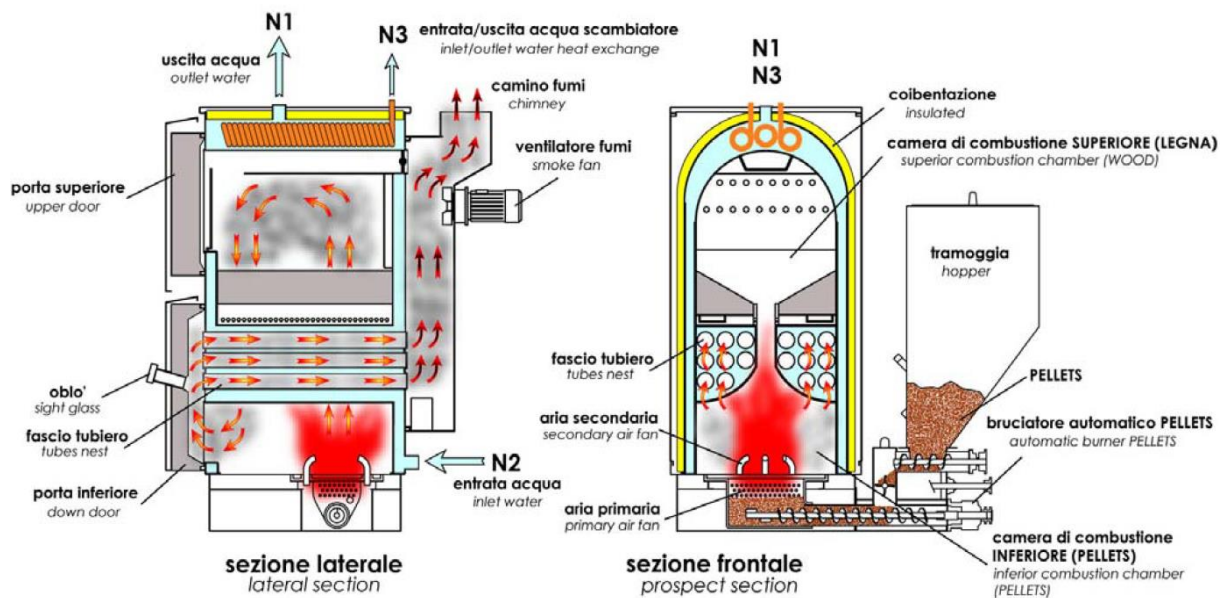


Figura 75. Descrizione del processo di combustione all'interno della caldaia a biomassa CS 30

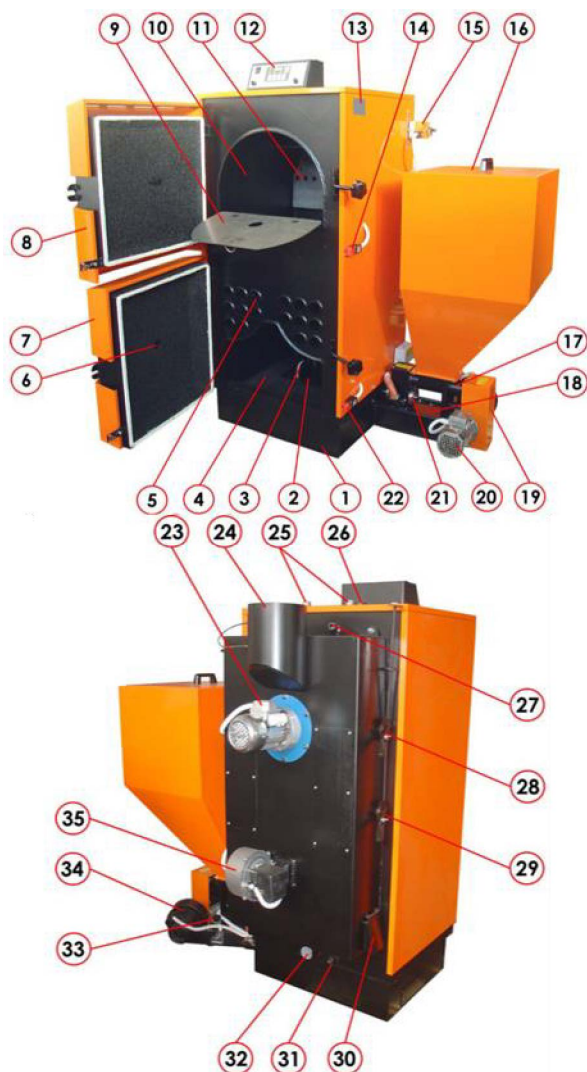


Figura 76. Elenco dei componenti della caldaia a biomassa CS 30

Tabella 30. Descrizione dei componenti della caldaia CS 30 illustrati in Figura 76

Posizione	Descrizione componente
1	Basamento bruciatore (PELLET)
2	Pozzetto bruciatore in ghisa
3	Insufflatori aria secondaria
4	Camera di combustione bruciatore inferiore (PELLET)
5	Fascio tubiero
6	Oblò di ispezione
7	Sportello inferiore
8	Sportello superiore
9	Paratia riparo fiamma
10	Camera di combustione superiore (LEGNA)
11	Diffusore aria primaria legna
12	Quadro elettrico di comando e controllo
13	Targa dati
14	Finecorsa sportello superiore
15	Elettrovalvola evacuazione fumi
16	Tramoggia combustibile solido trito (PELLET)
17	Coclea superiore
18	Tubolare coclea inferiore
19	Carter protezione trasmissione
20	Motoriduttore coclea alimentazione
21	Valvola stellare
22	Finecorsa sportello inferiore
23	Elettroventola evacuazione fumi
24	Raccordo fumi
25	Attacchi per scambiatore sanitario
26	Manicotto mandata acqua calda
27	Pozzetto per sensore di temperatura
28	Maniglia regolazione aria primaria (LEGNA)
29	Maniglia regolazione aria secondaria (LEGNA)
30	Coperchio pulizia raccordo fumi
31	Manicotto di drenaggio/svuotamento caldaia
32	Manicotto ritorno acqua
33	Manopola regolazione aria bruciatore
34	Ventola aria primaria e secondaria bruciatore
35	Ventola aria primaria e secondaria (LEGNA)

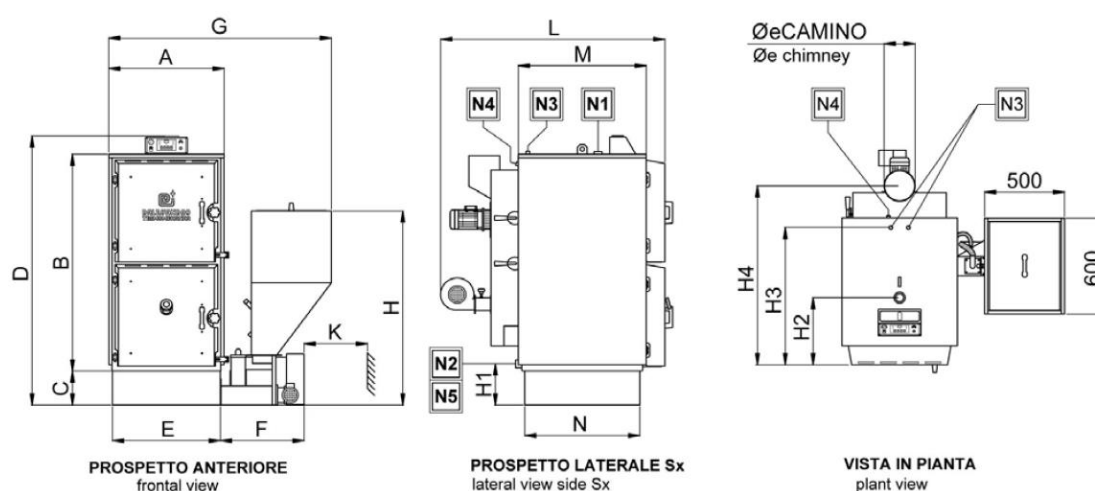


Figura 77. Prospetto anteriore, prospetto laterale e vista in pianta della caldaia a biomassa CS 30

Tabella 31. Dimensioni della caldaia a biomassa CS 30

A	B	C	D	E	F	G	L	M	N	K	H	H1	H2	H3	H4
720	1360	175	1645	675	525	1395	1200	600	520	500	1220	220	420	660	920

La Tabella 32. Parametri caratteristici della caldaia riassume le caratteristiche tecniche principali della caldaia CS 30, così come definite nella scheda tecnica della casa costruttrice. In particolare, la caldaia ha una potenza massima di 30.7 kW ed un corrispondente rendimento di conversione della biomassa in energia termica pari al 91.2%. Grazie al sistema di regolazione, la potenza termica prodotta può essere ridotta fino al 30% del valore massimo, con una corrispondente penalizzazione sul rendimento inferiore 2 punti percentuali (88.8%).

Tabella 32. Parametri caratteristici della caldaia CS 30

Parametro	min	max
Potenza (kW)	9.2	30.7
Potenza al focolare(kW)	10.37	33.7
Combustibile di riferimento	Pellet classe A1 in accordo a EN17225-2	
Pressione massima di esercizio (bar)	3	
Rendimento (%)	88.8	91.2
Temperatura massima esercizio (°C)	90	
Tensione di rete (V)	230	
Potenza elettrica assorbita in condizioni nominali (kW)	180	
Consumo di combustibile alla potenza massima (kg/h)	2.148	7.06
Portata di acqua di alimento (kg/h)	311.7	1190.6
Temperatura dell'acqua in ingresso (°C)	51.9	55
Temperatura dell'acqua in uscita (°C)	77.3	77.2
Temperatura dei fumi allo scarico (°C)	85.9	124.1
Portata dei fumi allo scarico (m³/h)	35.3	79.9
Pressione dei fumi allo scarico (Pa)	20	

La caldaia è stata integrata all'interno del sistema di poligenerazione attraverso che la collega direttamente al serbatoio caldo (Figura 78), in modo da produrre acqua calda a due differenti livelli di temperatura:

- circa 60°C (inverno);
- circa 80°C (estate).

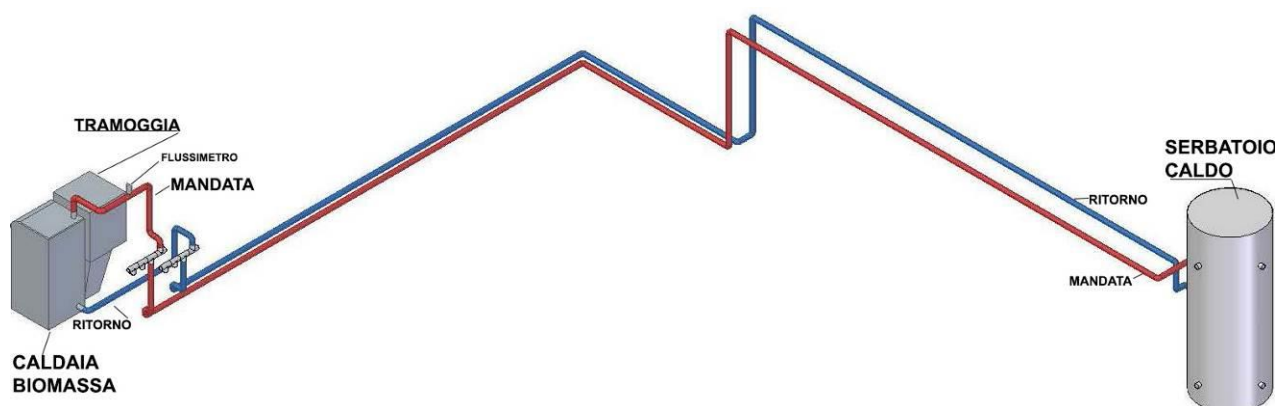


Figura 78. Collegamento tra la caldaia a biomassa ed il serbatoio di accumulo caldo

L'acqua in alimento alla caldaia è prelevata dal serbatoio di accumulo caldo del sistema di poligenerazione, quindi riscaldata al livello di temperatura prescelto e rinviata al serbatoio di accumulo caldo.

Nel periodo invernale, l'acqua calda prodotta dalla caldaia sarà utilizzata per garantire il soddisfacimento dei fabbisogni di energia termica delle utenze, anche nei periodi in cui la radiazione solare è insufficiente a garantire un adeguato riscaldamento del serbatoio di accumulo caldo attraverso il campo di collettori solari (ad esempio durante le giornate nuvole o nel corso delle ore notturne).

Nel periodo estivo, invece, la caldaia a biomassa riscalderà l'acqua all'interno del serbatoio di accumulo caldo, permettendo una maggiore costanza nelle condizioni di funzionamento della macchina frigorifera ad assorbimento, ovvero garantendo che il generatore possa operare per un maggior numero di ore in condizioni prossime a quelle nominali (88°C). La caldaia utilizza come combustibile nocciolino ripulito ed essiccato, ma non si esclude in futuro l'impiego di sansa, più sporco ma molto meno costoso.

Per garantire un adeguato riparo dagli agenti atmosferici, la caldaia, unitamente al caricatore del combustibile e alla sua canna fumaria (alta oltre 4 metri) è stata sistemata in un apposito container rispondente ai requisiti di sicurezza (Figura 79, Figura 80).



Figura 79. La caldaia a biomassa CS 30 installata all'interno del container



Figura 80. Il container della caldaia a biomassa CS 30

La Figura 81 e la Figura 82 mostrano le condotte di mandata dalla caldaia al serbatoio e di ritorno dal serbatoio alla caldaia posta all'interno del container. La pompa di circolazione è collocata sul tubo di mandata e invia l'acqua dalla caldaia al serbatoio di accumulo caldo.



Figura 81. Condotte di mandata dalla caldaia al serbatoio e di ritorno dal serbatoio alla caldaia: vista all'interno del container



Figura 82. Particolare delle condotte di mandata dalla caldaia al serbatoio e di ritorno dal serbatoio alla caldaia

L’avvio e lo spegnimento della pompa sono gestiti direttamente dalla caldaia a biomassa, che attiva la pompa quando la temperatura dell’acqua raggiunge un valore minimo 40°C e la spegne al di sotto di questa soglia. Per effettuare la misura di temperatura e portata e consentire quindi il calcolo della potenza erogata dalla caldaia, è stato installato un flussimetro con interfaccia di tipo IO-Link (Figura 83), le cui specifiche sono state riportate in Tabella 33.

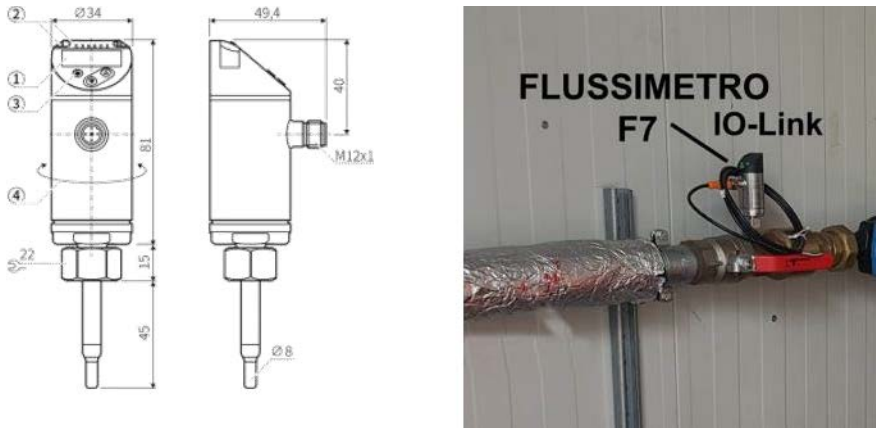


Figura 83. Flussimetro di tipo IO-Link

Tabella 33. Specifiche del flussimetro IO-Link per la misura della portata e della temperatura di mandata dalla caldaia al serbatoio di accumulo caldo

Specifica	Valore
Risoluzione	0.02 m/s 0.2 °C
Riproducibilità	0.05
Dinamica di risposta T05 / T09	1.5 s
Precisione	± (7% MW + 2% MEW) ± 0.3 °C / ± 1 °C
Tempo di risposta	Acqua: 0.5 s

La Figura 84 fornisce una rappresentazione 3D del container nel quale è stata collocata la caldaia a biomassa e dello sviluppo delle tubazioni di mandata (dalla caldaia al serbatoio) e di ritorno (dal serbatoio alla caldaia) all'esterno del container stesso. Dallo schema è visibile inoltre la pompa di calore geotermica ed il volano, collocati in un altro vano del medesimo container, come pure le condotte di mandata dal sistema pompa di calore-volano all'utenza e di ritorno dall'utenza al sistema pompa di calore-volano. Le caratteristiche di tali componenti saranno caratterizzate in dettaglio nel par. 4.2.

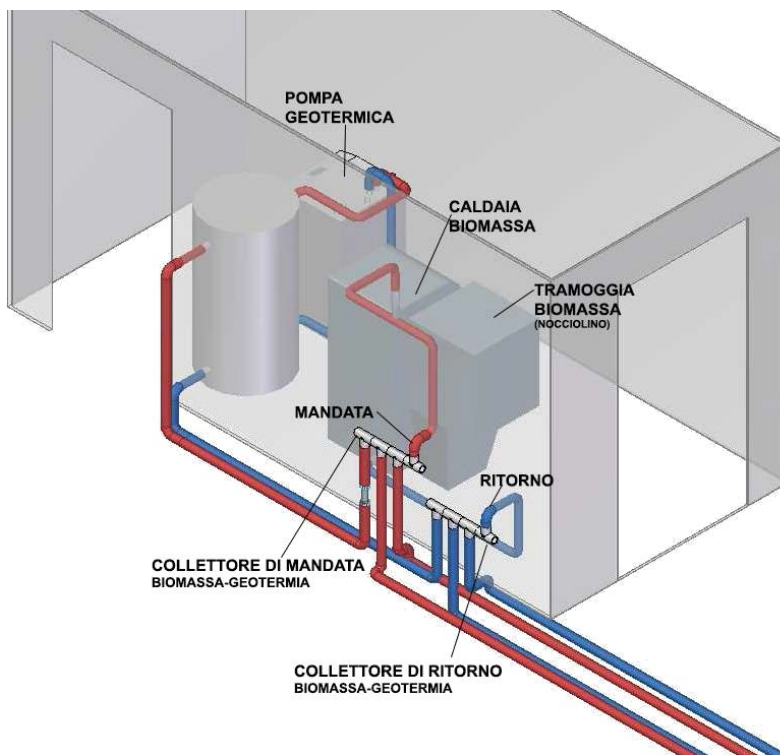


Figura 84. Vista 3D delle tubazioni di mandata dalla caldaia al serbatoio e di ritorno dal serbatoio alla caldaia

Nella Figura 85, invece, è schematizzato il campo solare, il serbatoio di accumulo caldo, la caldaia a biomassa e le tubazioni di collegamento tra il campo solare ed il serbatoio (mandata-ritorno campo solare-serbatoio caldo) e tra la caldaia a biomassa ed il serbatoio (mandata-ritorno caldaia biomassa-serbatoio caldo).

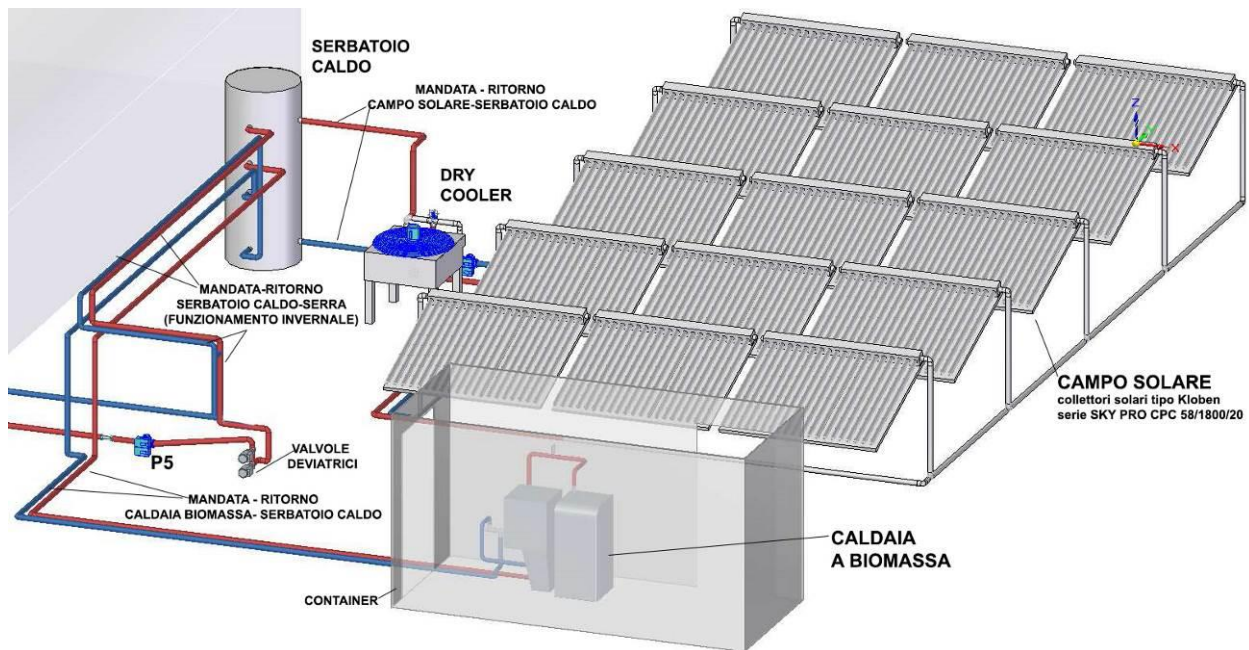


Figura 85. Rappresentazione 3D del campo solare, del serbatoio di accumulo caldo, della caldaia a biomassa e delle tubazioni di collegamento tra il campo solare ed il serbatoio e tra la caldaia a biomassa ed il serbatoio

La caldaia può essere accesa e spenta impostando i seguenti dati:

- l'orario di accensione della caldaia;
- il timer, ovvero intervallo di tempo (in ore) tra l'accensione (ON) e lo spegnimento (OFF);
- il tempo di campionamento, ovvero l'intervallo di tempo per il controllo della temperatura del serbatoio caldo.

In base al valore della temperatura nel serbatoio di accumulo caldo (T_{HT}) (misurata attraverso una sonda PT100):

- la caldaia viene accesa quando $T_{HT} \leq T_{set\ point} - \Delta T_{bd}$
- la caldaia viene spenta quando $T_{HT} \geq T_{set\ point} + \Delta T_{bd}$

dove $T_{set\ point}$ è la temperatura di set-point della caldaia e ΔT_{bd} è la banda di isteresi (3°C).

La produzione di acqua calda ad opera della caldaia a biomassa viene realizzata secondo due modalità:

- invernale: la caldaia a biomassa riscalda l'acqua del serbatoio caldo alla temperatura di set-point invernale della caldaia. L'acqua calda così prodotta sarà inviata, dopo miscelazione (40° C), all'utenza.
- estiva: la caldaia a biomassa interviene nelle ore poco assolate o in quelle in cui il campo solare non è in grado di portare a temperatura l'acqua del serbatoio caldo al di sopra di 75°C; in particolare, la caldaia a biomassa produce acqua calda alla temperatura di set-point estiva, consentendo quindi un maggiore numero di ore di funzionamento dell'assorbitore per la produzione di acqua refrigerata a circa 7°- 10° C.

La Figura 86 mostra le tubazioni di collegamento tra la caldaia a biomassa ed il serbatoio di accumulo caldo in corrispondenza di quest'ultimo. Sono inoltre rappresentate le tubazioni di mandata dal serbatoio di accumulo caldo alla serra e di ritorno dalla serra all'accumulo caldo.

Per permettere all'acqua calda di essere inviata direttamente alla serra nel periodo invernale, tra le tubazioni di mandata (mandata serbatoio caldo-serra) e di ritorno (ritorno serra-serbatoio caldo) è stata inserita una valvola miscelatrice caldo/freddo a tre vie della Caleffi (Figura 87, Figura 88), che in base ai valori di

temperatura (misurati attraverso l'uso di due termocoppie inserite lungo le tubazioni 4 e 2) viene aperta opportunamente da una centralina di controllo (Figura 89), permettendo così la miscelazione dell'acqua calda proveniente dal serbatoio con quella di ritorno dall'utenza.

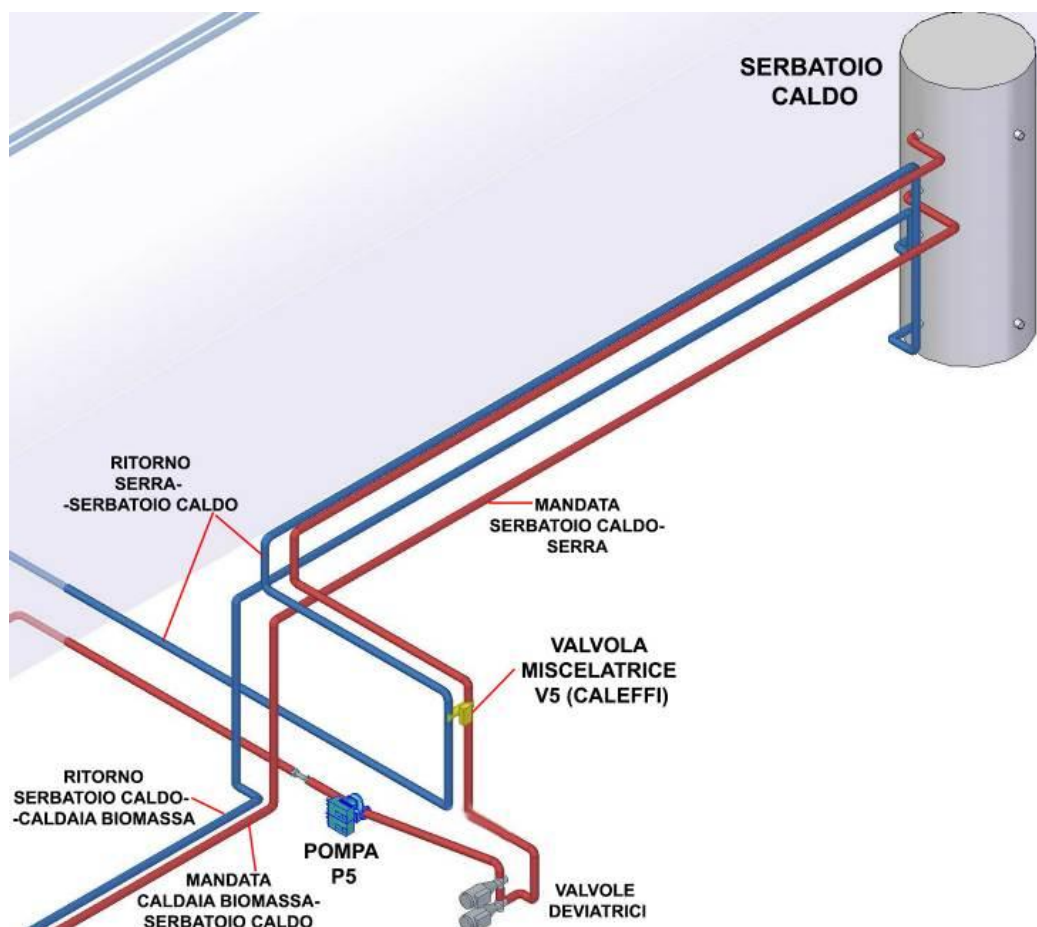


Figura 86. Rappresentazione 3D delle tubazioni di mandata dal serbatoio caldo alla serra e di ritorno dalla serra al serbatoio caldo

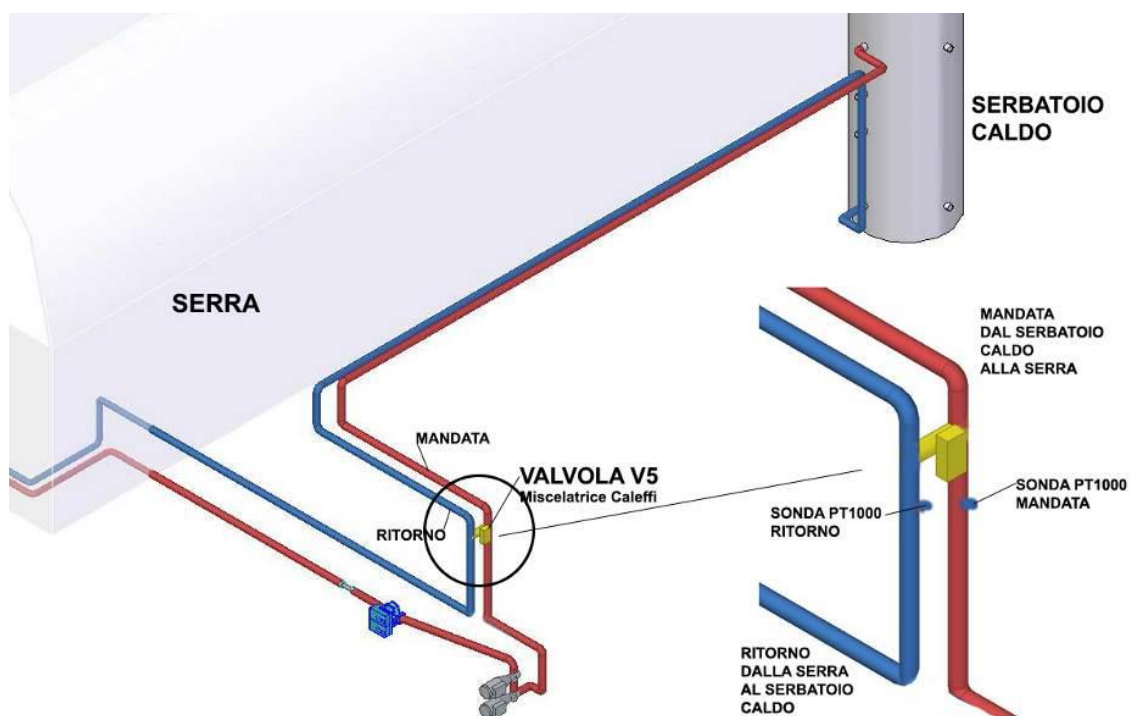


Figura 87. Particolare delle condotte di mandata dal serbatoio caldo alla serra e di ritorno dalla serra al serbatoio caldo in corrispondenza della valvola miscelatrice



Figura 88. Valvola miscelatrice Caleffi



Figura 89. Centralina per il controllo della valvola miscelatrice

Nella valvola a tre vie, la via comune (indicata con le lettere “AB”) rimane sempre aperta. Le altre due porte indicate con “A” e “B”), anche dette indipendenti, possono essere parzialmente aperte o chiuse grazie al movimento dell’otturatore (Figura 90). L’apertura progressiva di una delle due porte indipendenti ha una conseguente chiusura dell’altra e viceversa. La via principale (“A”) è caratterizzata da regolazione equipercentuale, mentre la via di by-pass (“B”) con regolazione lineare. Questa caratteristica di regolazione garantisce una miglior risposta del sistema alle varie condizioni di carico. La valvola completa la sua corsa, da 0-100% di apertura, in circa 120 secondi.

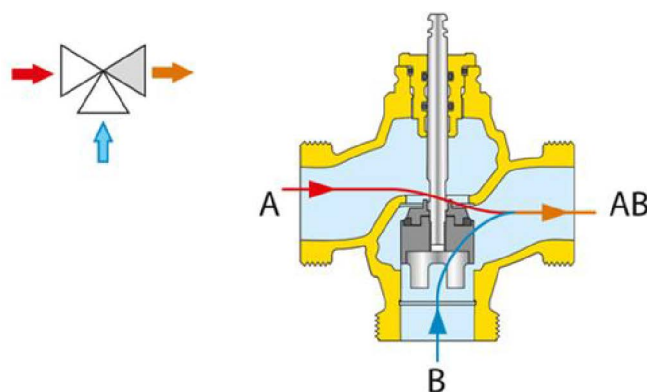


Figura 90. Rappresentazione schematica della valvola a tre vie

Il passaggio di acqua dal serbatoio caldo alla serra è consentito solo quando la temperatura rilevata a valle della mandata dalla PT100 della valvola miscelatrice Caleffi è di circa 40° C con una tolleranza di $\pm 1^{\circ}\text{C}$. Il tempo di campionamento della temperatura è di circa 1 minuto.

4.2 Installazione e messa in funzione della pompa di calore geotermica

La pompa di calore geotermica è il modello GEO HFE 12 della casa costruttrice Fiorini Industries [36]. Si tratta di una pompa di calore reversibile acqua-acqua, in grado di produrre in condizioni nominali una potenza termica di 10.2 kW ed una potenza frigorifera di 16.6 kW.

La Tabella 34 riassume le principali specifiche tecniche e le prestazioni della pompa di calore GEO HFE 12 in regime invernale ed estivo.

Tabella 34. Specifiche tecniche della pompa di calore geotermica reversibile GEO HFE 12

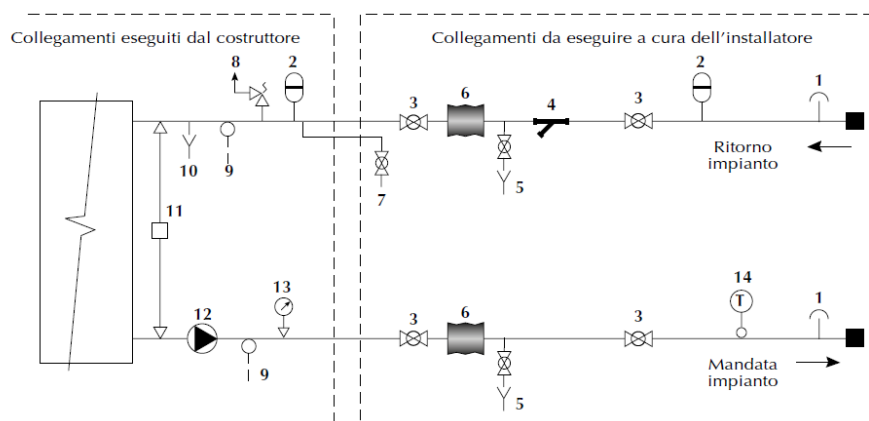
<i>Funzionamento invernale</i>		
Potenza termica (kW _t)		10.2
Potenza assorbita dal compressore (kW)		2.2
COP (-)		4.68
Portata acqua lato impianto (m ³ /h)		1.75
Potenza termica da scambiare in sonda (kW _t)		8.1
Portata fluido sonda (m ³ /h)		2.32
<i>Funzionamento estivo</i>		
Potenza frigorifera (kW _f)		16.6
Potenza assorbita dal compressore (kW)		2.1
EER (-)		7.84
Portata acqua lato impianto (m ³ /h)		2.85
Potenza termica da scambiare in sonda (kW _t)		18.6
Portata fluido sonda (m ³ /h)		3.2
<i>Circuito frigorifero</i>		
Refrigerante		R410A
Tipo di compressore		Scroll
<i>Altri dati</i>		
Dimensioni (l x p x h) (cm)		620 x 650 x 1080
Peso (kg)		169
Alimentazione elettrica (V/Ph/Hz)		230/1/50 e 400/3/50

Il circuito refrigerante, che utilizza come fluido l'R410A, comprende un compressore di tipo scroll, una valvola per l'inversione del ciclo, una valvola di espansione e due scambiatori di calore del tipo a piastre.

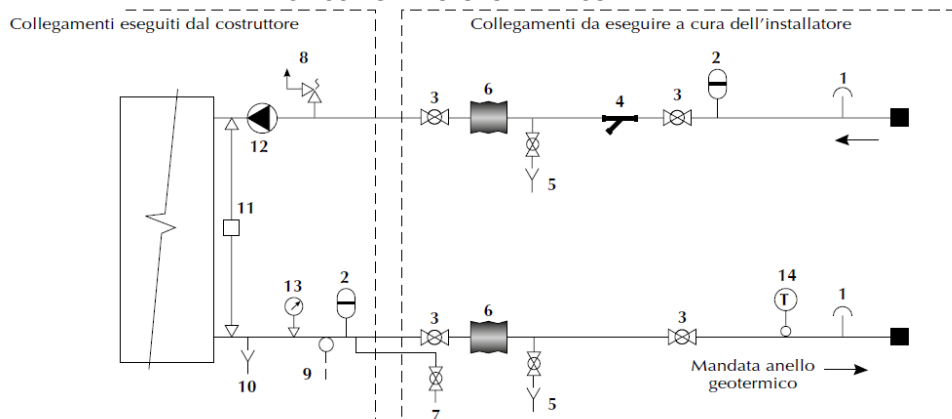
Il circuito lato impianto e il circuito geotermico (Figura 91) comprendono essenzialmente una pompa di circolazione regolata da inverter, un pressostato differenziale, due vasi d'espansione, una valvola di sicurezza, rubinetti di scarico ed intercettazione e dispositivi di misura di flusso, temperatura e pressione.

La Figura 92, invece, mostra gli attacchi idraulici lato circuito impianto e lato circuito geotermico.

CIRCUITO LATO IMPIANTO



CIRCUITO LATO GEOTERMICO



Rif.	Descrizione	Rif.	Descrizione
1	Valvola di sfiato	10	Scarico
2	Vaso d'espansione	11	Pressostato differenziale
3	Rubinetto d'intercettazione	12	Pompa di circolazione
4	Filtro a rete	13	Manometro
5	Rubinetto di scarico	14	Termometro
6	Antivibrante	15	Flussostato
7	Rubinetto di carico	16	Filtro a cartuccia
8	Valvola di sicurezza	17	Valvola modulante due vie
9	Sonda di temperatura		

Figura 91. Schemi del circuito idraulico lato impianto e lato geotermico con indicazione dei componenti principali

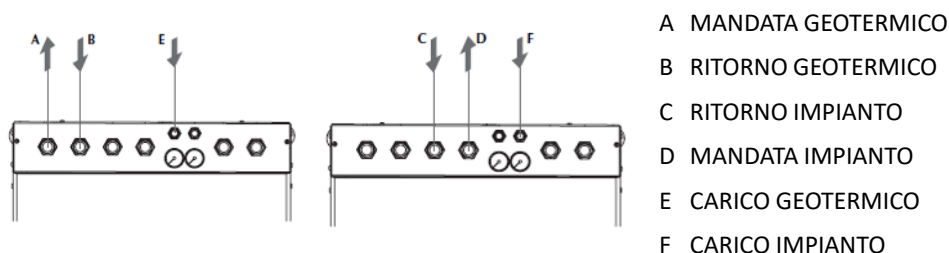


Figura 92. Attacchi idraulici lato circuito impianto e lato circuito geotermico

La pompa di calore è collegata ad una sonda geotermica verticale, che funge da sorgente di calore per la produzione di energia termica e come pozzo per la produzione di energia frigorifera.

La sonda geotermica, posta all'interno di un traforo di 140 mm, raggiunge una profondità di 120 m ed è costituita da una tubazione PE100 SDR 11 PN 16 a doppio "U", di diametro esterno pari a 32 mm e spessore 2.9 mm. L'avampozzo, del diametro di 18 cm e profondità di 3 m circa, è stato rivestito con tubi in PVC, aventi diametro esterno di 16 cm e spessore di 3.2 mm. Lo spazio tra l'avampozzo e le sonde è stato riempito con boiaccia cementizia bentonica (Figura 94).

Lo schema 3D di Figura 93 fornisce un'idea della posizione della sonda geotermica, della pompa di calore e del volano rispetto agli componenti dell'impianto di poligenerazione e della serra.

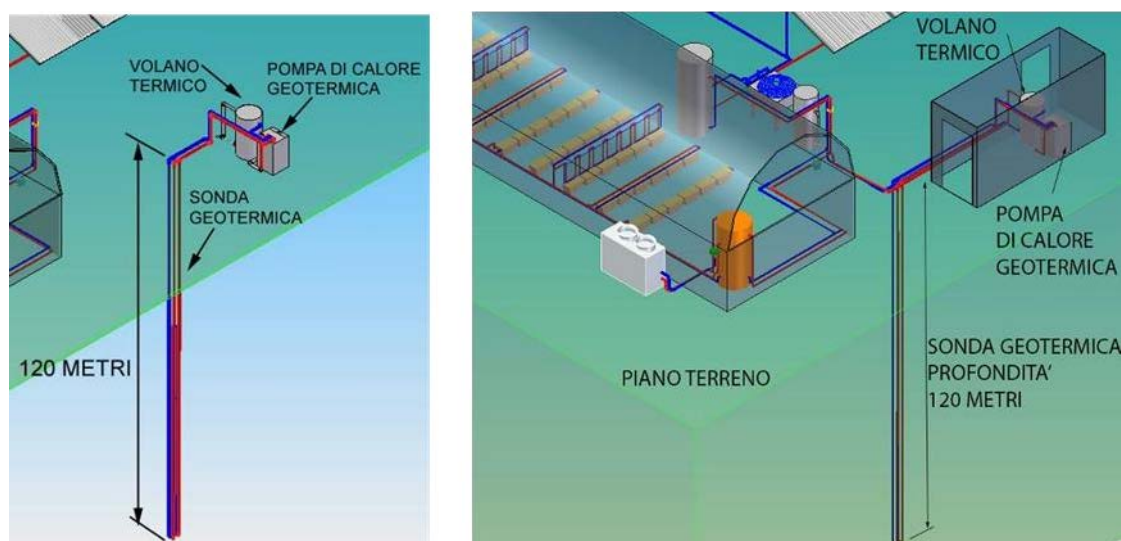


Figura 93. Schema tridimensionale della sonda geotermica, della pompa di calore e del volano



Figura 94. Tubi della sonda geotermica in ingresso nel terreno

La pompa di calore è caratterizzata da due tipi di circuiti chiusi:

- circuito geotermico;
- circuito lato impianto.

Il circuito geotermico realizza il collegamento tra la pompa di calore e le sonde geotermiche ed è costituito da tubazioni multistrato in polipropilene random ad elevata resistenza alla temperatura (PP-RCT), con strato intermedio rinforzato con fibre di vetro (conformi alle norme UNI EN ISO 15874 e DIN 8077) e rivestimento con guaina in polietilene alta densità. I tubi sono interrati, così come mostrato in Figura 95, nella parte che va dal pozzetto sonde sino all'ingresso del container (locale che accoglie la pompa di calore geotermica) e a vista, protetti dalla guaina in polietilene alta densità, nel tratto che va dal container alla pompa di calore.



Figura 95. Tubi di mandata alla pompa di calore e ritorno alle sonde (lato circuito geotermico) e tubi di mandata all'utenza e ritorno alla pompa di calore (lato circuito impianto)

Il circuito lato impianto, invece, collega (attraverso tubi di mandata e ritorno da 1" ed 1/4") la pompa di calore geotermica ad un volano termico da 180 l (Figura 96), che funge da accumulo dell'acqua calda o fredda prodotte, permettendo così di ridurre la frequenza degli avviamenti della pompa. Il volano termico, in acciaio al carbonio, è coibentato con poliuretano espanso rigido (conducibilità 0.023 W/mK) dello spessore minimo di 30 mm. Nel serbatoio sono state inserite 3 sonde PT100 per verificare la temperatura dell'acqua alle differenti altezze. Il volano termico, fungendo da accumulo inerziale, consente

La pompa di calore ed il volano termico sono stati collocati all'interno del vano del container adiacente a quello che ospita la caldaia a biomassa.

In Figura 96 è fornita una rappresentazione 3D della pompa di calore geotermica all'interno di uno dei due vani del container e delle condotte di mandata dalle sonde alla pompa di calore e di ritorno dalla pompa di calore alle sonde. La Figura 97, invece, mostra il collegamento del volano termico alla pompa di calore e all'utenza.

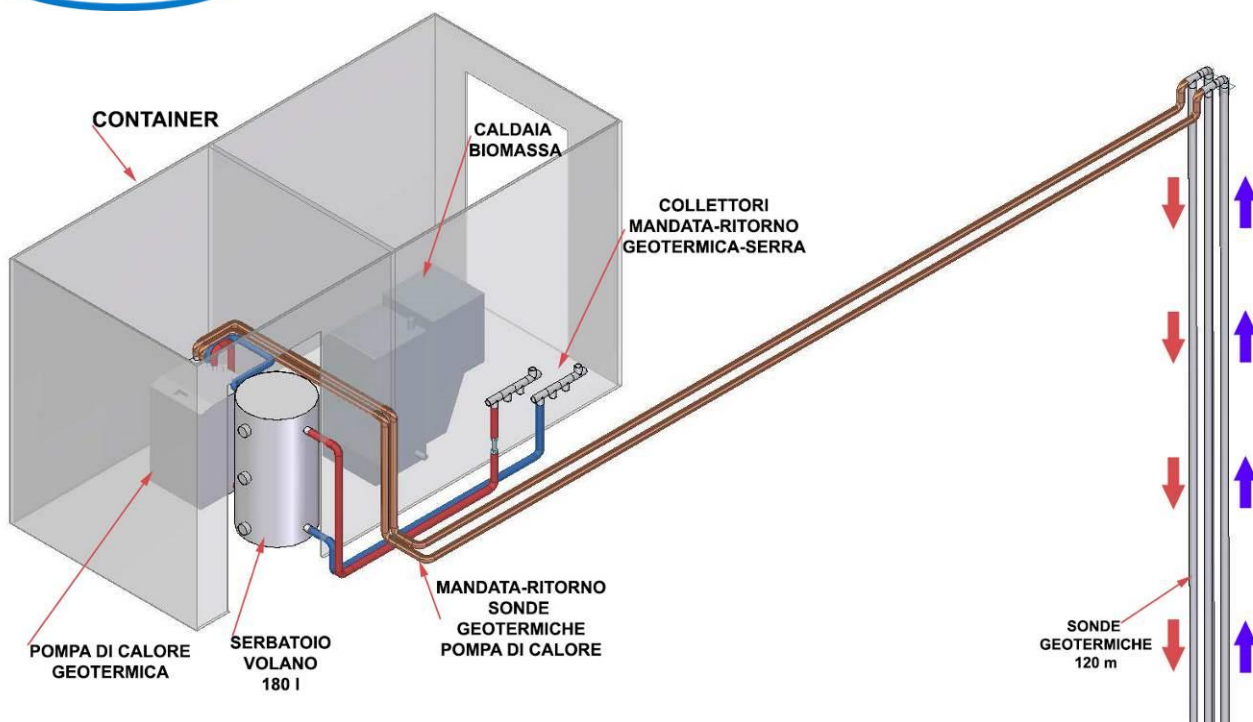


Figura 96. Rappresentazione 3D della pompa di calore geotermica all'interno di uno dei due vani del container e delle condotte di mandata dalle sonde alla pompa di calore e di ritorno dalla pompa di calore alle sonde (circuitto geotermico)

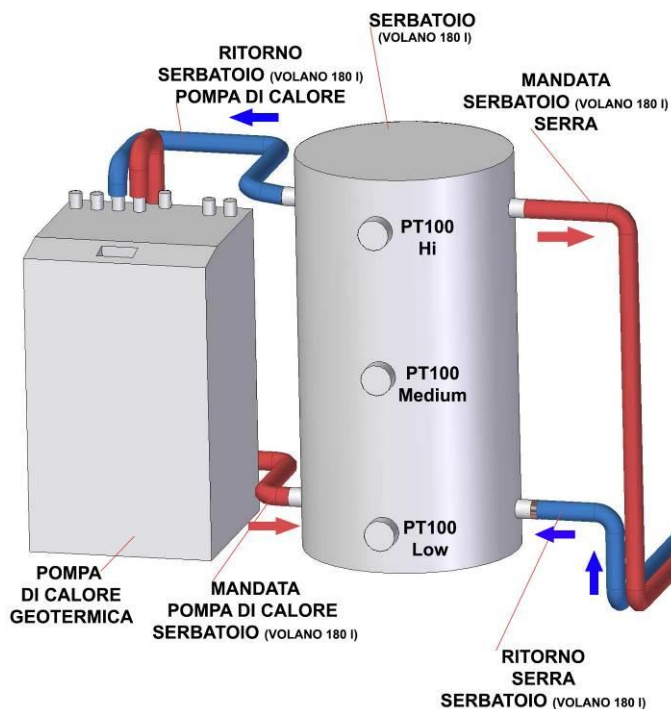


Figura 97. Collegamento del volano termico alla pompa di calore e all'utenza

Il volano termico è poi collegato attraverso tubazioni di mandata e ritorno alla serra per l'alimentazione dell'acqua calda o dell'acqua refrigerata a seconda del regime di funzionamento (Figura 98).

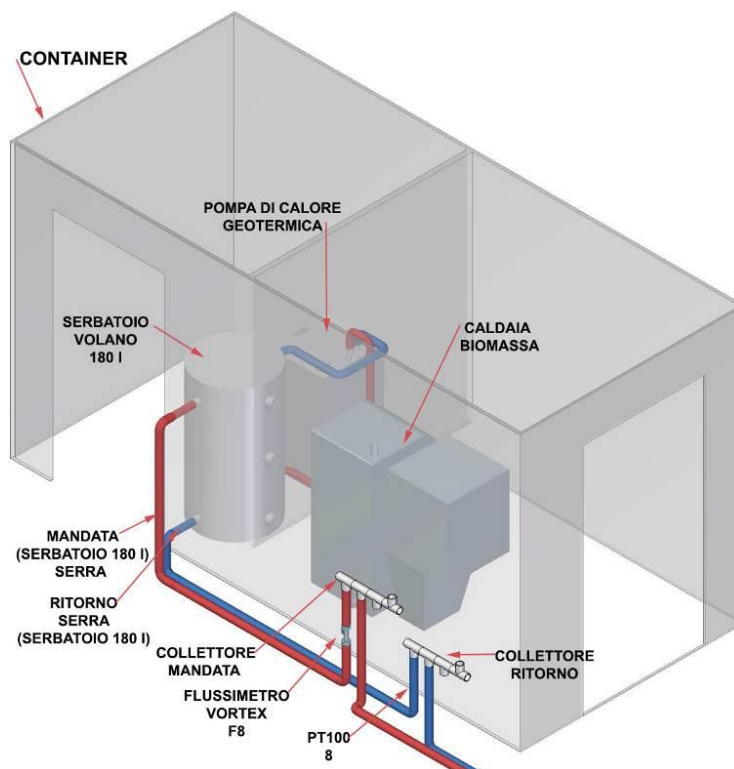


Figura 98. Rappresentazione 3D della pompa di calore geotermica e del volano termico all'interno di uno dei due vani del container e delle condotte di collegamento tra il volano e la serra in mandata e ritorno

Come evidenziato in Figura 99, lungo la condotta di mandata che collega il volano termico alla serra è installato un flussimetro di tipo Vortex (F8) che consente di misurare la portata di acqua (calda o fredda) inviata alla serra e la relativa temperatura. Inoltre, per permettere il calcolo della potenza termica fornita alla serra, è stato inserito un sensore di temperatura (PT100 – 8) lungo la condotta di ritorno al volano termico.

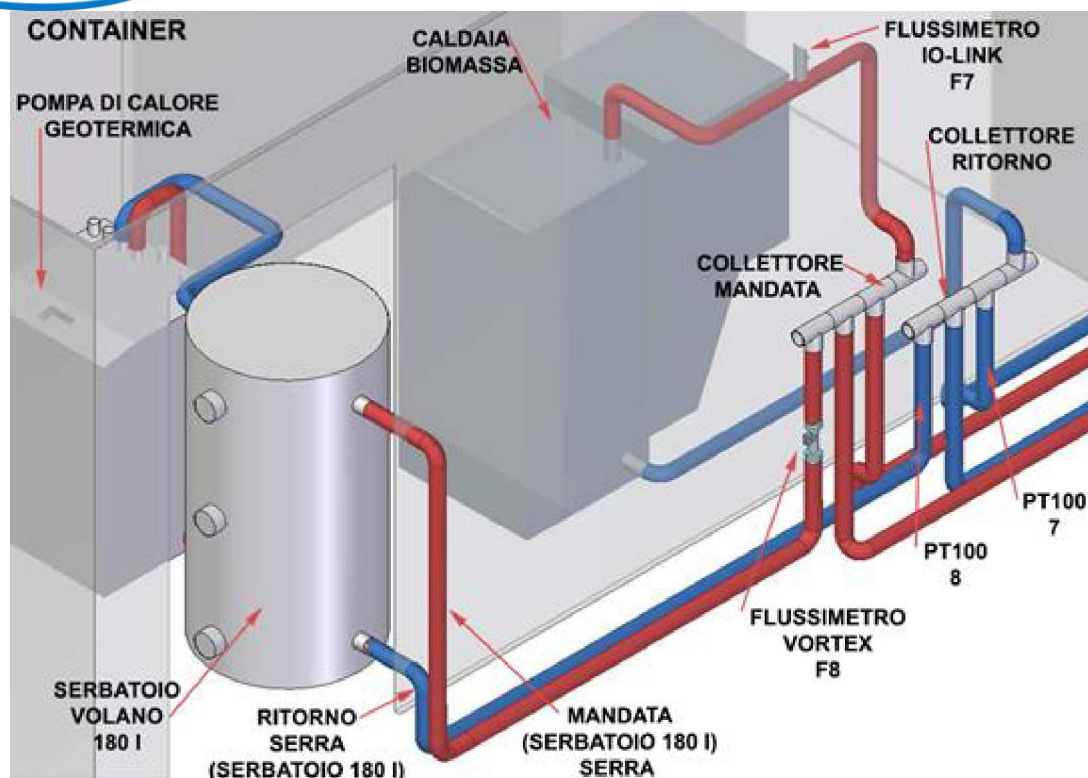


Figura 99. Particolare della condotta di mandata che collega il volano termico alla serra lungo cui è installato un flussimetro di tipo Vortex (F8)

La pompa di calore geotermica è anche provvista di un display (Figura 100) che consente di visualizzare ed eventualmente impostare i parametri operativi di funzionamento, tra cui in particolare (Figura 101):

- la temperatura di set point per l'attivazione della pompa di calore in riscaldamento e raffreddamento e le corrispondenti bande d'isteresi;
- la gestione delle pompe di circolazione dei circuiti idraulici geotermico e lato impianto;
- l'allarme antigelo, che consente di prevenire la rottura dello scambiatore a piastre per congelamento dell'acqua in essa contenuta, attivando il blocco del compressore nel caso in cui la temperatura rilevata dalla sonda di temperatura in uscita dello scambiatore risulti inferiore al valore impostato;
- l'allarme di portata acqua comandato da un pressostato differenziale, che determina il blocco del compressore e della pompa di circolazione.

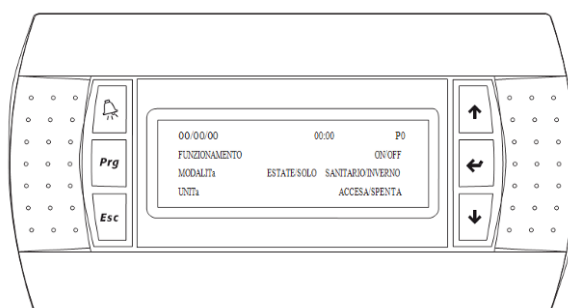


Figura 100. Display della pompa di calore geotermica

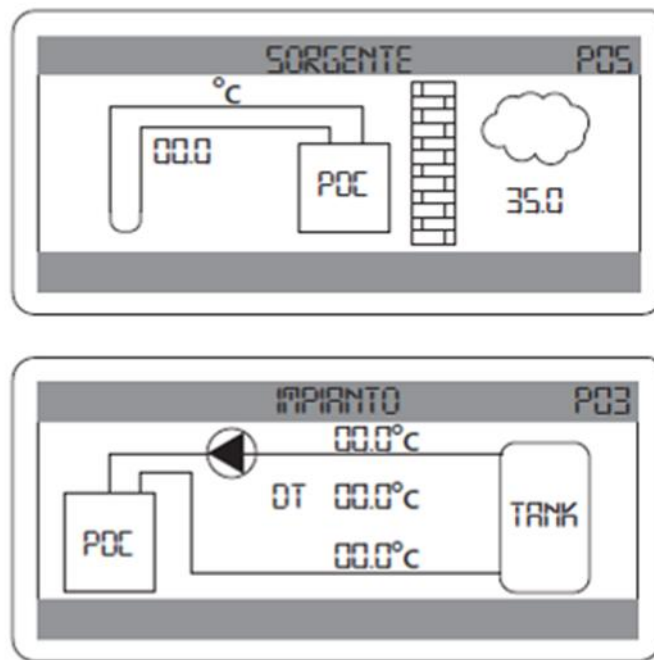


Figura 101. Particolari di visualizzazione sul display del pannello di controllo

4.3 Installazione e messa in funzione della pompa di calore ausiliaria aria-acqua

Allo scopo di emulare il comportamento di utenze con fabbisogni di energia termica e frigorifera diversi da quelli della serra presente presso il centro sperimentale di Valenzano (Ba), l'impianto pilota in fase di realizzazione è stata provvista di un sistema ausiliario, costituito da una pompa di calore reversibile aria-acqua della AERMEC (modello ANLI_HX_HP), a cui è stato annesso un preesistente serbatoio di accumulo termico (inutilizzato prima dei lavori di conversione dell'impianto di solar cooling in sistema di poligenerazione), collocato all'interno della serra. Quest'ultimo è stato successivamente collegato al sistema di poligenerazione, che in base ai fabbisogni dell'utenza, invia al suo interno acqua calda o fredda, al fine di soddisfare i fabbisogni delle utenze "fittizie" oggetto di studio.

In particolare, quando l'utenza è caratterizzata da una richiesta di energia termica (o frigorifera), la pompa di calore aria-acqua la emulerà producendo un pari quantitativo di energia frigorifera (o termica), che verrà successivamente stoccata nel serbatoio di accumulo ausiliario. A sua volta, il sistema di poligenerazione invierà al serbatoio ausiliario la quantità di energia termica (o frigorifera) richiesta dall'utenza, compensando così l'apporto di energia frigorifera (o termica) della pompa di calore ausiliaria.

La Figura 103a mostra la pompa di calore, mentre la Figura 103b il serbatoio di accumulo ausiliario ad essa annesso. Infine, la Tabella 35 riassume le specifiche tecniche della pompa di calore, le dimensioni caratteristiche ed il peso. La pompa di calore è dotata di un compressore ad inverter di tipo scroll, batterie esterne in rame con alette in alluminio, scambiatore lato impianto del tipo a piastre e sistema di controllo della temperatura dell'acqua in uscita basato su un algoritmo di tipo PID. In condizioni di riscaldamento (da 40 a 45°C), la pompa di calore è in grado di produrre una potenza termica pari a 31.2 kW, con un COP di 2.7; in condizioni di raffreddamento (da 12 a 7°C), la potenza frigorifera prodotta è di 29.3 kW, a cui corrisponde un EER di 2.47.

La Figura 102 mostra la pompa di calore AERMEC ANLI_HX_HP ed il basamento in cemento sul quale è stata ancorata. L'alimentazione elettrica della pompa di calore è a 400V/3N/50Hz. La pompa è stata collegata ad un quadro elettrico dedicato. I cavi elettrici sono stati interrati in un cavidotto scavato nel terreno adiacente alla serra.



Figura 102. La pompa di calore AERMEC ANLI_HX_HP e il basamento in cemento sul quale è stata ancorata

Tabella 35. Parametri caratteristici della pompa di calore ANLI_HX 110

Parametri	Valori
Gas refrigerante	R410A
<u>Prestazioni in raffreddamento 12°C/7°C</u>	
Potenza frigorifera (kW)	29.3
Potenza assorbita (kW)	11.9
Corrente assorbita totale a freddo (A)	18
EER (-)	2.47
Portata d'acqua (l/h)	4985
Prevenza utile (kPa)	175
<u>Prestazioni in riscaldamento 40°C/45°C</u>	
Potenza termica (kW)	31.2
Potenza assorbita (kW)	11,5
Corrente assorbita totale a freddo (A)	17
COP (-)	2.70
Portata d'acqua (l/h)	5457
Prevenza utile (kPa)	158
<u>Dimensioni e peso della pompa di calore</u>	
altezza (mm)	1450
larghezza (mm)	1750
profondità (mm)	750
Peso a vuoto (kg)	308

La Figura 103 mostra il serbatoio di accumulo ausiliario, termicamente isolato, avente una capacità di 1000 l e la rappresentazione 3D delle modalità di collegamento alla pompa di calore aria-acqua.

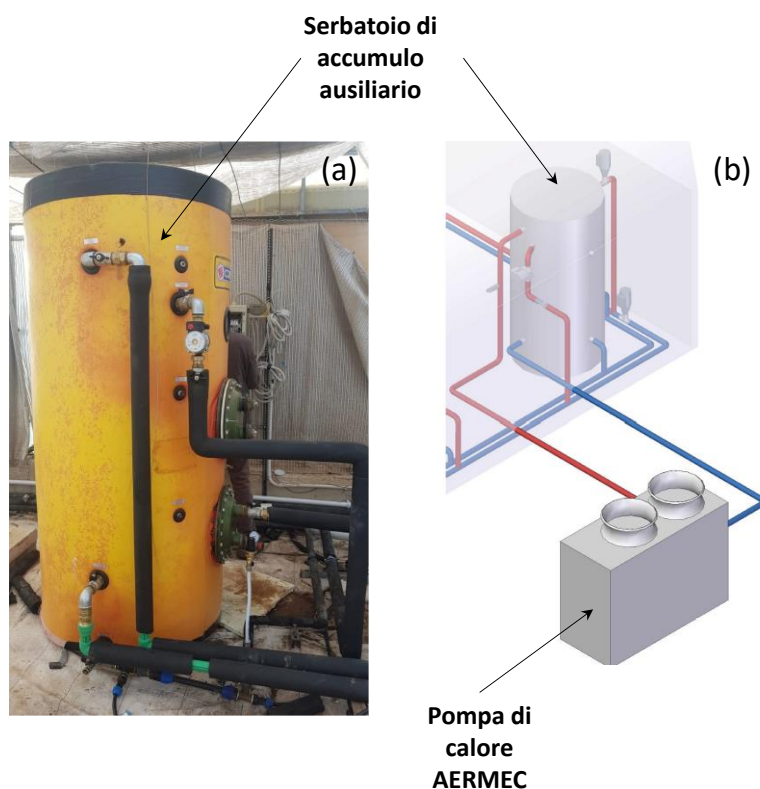


Figura 103. Il serbatoio di accumulo ausiliario (a) e rappresentazione 3D della modalità di collegamento con la pompa di calore aria-acqua (b)

La pompa di calore AERMEC invia acqua refrigerata (o riscaldata) nella parte superiore del serbatoio ausiliario attraverso una condotta di mandata su cui è installato un flussimetro con interfaccia IO-Link; l'acqua di ritorno alla pompa di calore viene invece prelevata nel punto basso del serbatoio ausiliario.

La Figura 104 e la Figura 105 mostrano il collegamento tra la pompa di calore aria-acqua ed il serbatoio di accumulo ausiliario annesso, realizzato mediante una tubazione di mandata (dalla pompa di calore al serbatoio) ed una tubazione di ritorno (dal serbatoio alla pompa di calore).



Figura 104. Collegamento tra pompa di calore aria-acqua ed il serbatoio di accumulo: vista in corrispondenza del serbatoio (interno alla serra) (a) e della pompa di calore (b)

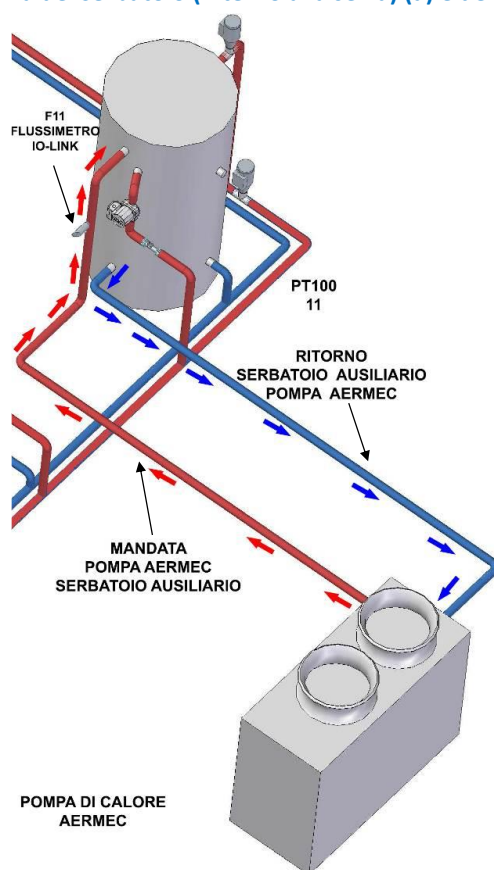


Figura 105. Rappresentazione 3D della pompa di calore AERMEC, del serbatoio di accumulo ausiliario e delle condotte di mandata dalla pompa di calore al serbatoio e di ritorno dal serbatoio alla pompa di calore

Il serbatoio ausiliario è a sua volta collegato al sistema di poligenerazione da fonti rinnovabili. A questo proposito, la Figura 106 rappresenta le tubazioni di collegamento (mandata e ritorno) tra il sistema di poligenerazione e il sistema di accumulo ausiliario in corrispondenza di quest'ultimo.



Figura 106. Collegamento tra il sistema di poligenerazione ed il serbatoio di accumulo: vista in corrispondenza del serbatoio (interno alla serra) (a) e dettaglio delle tubazioni di mandata e ritorno (b)

4.4 Schema del prototipo di sistema di poligenerazione per le differenti configurazioni indagate

In Figura 107 è riportato lo schema funzionale completo del prototipo di sistema di poligenerazione realizzato presso il centro didattico sperimentale dell'Università di Bari, sito in Valenzano. Per completezza sono, inoltre, riportati gli schemi funzionali corrispondenti alla configurazione C1 (Figura 108Figura 109), C2 (Figura 110Figura 111) e C3 (Figura 112Figura 113), in presenza di carichi termici e frigoriferi rispettivamente. Tali schemi permettono quindi di identificare i componenti e le linee di distribuzione dell'energia termica/frigorifera effettivamente attive nelle diverse configurazioni e a seconda della tipologia di carichi richiesti dell'utenza.

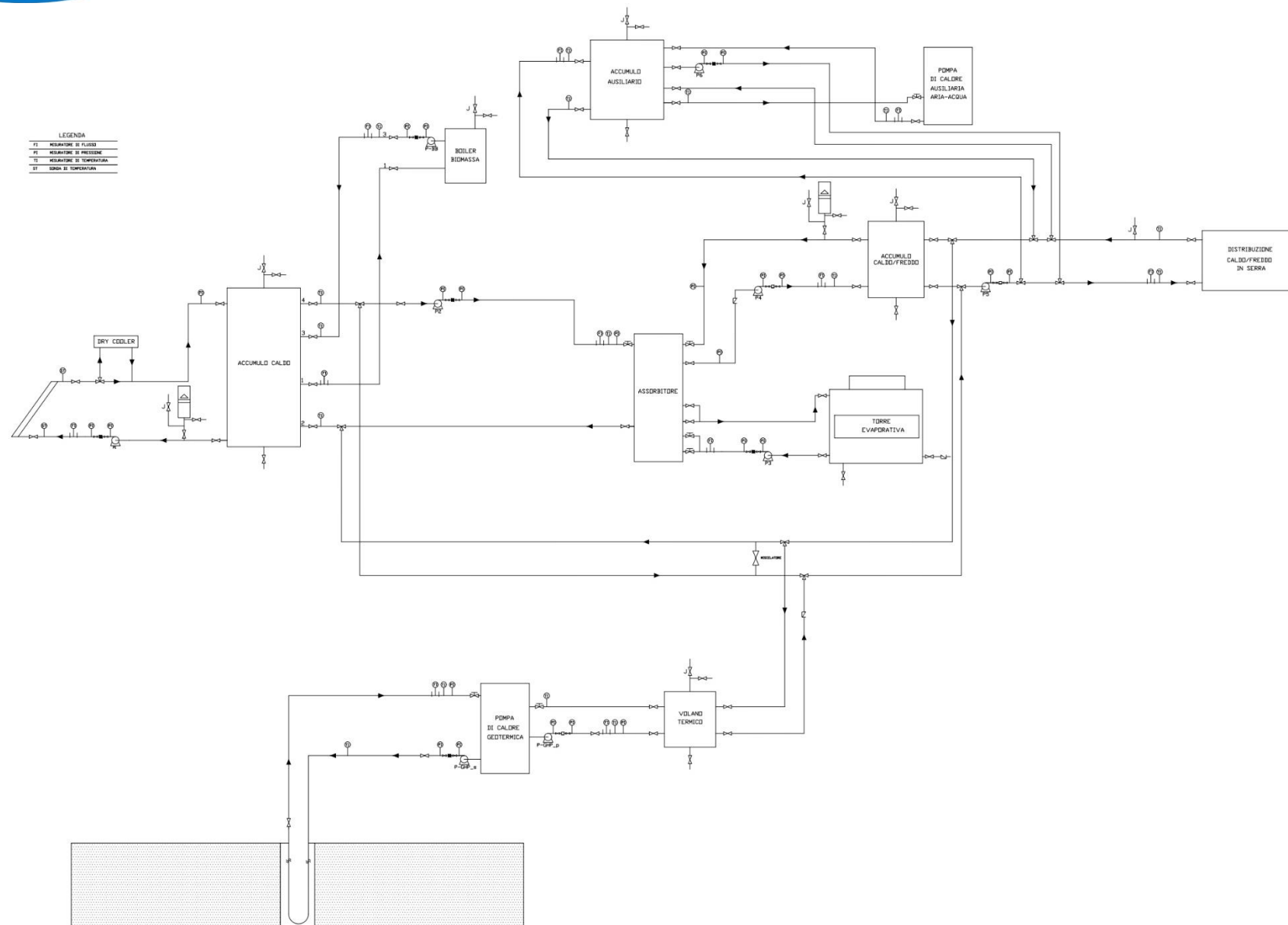


Figura 107. Schema strumentato del prototipo di sistema di poligenerazione

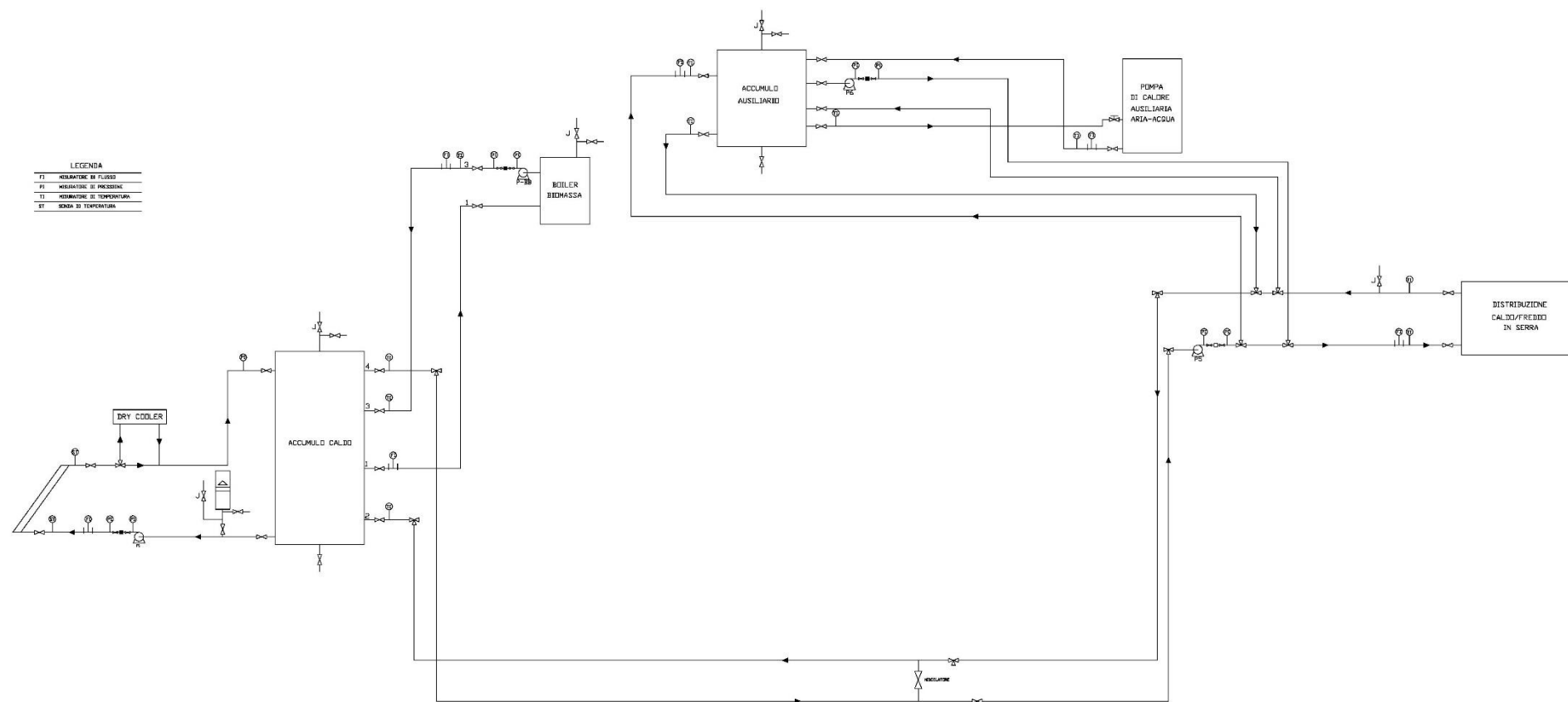


Figura 108. Schema del prototipo di sistema di poligenerazione nella configurazione C1 in presenza di carichi termici

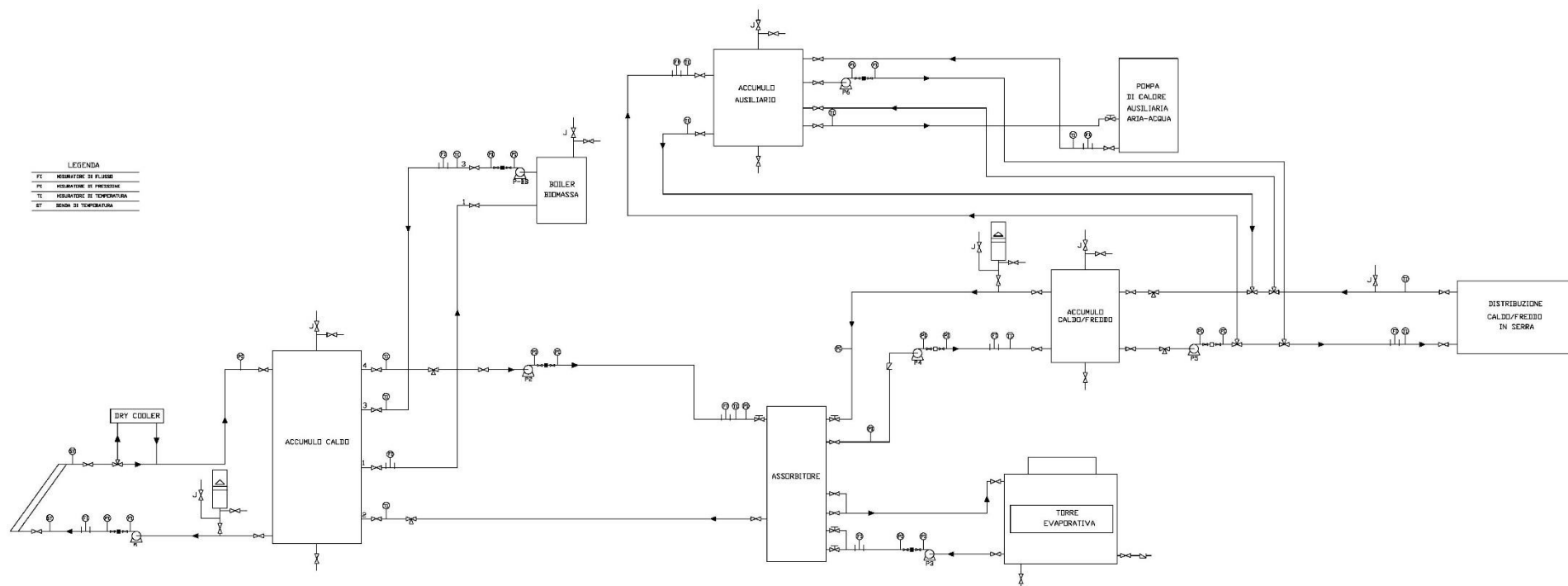


Figura 109. Schema del prototipo di sistema di poligenerazione nella configurazione C1 in presenza di carichi frigoriferi

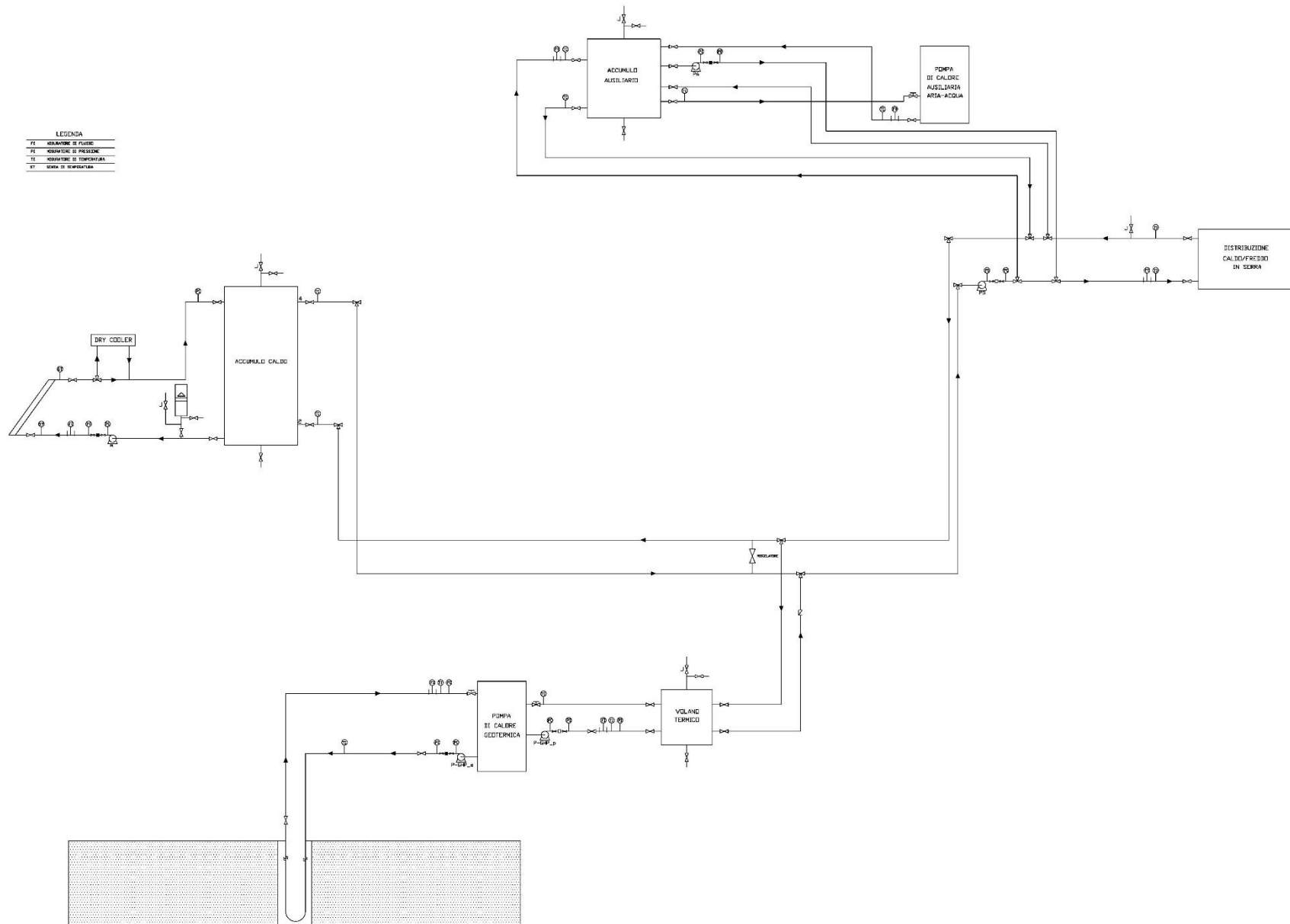


Figura 110. Schema del prototipo di sistema di poligenerazione nella configurazione C2 in presenza di carichi termici

LEGENDA	
FI	INDICATORE DI FLUSSO
PI	INDICATORE DI PRESSIONE
TI	INDICATORE DI TEMPERATURA
TV	SONDA DI TEMPERATURA

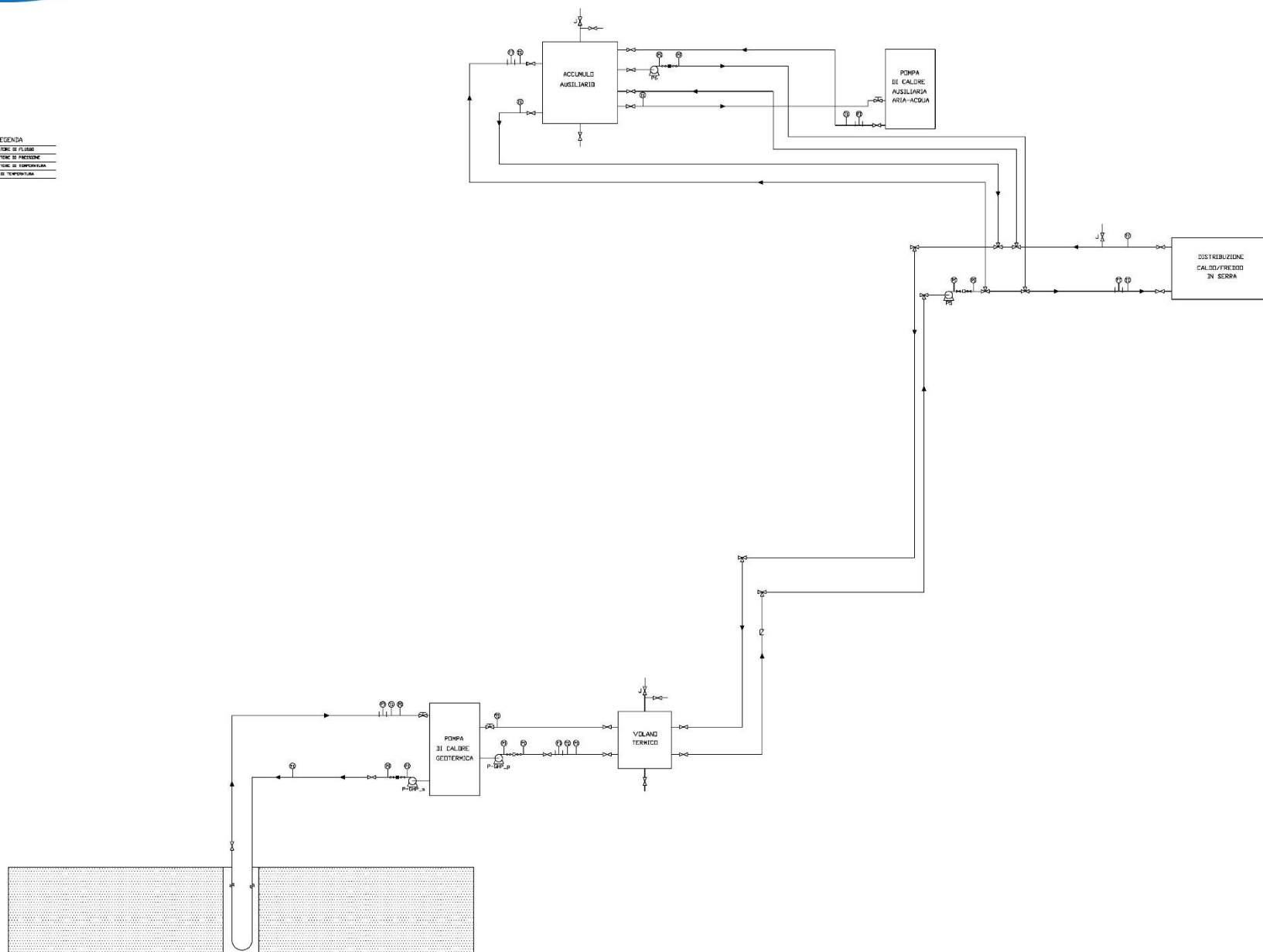


Figura 111. Schema del prototipo di sistema di poligenerazione nella configurazione C2 in presenza di carichi frigoriferi

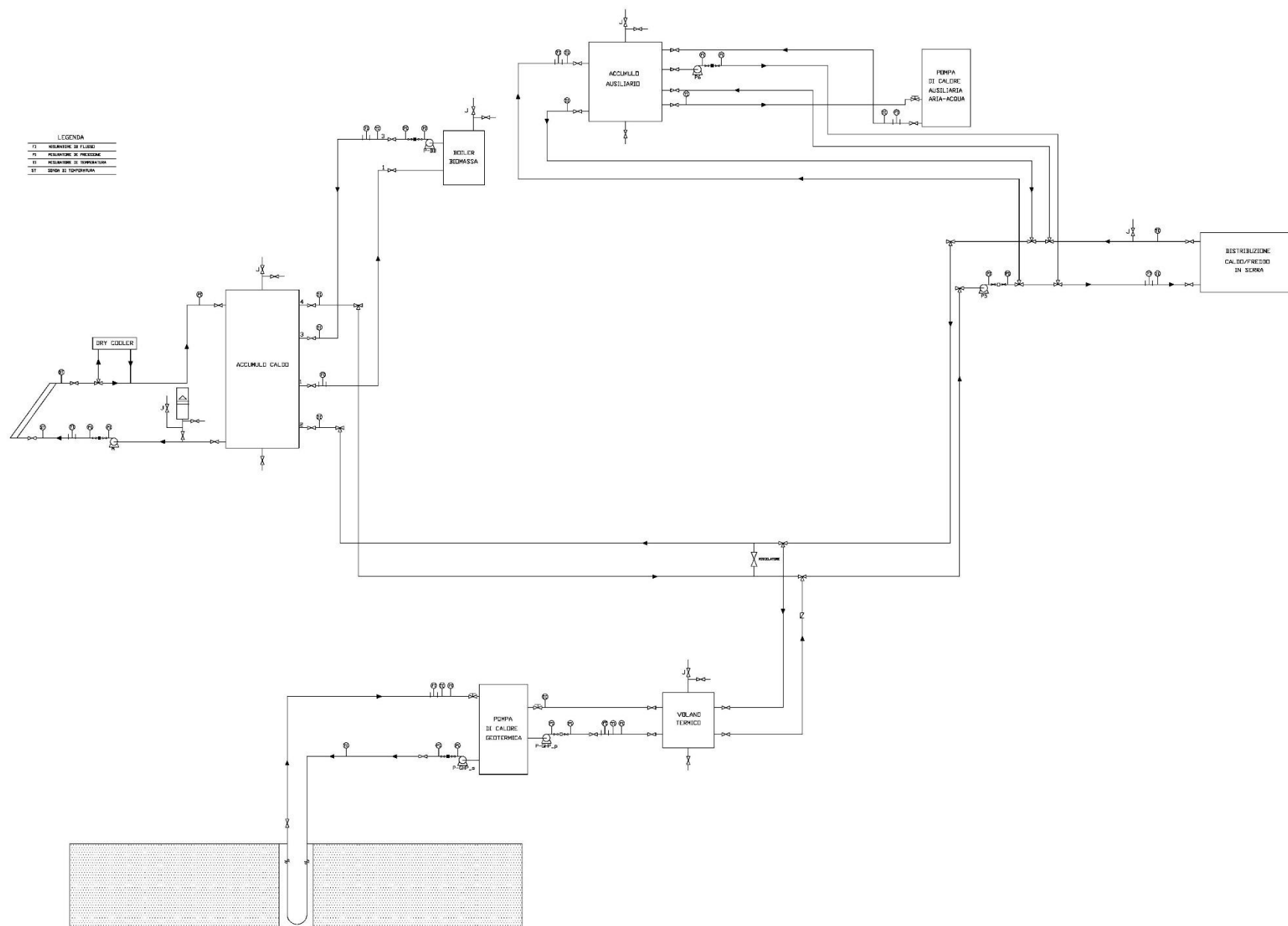


Figura 112. Schema del prototipo di sistema di poligenerazione nella configurazione C3 in presenza di carichi termici



5 Risultati della campagna sperimentale e validazione del modello di simulazione dinamica

Nel corso della seconda annualità del progetto è stata condotta una campagna di monitoraggio su una delle tre configurazioni del sistema di poligenerazione. L'attenzione è stata focalizzata sulla configurazione C1, corrispondente ad un impianto di solar heating and cooling assistito da caldaia a biomassa. Come utenza del sistema di poligenerazione è stata considerata la serra per orticoltura annessa all'impianto pilota, che presenta richieste di energia termica e frigorifera a seconda della stagione considerata. La campagna di monitoraggio è stata condotta nel periodo invernale, focalizzando l'attenzione sui dati sperimentali raccolti in una settimana tipo.

Utilizzando il sistema di controllo e regolazione del sistema di poligenerazione, è stato possibile acquisire (con una frequenza di 5 minuti) i dati relativi alle seguenti grandezze:

- i parametri meteorologici, tra cui la radiazione solare incidente su superficie orizzontale (R_{inc}), la temperatura dell'aria esterna ($T_{air,ext}$) e l'umidità relativa (UR);
- le temperature all'ingresso ($T_{SC,in,m}$) e all'uscita ($T_{SC,out,m}$) dei collettori solari;
- la temperatura nel serbatoio di accumulo caldo registrata dalle sonde poste rispettivamente nel punto più alto ($T_{HT,h,m}$), intermedio ($T_{HT,i,m}$) e nel punto più basso ($T_{HT,l,m}$);
- la temperatura dell'acqua in mandata dalla caldaia al serbatoio ($T_{man,BB,m}$) e la temperatura di ritorno ($T_{rit,BB,m}$);
- la portata di acqua calda prodotta dalla caldaia ($m_{BB,H2O,m}$) e la corrispondente potenza ($P_{BB,m}$);
- i consumi di biomassa (nocciolino);
- le temperature dell'acqua all'ingresso ($T_{GH,in,m}$) e all'uscita ($T_{GH,out,m}$) della serra.

Note $T_{GH,in,m}$ e $T_{GH,out,m}$ e la portata dell'acqua calda inviata all'interno del sistema di distribuzione dell'energia termica destinata alle colture presenti all'interno della serra, è stato quindi valutato il carico termico nel periodo oggetto di studio, secondo la seguente relazione:

$$L_{th,m} = m_{GH,in} c_{p,H2O} (T_{GH,in,m} - T_{GH,out,m}) \quad (58)$$

La Figura 114 mostra l'andamento di $L_{th,m}$ nella settimana tipo del periodo invernale presa a riferimento per la validazione del modello della configurazione C1 del sistema di poligenerazione.

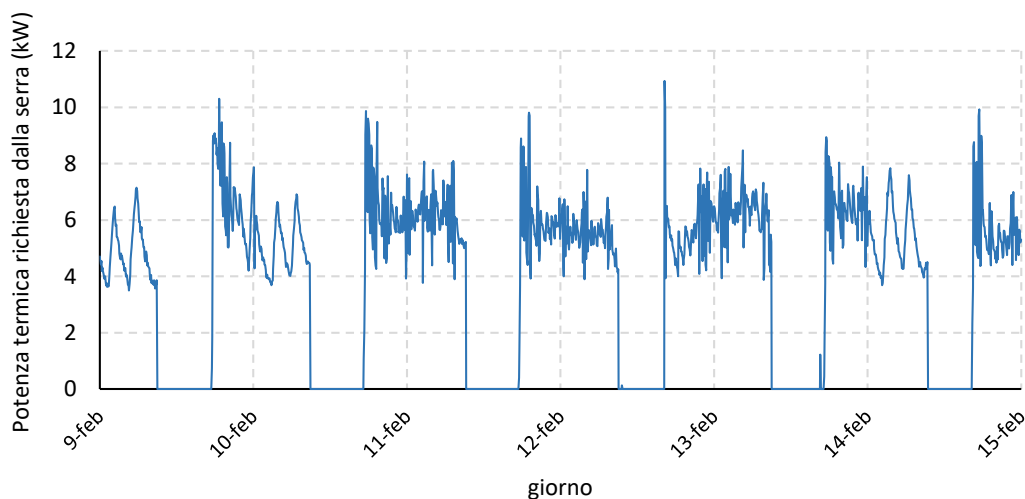


Figura 114. Andamento della potenza termica richiesta dalla serra ($L_{th,m}$) in una settimana tipo del periodo invernale

Utilizzando quindi i dati sperimentali relativi alla radiazione solare incidente (R_{inc}) (Figura 115), le informazioni relative alle condizioni di funzionamento della caldaia a biomassa, ovvero la temperatura di set-point per l'accensione (40°C) e la banda di isteresi (5°C) ed il profilo di carico termico valutato secondo l'equ. (58), è stato possibile effettuare una simulazione del funzionamento del sistema di poligenerazione nella configurazione C1, attraverso il modello sviluppato in ambiente Matlab/Simulink, descritto nel par. 3.1.1.

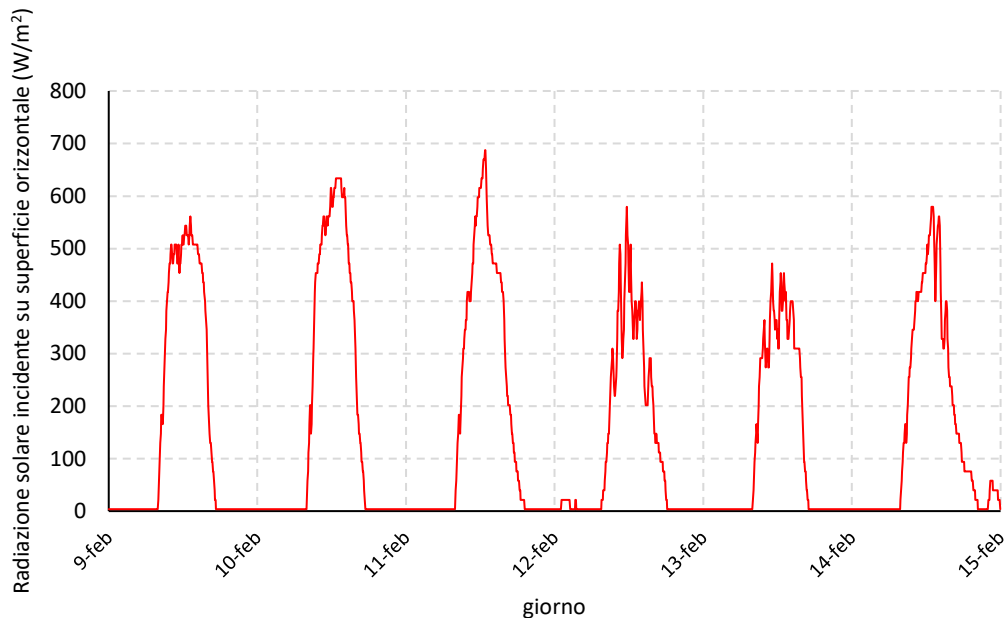


Figura 115. Andamento sperimentale della radiazione solare incidente su superficie orizzontale (R_{inc}) in una settimana tipo del periodo invernale

In particolare, il modello della configurazione C1 ha permesso di simulare, con un passo temporale di 900 s, il comportamento dei diversi componenti del sistema di poligenerazione in risposta all'applicazione del carico termico richiesto dalla serra. Al fine di verificare la capacità del modello di riprodurre il comportamento dell'impianto pilota, è stato effettuato un preliminare confronto tra le grandezze misurate e le corrispondenti grandezze calcolate, che ha interessato principalmente i parametri caratteristici del campo solare, della caldaia a biomassa e del serbatoio di accumulo caldo, ovvero:

- le temperature all'ingresso e all'uscita dei collettori e la potenza prodotta dal campo solare;
- la potenza prodotta dalla caldaia e il consumo complessivo di biomassa (nocciolino);
- la temperatura media del serbatoio di accumulo caldo.

Come evidenziato in Figura 116, Figura 117, Figura 118 e Figura 119, a livello qualitativo si nota un soddisfacente accordo tra le grandezze misurate sperimentalmente e le corrispondenti grandezze calcolate dal modello. In particolare, si nota come il modello riesca a replicare il comportamento della caldaia a biomassa, che viene attivata ogni qual volta la temperatura all'interno del serbatoio di accumulo caldo scende al di sotto del valore di set-point, determinando così un incremento di temperatura che consente il soddisfacimento dei fabbisogni di energia termica dell'utenza anche nelle ore con radiazione solare modesta o assente.

Allo scopo di valutare da un punto di vista quantitativo lo scostamento tra l'impianto pilota ed il modello, si è fatto riferimento all'errore relativo assoluto, definito come segue:

$$\varepsilon_x = |x_c - x_m| / x_m \cdot 100 \quad (59)$$

dove x_c ed x_m rappresentano i valori calcolati e misurati della generica grandezza x .

A questo proposito la Figura 120 mostra la distribuzione statistica dell'errore relativo assoluto tra dati misurati e calcolati per grandezze quali la temperatura all'ingresso e all'uscita del campo solare, la potenza prodotta dal campo solare e la temperatura media nel serbatoio di accumulo caldo. Si nota, in particolare, che per ciascuna delle grandezze appena menzionate, ad eccezione della potenza prodotta dal campo solare, l'errore relativo risulta inferiore al 15% per almeno il 70% del campione di dati analizzati. D'altronde lo scostamento rispetto ai dati sperimentali risulta mediamente più elevato nel caso della potenza prodotta dal campo solare, in quanto nel modello del collettore solare è stato assunto un valore calcolato come media dei dati misurati di portata dell'acqua in alimento.

Ciò consente di confermare anche a livello quantitativo la capacità del modello di replicare l'effettivo comportamento dell'impianto pilota. È altresì importante sottolineare che tali risultati sono stati ottenuti senza effettuare una calibrazione del modello, che potrebbe ridurre ulteriormente lo scostamento tra dati misurati e calcolati.

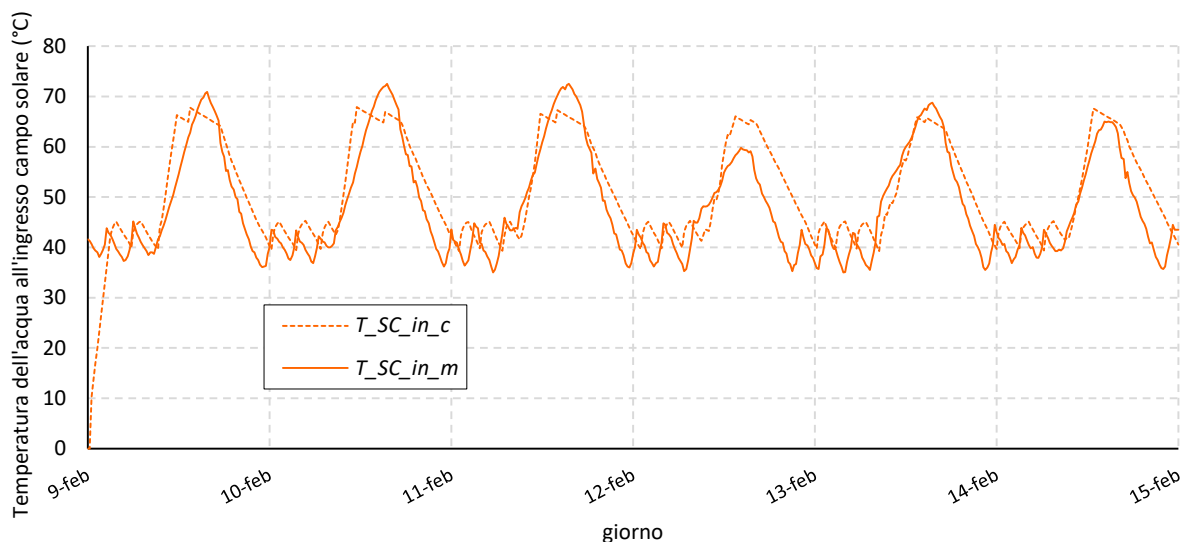


Figura 116. Confronto tra l'andamento della temperatura all'ingresso del campo solare misurata ($T_{SC,in,m}$) e calcolata ($T_{SC,in,c}$) in una settimana tipo del periodo invernale

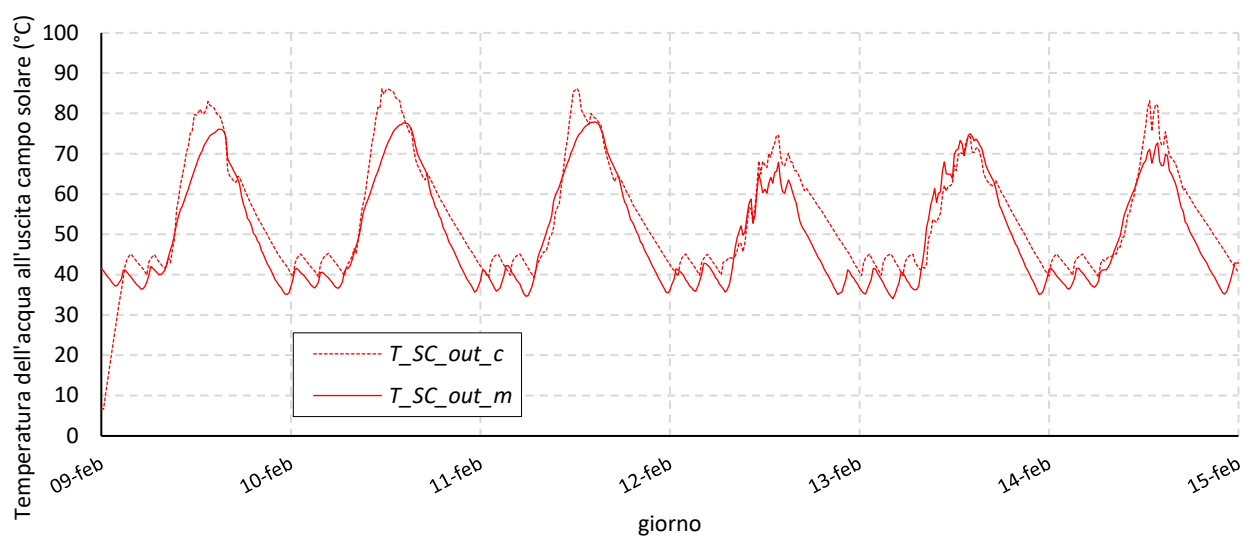


Figura 117. Confronto tra l'andamento della temperatura all'uscita del campo solare misurata ($T_{SC,out,m}$) e calcolata ($T_{SC,out,c}$) in una settimana tipo del periodo invernale

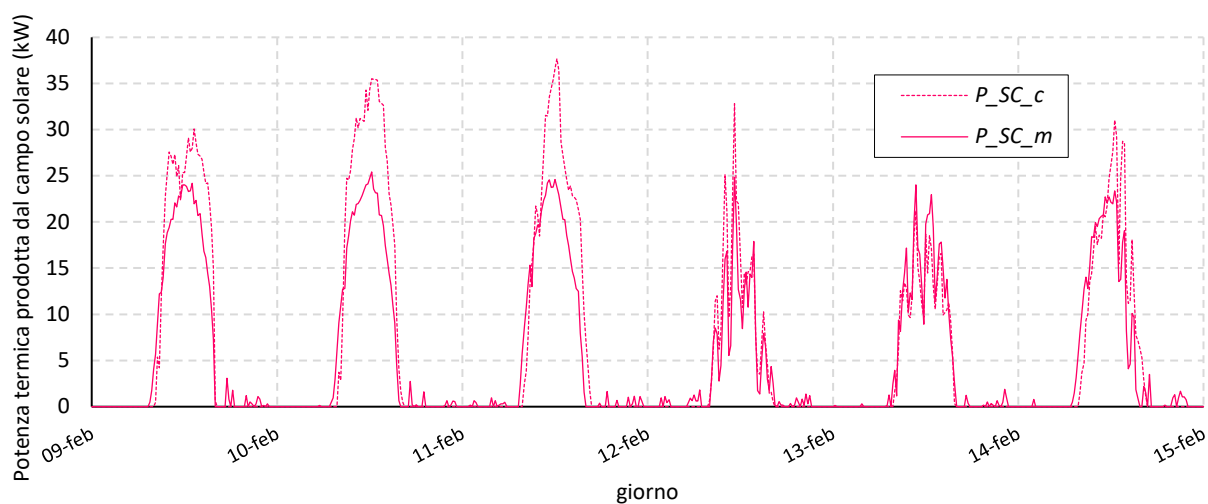


Figura 118. Confronto tra l'andamento della potenza fornita dal campo solare misurata ($P_{SC,m}$) e calcolata ($P_{SC,c}$) in una settimana tipo del periodo invernale

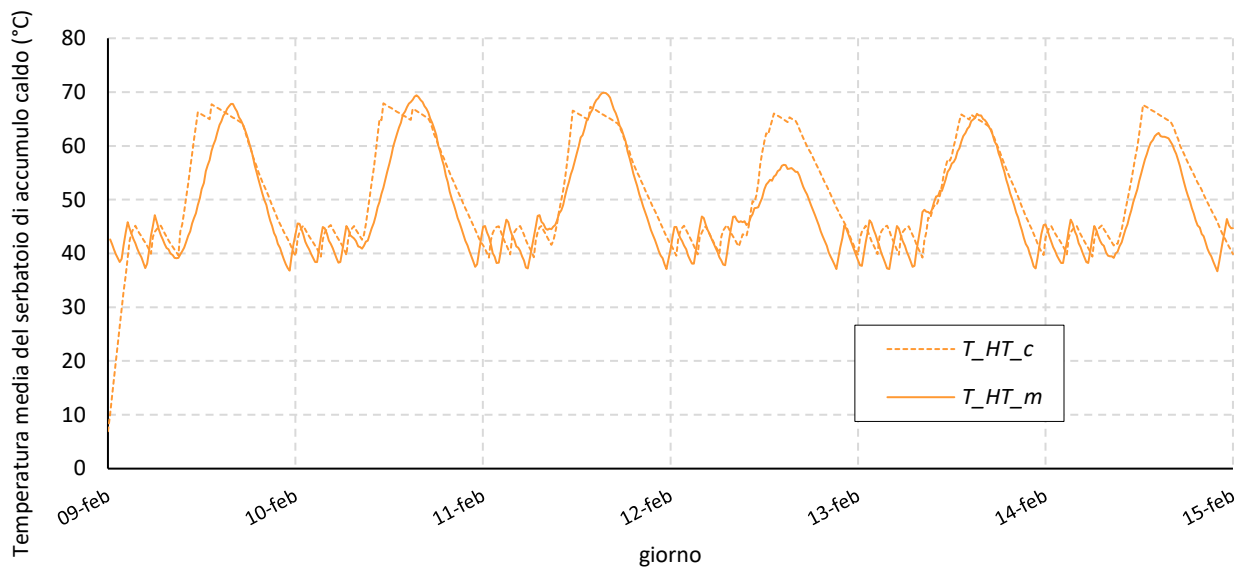


Figura 119. Confronto tra l'andamento della temperatura media all'interno del serbatoio di accumulo caldo misurata ($T_{HT,m}$) e calcolata ($T_{HT,c}$) in una settimana tipo del periodo invernale

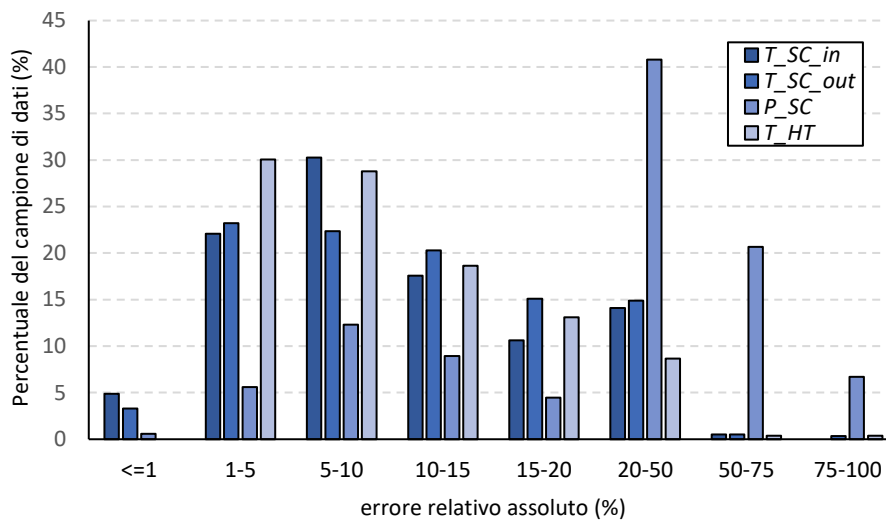


Figura 120. Distribuzione statistica dell'errore relativo assoluto tra dati misurati e calcolati relativi alla temperatura all'ingresso e all'uscita del campo solare, della potenza prodotta dal campo solare e della temperatura media nel serbatoio di accumulo caldo

Per quanto riguarda invece la caldaia a biomassa, l'analisi dei dati sperimentali ha evidenziato come la potenza fornita assuma valori di gran lunga superiori (Figura 121) alla potenza nominale definito dalla casa costruttrice ($P_{BB,max} = 30.1 \text{ kW}$).

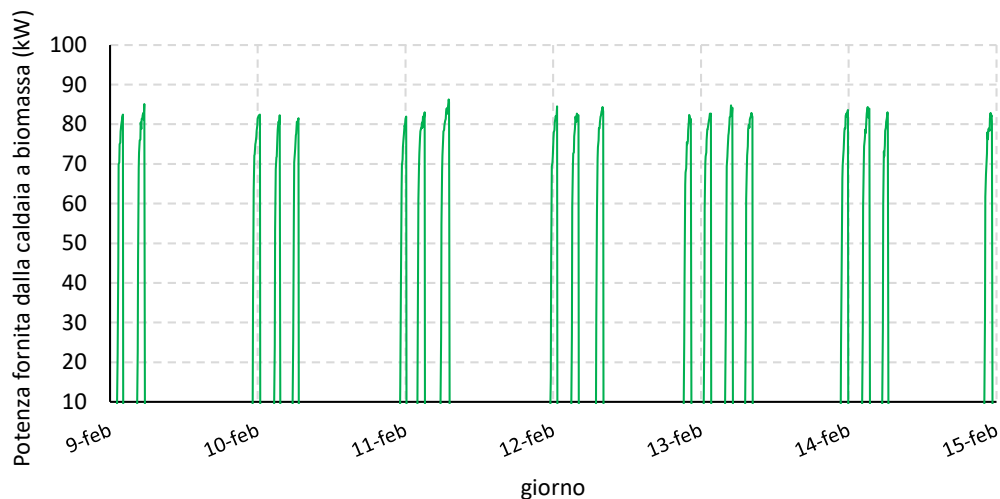


Figura 121. Andamento sperimentale della potenza termica fornita dalla caldaia a biomassa in una settimana tipo del periodo invernale

Tenuto conto che la temperatura di mandata in fase di accensione della caldaia corrisponde con buona approssimazione al valore imposto dal sistema di controllo (60°C) (Figura 122) e che le differenze di temperatura tra mandata e ritorno assumono valori compatibili con quelli definiti nella scheda tecnica della caldaia in condizioni nominali ($\approx 10^\circ\text{C}$), si è ritenuto opportuno effettuare delle verifiche sul sistema di controllo relativamente ai parametri del flussimetro utilizzato per la misura della potenza prodotta. L'indagine ha evidenziato dei problemi di settaggio relativi al diametro della condotta di mandata, per cui lo strumento di misura restituisce dei valori di portata dell'acqua superiori a quelli effettivi.

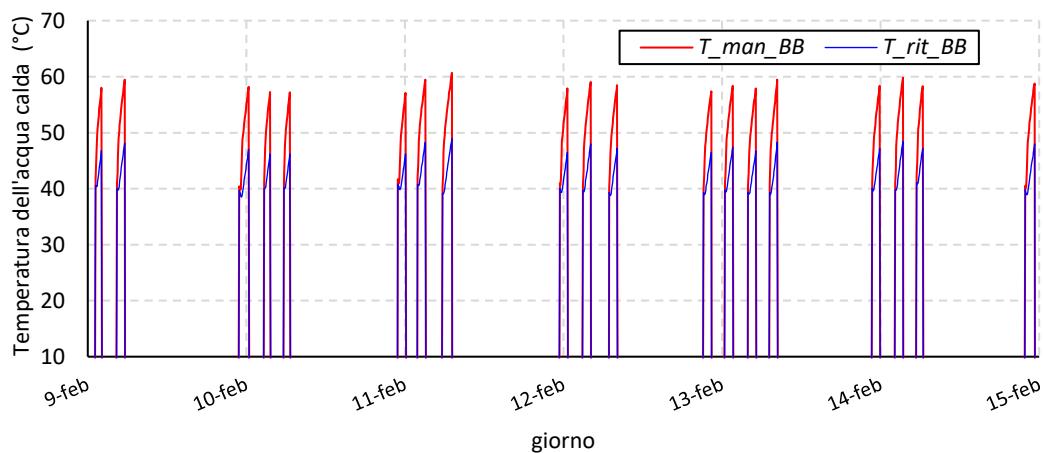


Figura 122. Andamento sperimentale della temperatura di mandata dell'acqua calda fornita dalla caldaia a biomassa e relativa temperatura di ritorno in una settimana tipo del periodo invernale

Non essendo stato possibile ripetere la prova sperimentale per ragioni di tempo, si è deciso di “correggere” opportunamente i dati sperimentali della potenza termica fornita dalla caldaia a biomassa, dividendoli per un fattore correttivo definito come segue:

$$f_{cal,BB} = \left[\sum_{d=1}^7 (P_{BB,max,s})_d / 7 \right] / P_{BB,max} = 2.75 \quad (59)$$

dove il numeratore corrisponde al valore medio nella settimana tipo considerata dei valori massimi giornalieri della potenza misurata sperimentalmente, mentre $P_{BB,max}$ rappresenta la potenza nominale della caldaia definita dalla casa costruttrice.

La Figura 123 mette a confronto i dati misurati della potenza termica fornita dalla caldaia a biomassa a valle della calibrazione e quelli calcolati dal modello. A livello qualitativo si nota ancora una volta un buon accordo tra i dati sperimentali e quelli calcolati.

Da un punto di vista quantitativo, la Figura 124 mette a confronto i valori misurati e calcolati dell'energia termica fornita giornalmente dalla caldaia a biomassa. Ad eccezione del primo giorno di indagine (9 febbraio), nel rimanente periodo lo scarto tra i dati misurati e quelli calcolati risulta inferiore a circa il 30%. Effettuando un confronto sull'intero periodo, l'errore si riduce a circa il 10%.

Infine, la Figura 125 mette a confronto i dati misurati e calcolati relativi alle percentuali di tempo in cui la caldaia a biomassa risulta accesa in funzione dell'ora del giorno. Si nota, in particolare, come il modello riesca a replicare in maniera abbastanza soddisfacente il comportamento effettivo della caldaia in termini di periodo accensione nelle prime ore della giornata, mentre si nota un certo scostamento nelle ore finali.

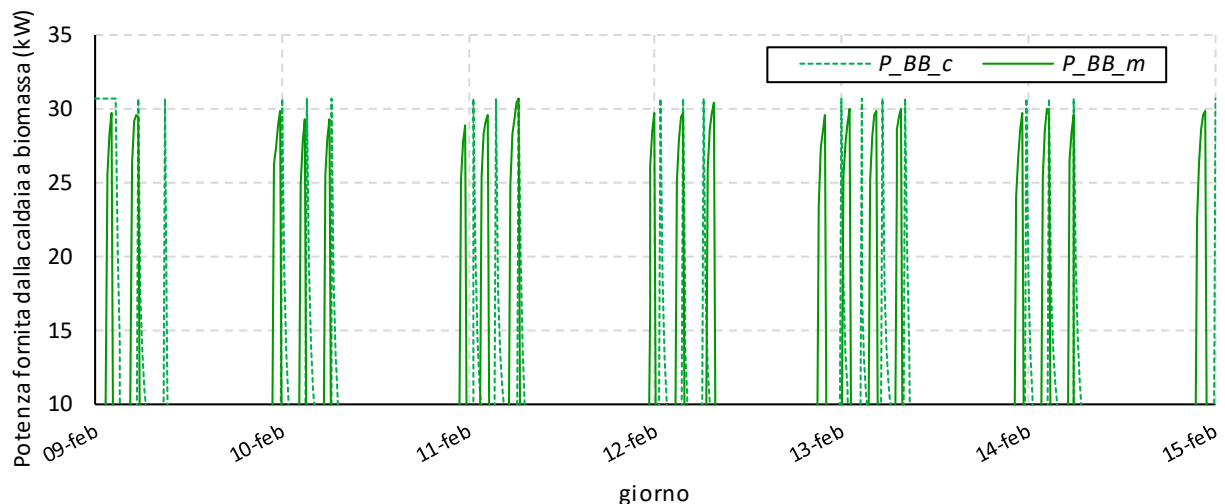


Figura 123. Confronto tra l'andamento della potenza fornita dalla caldaia a biomassa misurata ($P_{BB,s}$) e calcolata ($P_{BB,c}$) in una settimana tipo del periodo invernale

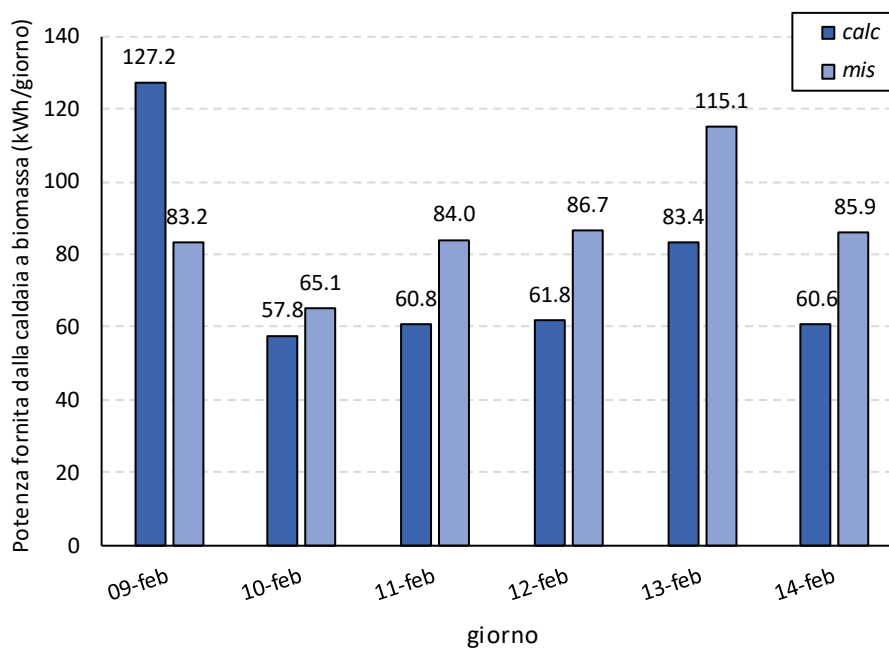


Figura 124. Confronto tra i valori misurati e calcolati dell'energia termica giornaliera fornita dalla caldaia a biomassa

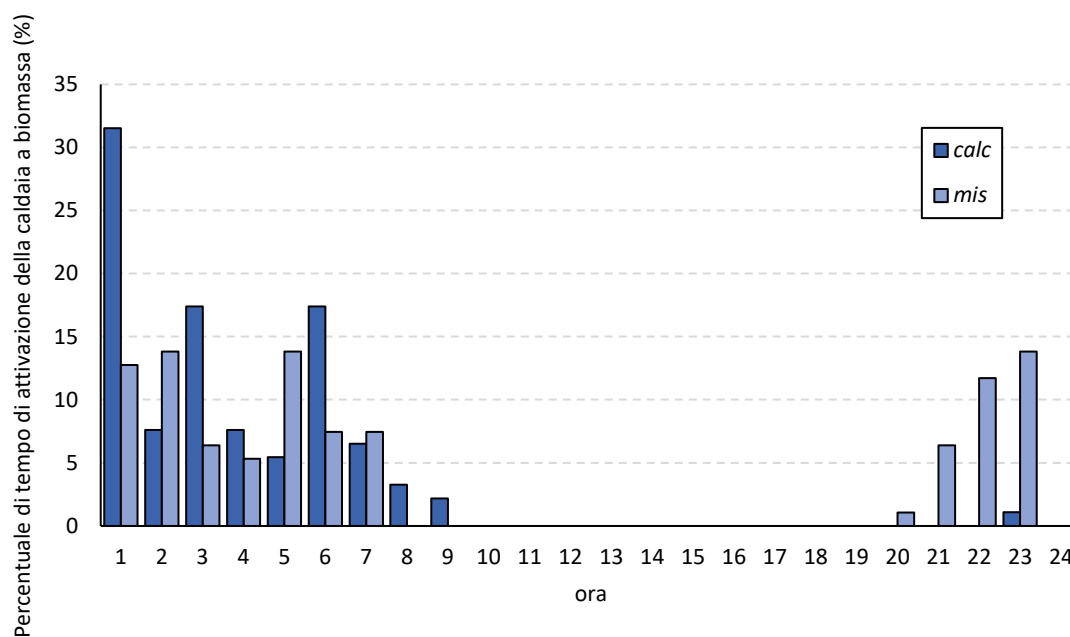


Figura 125. Percentuale di tempo in cui la caldaia a biomassa risulta accesa in funzione dell'ora del giorno

Per quanto riguarda il consumo complessivo di biomassa nel periodo di monitoraggio considerato, il valore calcolato dal modello (108 kg) presenta uno scostamento di circa -20% rispetto a quello misurato (138 kg).

6 Conclusioni

Il presente rapporto ha fornito un quadro dell'attività svolta da ENEA nell'ambito di un progetto di ricerca di durata triennale, svolto in collaborazione con il Dipartimento di Scienze Agro-Ambientali e Territoriali dell'Università degli Studi di Bari e riguardante lo studio e l'ottimizzazione di sistemi di poligenerazione di energia da fonti rinnovabili.

L'attività condotta nel corso della seconda annualità del progetto ha permesso di sviluppare i modelli di simulazione dinamica di tre configurazioni del sistema di poligenerazione. Tali modelli sono in grado di valutare gli scambi energetici tra i sistemi di produzione dell'energia termica (collettori solari, caldaia a biomassa e pompa di calore geotermica), dell'energia frigorifera (pompa di calore geotermica e macchina frigorifera ad assorbimento) e dell'energia elettrica (generatore fotovoltaico), i sistemi di accumulo dell'energia termica/frigorifera (serbatoi di accumulo caldo e freddo) ed elettrici (banco di batterie) ed i carichi richiesti dalle utenze. I modelli sono inoltre in grado di valutare i principali parametri prestazionali delle configurazioni, tra cui la frazione solare, il rendimento di produzione dell'energia termica e frigorifera prodotta, i risparmi di energia primaria non rinnovabile e le emissioni di CO₂ evitate.

Inoltre è stato portato a compimento un modello per l'analisi economica in grado di valutare il costo complessivo delle diverse configurazioni del sistema di poligenerazione, i corrispondenti costi di esercizio e manutenzione ed ulteriori indici di prestazione energetico-economici, tra cui i costi unitari dell'energia termica e frigorifera prodotte ed i costi per unità di risparmi di energia primaria e di emissioni di CO₂ evitate. Sono state quindi definite tre configurazioni di sistema di poligenerazione (denominate C1, C2 e C3), differenti per tipologie di tecnologie di generazione dell'energia termica e frigorifera, per le quali sono stati implementati dei modelli di simulazione dinamica, combinando in maniera opportuna i modelli dei componenti ed i modelli degli indici di prestazione energetica.

Considerando come caso di studio una serra agricola con fabbisogni di energia termica (nel periodo invernale) ed energia frigorifera (nel periodo estivo), è stato condotto uno studio di simulazione sulle configurazioni del sistema di poligenerazione C1, C2 e C3, avendo assunto per ciascuna di essa una strategia di controllo di "base". Quindi è stata condotta un'analisi di sensitività delle prestazioni energetiche delle tre configurazioni alle possibili variazioni dei parametri della strategia di controllo. Infine, è stato possibile identificare per ciascuna configurazione una strategia di controllo "ottimale", ovvero in grado di massimizzarne le prestazioni energetiche, a patto di garantire il pieno soddisfacimento dei fabbisogni dell'utenza.

La seconda annualità ha visto anche la realizzazione e messa in funzione dell'impianto pilota del sistema di poligenerazione presso il centro didattico sperimentale P. Martinucci di Valenzano (Ba). Tale attività ha riguardato, in particolare,

- l'integrazione della caldaia a biomassa, della pompa di calore geotermica, di un sistema ausiliario (pompa di calore + accumulo) per l'emulazione dei carichi termici e frigoriferi di utenze nel settore agro-industriale;
- la realizzazione dei relativi sistemi di collegamento tra i componenti;
- l'implementazione di un opportuno sistema di controllo e regolazione per la gestione del sistema di poligenerazione e l'acquisizione dei dati di misura.

Questa fase del progetto si è rivelata particolarmente critica, a causa delle restrizioni imposte dalla pandemia da Covid-19. L'impossibilità di potersi recare sul luogo dell'impianto pilota ha, infatti, causato notevoli ritardi nell'installazione dei vari componenti e nella successiva realizzazione del sistema di controllo. Ciò ha avuto ripercussioni negative sulla campagna di monitoraggio di una delle configurazioni del sistema di poligenerazione. L'attività sperimentale ha riguardato, in particolare, la configurazione C1, corrispondente ad un impianto di solar heating and cooling assistito da caldaia a biomassa, che è stata sottoposta a monitoraggio nel periodo invernale. Il confronto tra i dati misurati e quelli calcolati ha interessato i parametri caratteristici dei principali componenti dell'impianto, ovvero il campo solare, la caldaia a biomassa ed il serbatoio di accumulo caldo. Tale confronto ha confermato la capacità del modello di replicare il comportamento dell'impianto pilota con una soddisfacente approssimazione. In particolare, l'errore relativo

assoluto tra i dati misurati e quelli calcolati risulta inferiore al 15% per una frazione considerevole del campione di dati analizzati.

7 Riferimenti bibliografici

- [1] Puglisi G, Giordano L, Cancellara A. Sistemi di poligenerazione da fonti energetiche rinnovabili: stato dell'arte e sviluppo di modelli di simulazione dinamica. Report RdS/PTR2019/053. 2019.
- [2] Bellos E, Tzivanidis C, Antonopoulos KA. Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types. *Appl Therm Eng* 2016;102:749–59. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.032>.
- [3] Bortolini et al. - 2014 - Technical and economic design of photovoltaic and .pdf n.d.
- [4] DiOrio N, Dobos A, Janzou S, Nelson A, Lundstrom B. Technoeconomic Modeling of Battery Energy Storage in SAM, Technical Report NREL/TP-6A20-64641 2015.
- [5] Calise F, Palombo A, Vanoli L. Design and dynamic simulation of a novel polygeneration system fed by vegetable oil and by solar energy. *Energy Convers Manag* 2012;60:204–13. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.02.014>.
- [6] Agrouaz Y. Energy and parametric analysis of solar absorption cooling systems in various Moroccan climates. *Case Stud Therm Eng* 2017;12.
- [7] Xu H, Zhang Z, Hu Z, Dai X, Wang J, Jiao W, et al. Thermodynamic and economic analysis of a micro-combined polygeneration system coupled with solar energy and fuels for distributed applications. *J Therm Anal Calorim* 2020. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09799-1>.
- [8] Gestore dei Servizi Energetici (GSE). Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento CAR. Aggiornamento dell'edizione 1 (Rev. 2019) 2019.
- [9] Nocke B, Neyer D, Thür A, Berger K. IEA SHC TASK 53: Adapted Monitoring Procedure for the thermal side of New Generation Solar Heating & Cooling Systems. 2018.
- [10] Petela R. Exergy of undiluted thermal radiation. *Sol Energy* 2003;20.
- [11] Wang J, Yang Y. Energy, exergy and environmental analysis of a hybrid combined cooling heating and power system utilizing biomass and solar energy. *Energy Convers Manag* 2016;124:566–77. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.059>.
- [12] Calise F, Figaj RD, Vanoli L. A novel polygeneration system integrating photovoltaic/thermal collectors, solar assisted heat pump, adsorption chiller and electrical energy storage: Dynamic and energy-economic analysis. *Energy Convers Manag* 2017;149:798–814. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.027>.
- [13] Ministero dell'Ambiente e della Tutela del Territorio e del Mare. Tabella dei parametri standard nazionali 2018 2018.
- [14] Istituto Superiore per la Promozione e la Ricerca Ambientale (ISPRA). Fattori di emissione per la produzione e il consumo di energia elettrica in Italia (aggiornamento al 2019 e stime preliminari per il 2020) 2020.
- [15] Neyer D, Neyer J, Thür A, Fedrizzi R, Vittoriosi A, White S, et al. Collection of criteria to quantify the quality and cost competitiveness for solar cooling systems. IEA Solar Heating and Cooling Program (Task 48) 2015.
- [16] Hartmann N, Glueck C, Schmidt FP. Solar cooling for small office buildings: Comparison of solar thermal and photovoltaic options for two different European climates. *Renew Energy* 2011;36:1329–38. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.11.006>.
- [17] Eicker U, Colmenar-Santos A, Teran L, Cotrado M, Borge-Diez D. Economic evaluation of solar thermal and photovoltaic cooling systems through simulation in different climatic conditions: An analysis in three different cities in Europe. *Energy Build* 2014;70:207–23. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.11.061>.

- [18] Wiemken E, Elias ARP, Nienborg B, Zachmeier P, Safarik M, Schmidt F, et al. EVASOLK – Evaluation of Solar Cooling in Comparison to Reference Technologies, Rijeka, Croatia: 2012, p. 9.
- [19] Eicker U, Pietruschka D. Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. *Energy Build* 2009;41:81–91. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.07.015>.
- [20] Karousou N, Stefanou F, Chasapis D, Christodoulaki R. D3 // Energy and economic potential assessment for SAHC plants in selected agrofood sectors n.d.:58.
- [21] Arca Caldaie n.d. <http://www.arcacaldaie.com/> (accessed January 19, 2021).
- [22] Alpha innotec. Catalogo pompe di calore n.d. <https://www.alpha-innotec.ch/alpha-innotec/prodotti/pompe-di-calore/tutti.html?L=3> (accessed February 23, 2022).
- [23] Blum P, Campillo G, Kölbel T. Techno-economic and spatial analysis of vertical ground source heat pump systems in Germany. *Energy* 2011;36:3002–11. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.02.044>.
- [24] Lazzarin RM, Noro M. Past, present, future of solar cooling: Technical and economical considerations. *Sol Energy* 2018;172:2–13. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.12.055>.
- [25] Zundel ZW-M. EASE Storage n.d. <http://ease-storage.eu/> (accessed January 10, 2020).
- [26] Lebedeva N, Tarvydas D, Tsiropoulos I, European Commission, Joint Research Centre. Li-ion batteries for mobility and stationary storage applications: scenarios for costs and market growth. 2018.
- [27] Huang L, Zheng R. Energy and Economic Performance of Solar Cooling Systems in the Hot-Summer and Cold-Winter Zone. *Buildings* 2018;8:37. <https://doi.org/10.3390/buildings8030037>.
- [28] Bouhal T, Aqachmar Z, Kousksou T, El Rhafiki T, Jamil A, Zeraouli Y. Energy and economic assessment of a solar air-conditioning process for thermal comfort requirements. *Sol Energy* 2020;208:101–14. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.07.045>.
- [29] Tsoutsos T, Anagnostou J, Pritchard C, Karagiorgas M, Agoris D. Solar cooling technologies in Greece. An economic viability analysis. *Appl Therm Eng* 2003;23:1427–39. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00089-9](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00089-9).
- [30] Leeper S. Wet cooling towers: rule-of-thumb design and simulation. United States 1981.
- [31] Bioenergy Europe. Report Pellet 2019.
- [32] ARERA - Prezzi finali del gas naturale per i consumatori industriali - UE e area Euro n.d. <https://www.arera.it/it/dati/gpcfr2.htm> (accessed February 23, 2022).
- [33] ARERA - Prezzi finali dell'energia elettrica per i consumatori industriali - Ue a Area euro n.d. <https://www.arera.it/it/dati/eepecfr2.htm> (accessed February 23, 2022).
- [34] Shirazi A, Taylor RA, Morrison GL, White SD. A comprehensive, multi-objective optimization of solar-powered absorption chiller systems for air-conditioning applications. *Energy Convers Manag* 2017;132:281–306. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.11.039>.
- [35] Caldaie D'Alessandro. Caldaie Alessandro n.d. <http://www.caldaiedalessandro.it/prodotti-caldaia-cs/> (accessed June 14, 2021).
- [36] Fiorini Industries 2018. <https://www.fiorini-industries.com/pompa-di-calore-geotermica-geo/> (accessed June 14, 2021).

8 Nomenclatura

Si riporta di seguito un elenco dei principali simboli utilizzati nel presente rapporto.

Simboli

C_{COMP_POL}	Costo di acquisto complessivo dei componenti del sistema di poligenerazione, €
C_{CO2}	Costo per unità di emissioni di CO ₂ evitate, €/t CO ₂
C_{INV_POL}	Costo di investimento complessivo del sistema di poligenerazione, €
$C_{O\&M_POL}$	Costi di esercizio e manutenzione, €/anno
C_{APE}	Costo per unità di energia primaria non rinnovabile risparmiata, €/kWh
$C_{POL,a}$	Costo annuale complessivo del sistema di poligenerazione, €/anno

c_{prod_POL}	Costo unitario per la produzione di energia termica e/o frigorifera, €/kWh
c_{RATIO}	Rapporto di costo, -
COP	Coefficient of performance, -
EER	Energy efficiency ratio, -
$L_{c,unmet}$	Carichi frigoriferi insoddisfatti, kWh
$L_{th,unmet}$	Carichi termici insoddisfatti, kWh
P	Potenza, kW
q_{bio}	Consumi di biomassa, kg
$REP_{c,I}$	Rapporto di energia primaria, -
$REP_{c,I,m}$	Rapporto di energia primaria medio mensile, -
$REP_{c,II}$	Rapporto di energia primaria di secondo principio, -
SF	Frazione solare, -
SF_m	Frazione solare mensile, -
T	Temperatura, °C

Lettere greche

ΔCO_2	Emissioni di CO ₂ evitate, kg CO ₂
$\Delta CO_{2,m}$	Emissioni di CO ₂ evitate mensili, kg CO ₂
η_{BB}	Rendimento della caldaia a biomassa, %
ΔPE	Risparmi di energia primaria non rinnovabile, kWh
ΔPE_m	Risparmi di energia primaria non rinnovabile mensili, kWh
η_{SC}	Rendimento del campo di collettori solari, %
$\eta_{th,I}$	Rendimento di primo principio di generazione dell'energia termica, %
$\eta_{th,I,m}$	Rendimento di primo principio di generazione dell'energia termica medio mensile, %
$\eta_{th,II}$	Rendimento di secondo principio di generazione dell'energia termica, %

Pedici

ABS	Macchina frigorifera ad assorbimento
BB	Caldaia a biomassa
c	Energia frigorifera
GHP	Pompa di calore geotermica
HT	Serbatoio di accumulo caldo
ref	Sistema convenzionale di riferimento
SC	Campo di collettori solari
th	Energia termica
VT	Volano termico