



Ricerca di Sistema elettrico

Implementazione e validazione di sistemi polivalenti su modelli di simulazione dinamica di PdC

G.L. Morini, C. Naldi, P. Valdiserri, C. Biserni, E. Rossi di Schio,
G. Fabbri, S. Mataloni

IMPLEMENTAZIONE E VALIDAZIONE DI SISTEMI POLIVALENTI SU MODELLI DI SIMULAZIONE DINAMICA DI PDC

G.L. Morini, C. Naldi, P. Valdiserri, C. Biserni, E. Rossi di Schio, G. Fabbri, S. Mataloni (UNIBO)

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero della Transizione Ecologica - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 – III annualità

Obiettivo: Tecnologie

Progetto: Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Work package: Pompe di Calore

Linea di attività: Sistemi complessi di PdC integrate: Implementazione e validazione di soluzioni innovative nel software di simulazione

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *“Integrazione delle Pompe di Calore in sistemi di condizionamento complessi”*

Responsabile scientifico ENEA: Ing. Francesco D'Annibale

Responsabile scientifico UNIBO: Prof. Gian Luca Morini

Si ringrazia la Dott. Anna Carmela Violante (ricercatrice ENEA) per aver contribuito alla stesura e all'analisi della valutazione del ciclo di vita delle due pompe di calore: GSHP e ASHP.

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	5
2.1 SIMULAZIONE DINAMICA DI SISTEMI BASATI SU POMPA DI CALORE A CO ₂ E SOLARE TERMICO.....	5
2.1.1 <i>Background</i>	5
2.1.2 <i>Caso studio</i>	7
2.1.3 <i>Risultati</i>	11
2.2 SIMULAZIONE DINAMICA DI SISTEMI A POMPA DI CALORE, SOLARE TERMICO E FOTOVOLTAICO.....	13
2.2.1 <i>Background</i>	13
2.2.2 <i>Caso studio</i>	13
2.2.3 <i>Risultati</i>	16
2.3 SIMULAZIONE DINAMICA DI SISTEMI A POMPA DI CALORE DUAL-SOURCE ARIA/TERRENO.....	19
2.3.1 <i>Background</i>	19
2.3.2 <i>Caso studio</i>	20
2.3.3 <i>Risultati</i>	23
2.4 SIMULAZIONE DINAMICA DI SISTEMI A POMPA DI CALORE DUAL-SOURCE ARIA/TERRENO E FOTOVOLTAICO.....	25
2.4.1 <i>Background</i>	25
2.4.2 <i>Caso studio</i>	26
2.4.3 <i>Risultati</i>	28
3 LIFE CYCLE ASSESSMENT (LCA) DI UNA POMPA DI CALORE GEOTERMICA (GSHP) E UNA POMPA DI CALORE AD ARIA (ASHP).....	32
3.1.1 <i>Risultati</i>	33
4 CONCLUSIONI.....	35
5 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	37
6 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	38
7 APPENDICE: CURRICULUM SCIENTIFICO DEL GRUPPO DI LAVORO.....	39

Sommario

La linea di attività LA 15 è stata incentrata sull'analisi, per mezzo di simulazioni dinamiche effettuate con software commerciali e auto-prodotti durante le precedenti fasi del progetto, delle prestazioni energetiche stagionali di sistemi polivalenti a pompa di calore integrata da diversi sistemi di generazione.

Sono state analizzate diverse configurazioni impiantistiche di sistemi di generazione a pompa di calore, quali pompa di calore a CO₂ accoppiata a collettori solari, complessi impianti comprendenti pompa di calore ad aria, solare termico e fotovoltaico e sistemi a pompa di calore dual-source, ovvero in grado di sfruttare alternativamente come sorgente l'aria esterna oppure il terreno (attraverso l'accoppiamento con un campo di sonde geotermiche). Inoltre, è stata effettuata la valutazione del ciclo di vita (LCA) di una pompa di calore geotermica (GSHP) e una pompa di calore ad aria (ASHP).

I risultati presentati mostrano come un corretto dimensionamento e un'accurata logica di regolazione dei vari componenti di impianto possano permettere di conseguire prestazioni stagionali ottimali. Viene dimostrato come le prestazioni di una pompa di calore a CO₂ possano essere massimizzate impiegando terminali a bassa emissione, come, per ridurre i consumi energetici associati alla pompa di calore, sia importante una scelta corretta del volume di accumulo, così come la presenza di collettori solari e di impianti fotovoltaici opportunamente dimensionati. Le simulazioni di diverse configurazioni di impianto a pompa di calore dual-source hanno inoltre evidenziato l'importanza, per l'ottimizzazione delle prestazioni annuali, di una corretta logica di regolazione che permetta la scelta della sorgente esterna (ovvero aria o terreno) di volta in volta più conveniente durante la stagione.

1 Introduzione

Le pompe di calore costituiscono oggi un sistema di generazione spesso imprescindibile per assolvere gli obblighi di produzione energetica da fonte rinnovabile. Tali macchine risultano ampiamente diffuse per il riscaldamento invernale, il raffrescamento estivo e la produzione di acqua calda sanitaria per edifici.

I sistemi a pompa di calore permettono di ridurre i consumi di energia primaria rispetto ai tradizionali sistemi basati su caldaie a gas e condizionatori estivi, grazie a rendimenti elevati e alla possibilità di sfruttare fonti energetiche rinnovabili (es. aria, terreno) [1-3]. Tali dispositivi rappresentano pertanto sistemi efficienti e versatili, ma comprendono anche alcuni aspetti negativi, quali ad esempio il calo delle prestazioni delle macchine ad aria al diminuire o aumentare della temperatura esterna (rispettivamente durante il riscaldamento invernale e il raffrescamento estivo), o a causa dei cicli di defrost (necessari per sciogliere il ghiaccio formatosi sullo scambiatore esterno nei periodi invernali più freddi ed umidi), o, ancora, a causa del notevole costo d'investimento associato alla realizzazione del campo sonde delle pompe di calore accoppiate al terreno [4].

Questi svantaggi possono essere però notevolmente mitigati se la pompa di calore viene accoppiata ad un ulteriore sistema di generazione, preferibilmente a fonte rinnovabile, che intervenga in aiuto della macchina nei momenti più critici. Risulta pertanto fondamentale la ricerca di regole il più generali possibile per il dimensionamento ottimale di tali impianti e per il settaggio dei relativi parametri di controllo, al fine di massimizzarne l'efficienza e ridurre il fabbisogno energetico.

Il calcolo delle prestazioni stagionali dei sistemi a pompa di calore deve essere però obbligatoriamente effettuato per mezzo di simulazioni energetiche dinamiche, in grado di "seguire" le prestazioni fortemente variabili nel corso della stagione di tali sistemi, soprattutto se ad aria.

In questo report sono presentati i principali risultati ottenuti dalle simulazioni dinamiche di varie configurazioni di sistemi polivalenti a pompa di calore, integrata da diversi sistemi di generazione.

Vengono analizzati sistemi a pompa di calore a CO₂ accoppiata a collettori solari, complessi impianti comprendenti pompa di calore, solare termico e fotovoltaico ed infine macchine dual-source, ovvero in grado di sfruttare alternativamente l'aria esterna o il terreno (attraverso l'accoppiamento con un campo di sonde geotermiche) come sorgente esterna.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 Simulazione dinamica di sistemi basati su pompa di calore a CO₂ e solare termico

2.1.1 Background

L'anidride carbonica, utilizzata per la prima volta come fluido frigorifero nella seconda metà del XIX secolo per le sue caratteristiche di sicurezza e non infiammabilità, fu progressivamente abbandonata dall'inizio degli anni Trenta a causa dell'avvento dei refrigeranti sintetici, in particolare dell'R121. Occorre aspettare l'inizio degli anni Novanta per assistere alla rinascita dell'anidride carbonica come refrigerante, la cui spinta principale è riscontrabile nella crescente preoccupazione in merito all'impatto ambientale dei fluidi frigoriferi e alla conseguente necessità di ridurre l'utilizzo dei fluidi sintetici in favore di un fluido naturale [5].

Dapprima il protocollo di Montreal del 1987 ha portato all'abolizione dei fluidi CFC² e HCFC³ e successivamente il Regolamento Europeo (517/2014) ha disciplinato l'utilizzo dei gas fluorurati (HCF⁴) introducendo specifiche disposizioni volte alla riduzione delle emissioni di questi gas mediante scadenze determinate, che porteranno ad una progressiva limitazione ed eliminazione dell'utilizzo di tali fluidi [6].

La rinascita dell'anidride carbonica in atto è supportata da diversi aspetti favorevoli, anche in relazione al suo utilizzo come fluido di lavoro per pompe di calore [5], infatti essa:

- è estremamente disponibile in natura, nonostante la bassa percentuale in atmosfera; inoltre, essendo un prodotto di scarto di molti processi industriali, ha costi contenuti ed è facilmente reperibile;
- è caratterizzata da un coefficiente GWP (Global Warming Potential) pari a 1, per cui il suo impatto ambientale relativo all'effetto serra è ridotto rispetto a quello degli altri fluidi frigoriferi;
- il coefficiente ODP (Ozone Depletion Potential) è nullo in quanto, anche se immesso in atmosfera sotto forma di gas, tale fluido non impatta minimamente sulla concentrazione dell'ozono stratosferico;
- è una sostanza non infiammabile, non è tossica e in condizioni normali è inodore. Sotto forma di gas è però più densa dell'aria, perciò tende ad accumularsi nelle zone inferiori di eventuali ambienti non ventilati e, in caso di alte concentrazioni, può portare al soffocamento per la mancanza di ossigeno;
- è una sostanza inerte e perciò compatibile con tutti i comuni materiali utilizzati per la costruzione di una pompa di calore (qualora combinata con acqua, può però portare alla formazione di acidi corrosivi dannosi per i componenti dell'impianto).

Relativamente all'impiego della CO₂ come fluido refrigerante all'interno di pompe di calore, è importante notare come le pressioni con cui è necessario lavorare siano molto più elevate rispetto a quelle dei comuni refrigeranti sintetici (es. pressione di saturazione a -20°C: 19.67 bar; pressione di saturazione a 30°C: 72.1 bar) ed inoltre la temperatura critica sia piuttosto bassa (31.05°C). Ciò comporta soluzioni tecnologiche particolari, infatti nell'impianto ad anidride carbonica non sarà presente un classico condensatore, ma un refrigeratore di gas denso, detto refrigeratore di alta pressione o gas-cooler. Il corrispondente ciclo frigorifero è definito transcritico (Figura 1), in quanto avviene tra due isobare, una a pressione inferiore al valore critico (evaporatore) e l'altra a pressione superiore al valore critico (gas-cooler). Si noti che in tal caso, non esistendo nel gas-cooler condizioni di saturazione, pressione e temperatura siano variabili indipendenti [7]. A differenza del ciclo subcritico, nel ciclo transcritico il trasferimento dell'energia nel dissipatore non avviene a temperatura costante ma attraverso un raffreddamento progressivo del fluido a pressione pressoché costante, senza passaggio dalla fase vapore a quella liquida, il che comporta un aumento dell'efficienza dello scambio termico.

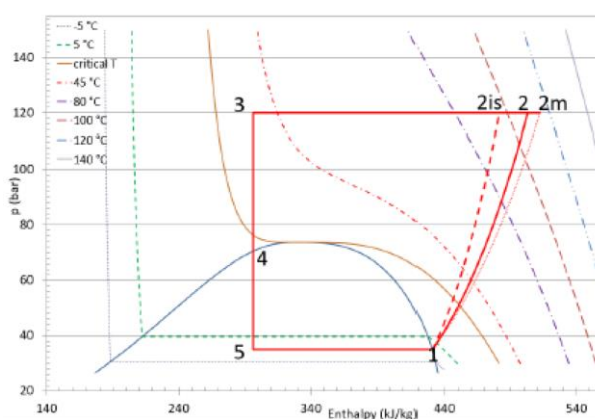


Figura 1. Diagramma p-h di un ciclo inverso transcritico a CO₂ [8]

Un'ulteriore caratteristica del ciclo transcritico è la presenza di un valore ottimale della pressione al gas-cooler che massimizza il valore del COP. L'incremento del calore ceduto al gas-cooler legato al ciclo a CO₂ potrà risultare maggiore o minore dell'incremento del lavoro di compressione a seconda della pressione massima del ciclo: esiste quindi un valore ottimale di tale pressione che, una volta fissate le altre condizioni

operative, massimizza il COP. Tale valore di pressione dipende dalle specifiche condizioni definite nel ciclo di riferimento, ovvero:

- 1) temperatura di evaporazione;
- 2) eventuale surriscaldamento in uscita dall'evaporatore;
- 3) rendimento isoentropico di compressione;
- 4) temperatura del fluido in uscita dal gas-cooler.

Un modo per sfruttare le condizioni di funzionamento transcritiche al gas-cooler e l'alta temperatura di compressione, è quello di utilizzare le pompe di calore a CO₂ per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria per edifici. L'impiego di questi sistemi consente la produzione di acqua calda fino a 65°C anche qualora la temperatura esterna fosse prossima ai -25°C.

2.1.2 Caso studio

Sono state analizzate, attraverso il software TRNSYS, le prestazioni di un impianto multi-sorgente per il riscaldamento costituito da una pompa di calore a CO₂ e da collettori solari, al servizio di un'utenza residenziale situata a Milano, in zona climatica E.

Per la scelta dell'edificio è stato fatto riferimento al report ENEA "Metodologie e strumenti per la raccolta di dati e la definizione di modelli di riferimento dei consumi energetici del settore residenziale, terziario e pubblico" [9], mentre per la realizzazione dell'involucro edilizio si è preso come modello un edificio analizzato dall'IEA (International Energy Agency) nel report "The reference Framework for system simulations of the IEA SHC Task 44/HHP Annex 38" [10]. In tale report sono descritti tre edifici (fittizi) di riferimento, aventi tutti la stessa geometria ma diversi livelli di isolamento termico e quindi diverse performance energetiche.

L'edificio utilizzato è stato ottenuto integrando i dati relativi all'edificio con carico termico maggiore del report IEA (SFH 100) e riadattandoli in modo da ottenere i valori di trasmittanza presenti nel report Enea per simulare un edificio di riferimento tipico del panorama edilizio italiano.

L'edificio studiato è composto dall'unione di 4 singoli edifici, la cui sezione è rappresentata in Figura 2. Ciascun singolo edificio è costituito da due zone termiche riscaldate, piano terra e primo piano. La superficie utile totale è pari a 140 m², equamente divisa tra i due piani, il volume totale riscaldato è pari a 424.45 m³ ed il rapporto superficie/volume è pari a 0.329 m⁻¹.

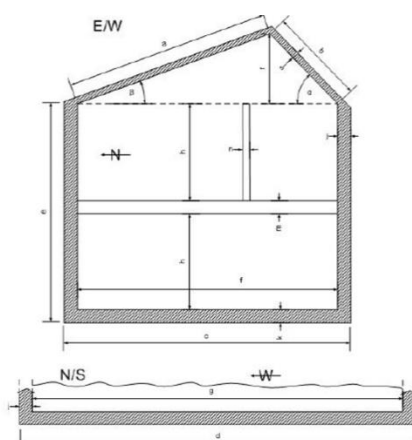


Figura 2. Sezione E/W e N/S dell'edificio [10]

In Tabella 1 sono riportati gli elementi d’involucro caratterizzanti l’edificio e le relative proprietà; per ogni pacchetto murario sono riportati lo spessore totale, la densità, la conducibilità, la capacità dei singoli elementi e la relativa trasmittanza.

Tabella 1. Proprietà degli elementi di involucro

Struttura	Componenti	Spessore [m]	Densità [Kg/m ³]	Conducibilità [kJ/hmK]	Capacità [kJ/kgK]	Trasmittanza [W/m ² K]
Muro esterno	Intonaco	0.015	1200	2.16	1	0.853
	Mattoni	0.21	1380	2.52	1	
	EPS	0.04	17	0.171	0.7	
	Intonaco esterno	0.003	1800	2.52	1	
Pavimento	Legno	0.015	600	0.54	2.5	0.992
	Malta	0.08	2000	5.04	1	
	Isolante	0.03	80	0.288	1.5	
	Cls	0.15	2000	4.788	1.08	
	XPS	0.02	38	0.198	1.45	
Solaio interpiano	Legno	0.015	600	0.15	2.5	0.694
	Malta	0.08	2000	1.4	1	
	Isolante	0.04	80	0.04	1.5	
	Cls	0.15	2000	1.33	1.08	
Tetto	Gesso	0.025	900	0.7596	1	0.8193
	Compensato	0.015	300	0.2916	2.5	
	Lana di roccia	0.03	60	0.1476	1.03	
	Compensato	0.015	300	0.2916	2.50	
Divisorio interno	Laterizio	0.2	650	0.23	0.92	0.885

È stato assunto un numero di finestre pari a 4, di dimensioni 1 m × 1 m, nella facciata Ovest ed Est, mentre sulla facciata Sud sono disposte 6 finestre per ciascun edificio, di dimensioni 2 m × 1 m, per un totale di 12 m²; infine, nella facciata a Nord di ogni edificio sono state considerate due finestre 1 m × 1 m nel primo piano ed un’unica finestra 1 m × 1 m nel piano terra. Le caratteristiche delle superfici trasparenti possono essere così riassunte:

- trasmittanza termica del telaio $U_f = 3.14 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- trasmittanza termica del vetro $U_g = 3.20 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- area del telaio pari al 20% dell’area dell’intera finestra.

L’andamento dei carichi interni è stato dedotto dal report ENEA relativo ad una famiglia costituita da tre componenti: sono stati calcolati i carichi dovuti all’occupazione e quelli relativi alle utenze. I profili orari di potenza utilizzati per il calcolo degli apporti interni sono elencati in Tabella 2; per ogni ora è stato calcolato un valore di potenza medio relativo all’occupazione ed uno alle utenze, distinguendo tra giorno ferial e festivo. I carichi termici associati ai profili di occupazione sono stati determinati riferendosi alla potenza

metabolica rilasciata da ciascun occupante calcolata in funzione dell'“area ad personam” ovvero della superficie utile a cui un individuo può essere assimilato, che dipende dall'altezza e dalla massa del soggetto. Determinata tale area è possibile calcolare la potenza media a partire dai valori di potenza metabolica specifica in funzione dell'attività svolta: ai fini dell'analisi è stato considerato un valore di 40 W/m² per lo stato inattivo e 100 W/m² per quello attivo. I valori relativi alle utenze fanno riferimento alla potenza termica rilasciata dalle apparecchiature e dalle luci presenti nell'abitazione; in questo calcolo si tiene conto dei valori forniti dalla norma UNI TS 11300-1 calcolando una media tra i 5 W/m², per il periodo diurno, e 1 W/m², per il periodo notturno [8].

Tabella 2. Valori degli apporti interni

Ora	Feriale		Festivo	
	Occupazione [W]	Utenze [W]	Occupazione [W]	Utenze [W]
0	196	100	196	100
1	196	100	196	100
2	196	100	196	100
3	196	100	196	100
4	196	100	196	100
5	196	100	196	100
6	196	100	196	100
7	490	500	196	100
8	180	100	412	500
9	0	100	310	500
10	0	100	310	500
11	0	100	180	100
12	180	100	310	500
13	310	500	490	500
14	310	500	490	500
15	310	500	490	500
16	180	100	0	100
17	180	100	0	100
18	310	500	0	100
19	490	500	490	500
20	490	500	490	500
21	490	500	490	500
22	490	500	490	500
23	196	100	196	100

La potenza massima richiesta per il riscaldamento da ogni edificio corrisponde ad un valore di 6.12 kW. Le dispersioni termiche di progetto totali calcolate sono pari a 20.68 kW.

L'impianto può essere suddiviso in un circuito primario ed un circuito secondario. Il primario si compone di:

- una pompa di calore di tipo aria-acqua a CO₂, della quale sono note le performance (COP e potenza termica erogata) al variare delle condizioni di funzionamento;

- una pompa di circolazione che consente il continuo ricircolo dell'acqua anche quando la pompa di calore è spenta;
- un divergente ed un convergente principale; il divergente divide la portata in ingresso all'accumulo da quella che passa attraverso il ramo di bypass, in modo tale da garantire all'uscita del convergente la temperatura desiderata dall'utenza;
- un serbatoio di accumulo cilindrico con resistenza elettrica aggiuntiva e scambiatore di tipo a serpentina;
- una serie di divergenti e miscelatori che riforniscono i terminali di ogni zona termica con acqua calda, nel caso dei divergenti, e acqua di ritorno, nel caso dei miscelatori.

Il circuito secondario è costituito da un campo solare e dalla pompa di circolazione che consente all'acqua glicolata di scambiare calore all'interno dell'accumulo con l'acqua proveniente dal circuito principale per mezzo della serpentina.

Come terminali si è optato per dei radiatori, di potenza termica nominale pari a 192 W, attraverso i quali è possibile garantire la temperatura dell'aria desiderata all'interno delle zone termiche, pari a 20°C. È stato inoltre considerato un accumulo di 1500 l con serpentina solare, tenendo conto della stratificazione della temperatura del fluido presente nell'accumulo.

Per la scelta della tipologia di pannello solare si fa riferimento ad un collettore solare piano vetrato, i cui dati tecnici implementati sul software sono mostrati in Figura 3.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
Name	Value	Unit	More	Macro		
1 Number in series	10	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
2 Collector area	2.601	m ²	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
3 Fluid specific heat	3.91	kJ/kg.K	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
4 Efficiency mode	2	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
5 Tested flow rate	0	kg/hr.m ²	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
6 Intercept efficiency	0.712	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
7 Efficiency slope	13.896	kJ/hr.m ² .K	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
8 Efficiency curvature	0.0234	kJ/hr.m ² .K ²	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		

Figura 3. Parametri del collettore solare piano

La pompa di calore a CO₂ scelta per il riscaldamento è una macchina di tipo aria-acqua le cui performance, al variare delle condizioni esterne, sono state fornite da ENEA grazie ad una precedente attività sperimentale [11] e all'impiego di un software di calcolo messo a disposizione dal costruttore del compressore della pompa di calore [12]. In Figura 4 è rappresentato l'andamento della potenza termica erogata dalla pompa di calore e l'andamento del COP (Coefficient Of Performance) in funzione della temperatura ambiente, per 4 diverse temperature dell'acqua in ingresso alla pompa di calore: 15, 24, 33 e 42°C.

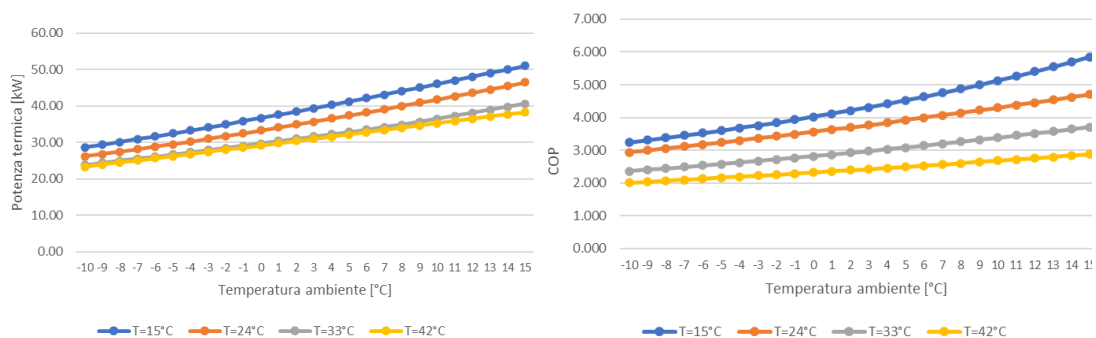


Figura 4. Andamento della potenza termica della pompa di calore a CO₂ e del suo COP in funzione della temperatura in ingresso alla macchina

Dai grafici si può notare come l'aumento della temperatura ambiente abbia un effetto maggiore sul COP rispetto alla temperatura dell'acqua in ingresso all'utenza, a parità di salto termico ma, non potendo agire sulle temperature esterne, è opportuno cercare di ottenere delle temperature in ingresso alla pompa di calore le più basse possibili in modo da massimizzare, a parità di condizioni esterne, le prestazioni della pompa di calore.

2.1.3 Risultati

Sono state analizzate 8 diverse configurazioni impiantistiche, al fine di valutare l'effetto sulle prestazioni stagionali della pompa di calore a CO₂ (Seasonal Coefficient Of Performance, SCOP, ovvero rapporto tra l'energia termica prodotta dalla pompa di calore e l'energia elettrica utilizzata durante la stagione di riscaldamento) da parte della tipologia di terminali, della temperatura in uscita dall'utenza (e quindi in ingresso alla pompa di calore), dell'apporto dovuto al campo solare e della taglia dell'accumulo, a parità di condizioni climatiche ed elementi costruttivi della pompa di calore stessa. Le configurazioni impiantistiche simulate sono:

- 1) terminali costituiti da radiatori in ghisa con temperatura di mandata 60°C, accumulo da 1500 l, numero di pannelli solari: 10;
- 2) terminali costituiti da radiatori in ghisa con temperatura di mandata 60°C, accumulo da 1500 l, numero di pannelli solari: 0;
- 3) terminali costituiti da radiatori in acciaio con temperatura di mandata 45°C, accumulo da 1500 l, numero di pannelli solari: 10;
- 4) terminali costituiti da radiatori in acciaio con temperatura di mandata 45°C, accumulo da 1500 l, numero di pannelli solari: 20;
- 5) terminali costituiti da radiatori in acciaio con temperatura di mandata: 45°C, accumulo da 1500 l, numero di pannelli solari: 30;
- 6) terminali costituiti da radiatori in acciaio con temperatura di mandata 45°C, accumulo da 1500 l; numero di pannelli solari: 0;
- 7) terminali costituiti da radiatori in acciaio con temperatura di mandata 45°C, accumulo da 1000 l, numero di pannelli solari: 30;
- 8) terminali costituiti da radiatori in acciaio con temperatura di mandata: 45°C, accumulo da 3000 l, numero di pannelli solari: 30.

I risultati delle simulazioni hanno mostrato come le prestazioni della pompa di calore a CO₂ risentano molto dell'elevata temperatura in uscita dall'utenza, nel caso di radiatori con temperatura di mandata di 60°C. Infatti, i valori del COP medio stagionale (SCOP) ottenuti con le configurazioni 1 e 2 risultano scarsi, pari a circa 2.6.

Al variare della tipologia di terminale e con l'abbassarsi della temperatura in ingresso alla pompa di calore, il valore dell'SCOP medio stagionale aumenta invece fino ad un valore di 2.8 (+8%) con la configurazione 3, in cui i terminali sono costituiti da radiatori in acciaio con temperatura di mandata 45°C.

È stata quindi valutata l'influenza del campo solare sulle prestazioni dell'impianto ed in particolare l'effetto dell'incremento dell'area dei collettori solari. Nel primo caso analizzato (configurazione 3) l'area totale del campo solare è pari a 26 m², nel secondo caso (configurazione 4) 52 m², nel terzo caso (configurazione 5) 78 m² e nell'ultimo caso (configurazione 6) 0 m², mentre il volume dell'accumulo rimane invariato e pari a 1500 l.

Dai dati ottenuti si evince come l'incremento dell'area dei collettori solari non influisca in modo significativo sull'andamento del COP medio stagionale, bensì, aumentando di fatto la temperatura media dell'impianto, comporta una sua leggera diminuzione. Infatti, nel passaggio da 0 a 30 collettori (dalla configurazione 6 alla 5) il COP medio stagionale cala da 2.81 a 2.80.

L'effetto più interessante circa l'aumento delle dimensioni del campo solare si ha sul minore utilizzo della pompa di calore e, di conseguenza, su un calo dell'energia elettrica assorbita, con una riduzione del 10%, pari a 1700 kWh, nel passaggio da 10 a 30 collettori.

La Figura 5 mostra i valori mensili di energia termica erogata ed energia elettrica consumata dalla pompa di calore a CO₂, in presenza (30 collettori) ed assenza di campo solare.

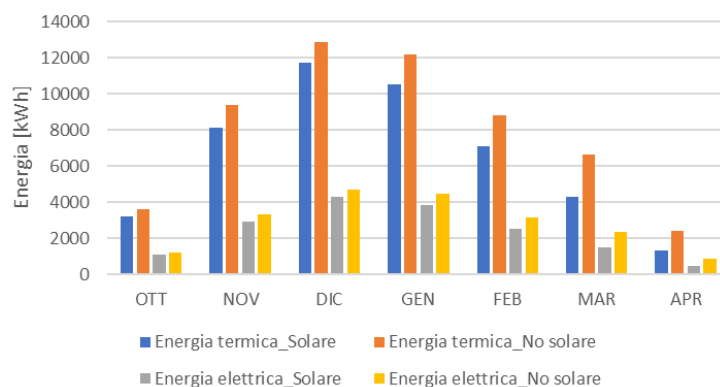


Figura 5. Energia termica erogata ed energia elettrica assorbita ogni mese dalla pompa di calore, con (30 collettori) e senza solare

Per quanto riguarda la percentuale di incidenza del campo solare sul fabbisogno energetico dell'edificio, si passa da un valore dell'8% nel caso di 10 collettori solari fino ad arrivare ad un valore del 17% nel caso di 30 collettori, a parità di energia erogata dai terminali.

È altresì importante specificare che, nel caso di 30 collettori, non tutta l'energia termica da essi raccolta viene utilizzata, poiché, per la taglia del serbatoio pari a 1500 l, la temperatura all'interno dell'accumulo supera durante una quota significativa della stagione i 95°C scelti come limite massimo e questo fa sì che intervenga il controllo di spegnimento sulla pompa di circolazione del campo solare.

Nel caso in cui si aumenti il volume dell'accumulo a 3000 l, a parità di superficie solare captante, si osserva un aumento significativo dell'energia termica erogata dai collettori, ma ciò comporta anche un lieve aumento dell'energia termica erogata (e di conseguenza dell'energia elettrica assorbita) dalla pompa di calore, a causa delle maggiori dispersioni termiche del serbatoio.

Pertanto, l'effetto maggiore sul COP medio stagionale è legato alla temperatura in ingresso alla pompa di calore, che deve rimanere la più bassa possibile, ad esempio attraverso l'utilizzo di terminali a bassa temperatura, come radiatori con bassa temperatura di mandata, pannelli radianti e fan-coil.

Per sfruttare al meglio l'accoppiamento con il campo solare, inoltre, è importante una scelta adeguata del volume dell'accumulo, in modo da ottenere una riduzione dell'energia termica erogata dalla pompa di calore e, di conseguenza, dell'energia elettrica assorbita.

2.2 *Simulazione dinamica di sistemi a pompa di calore, solare termico e fotovoltaico*

2.2.1 Background

Il tema della sostenibilità ambientale risulta di primaria importanza in ambito edilizio a causa di due principali motivi: il fatto che il settore edilizio risulta essere un importante artefice di impatto sull'ambiente e il fatto che gli occupanti degli edifici richiedono sempre più un luogo confortevole e salubre. Il solo settore dell'edilizia residenziale e commerciale è responsabile di circa il 40% delle emissioni mondiali di CO₂ in atmosfera, dato superiore al settore dei trasporti e dell'industria [13]. Nell'Unione Europea circa i due terzi dei consumi energetici degli edifici sono dovuti agli impianti di riscaldamento e raffrescamento, di conseguenza è necessario intervenire in questo campo per ottimizzare il risparmio energetico e l'impiego di fonti energetiche rinnovabili.

A tal fine risulta fondamentale una progettazione che possa valutare l'interazione tra i vari sub-sistemi dell'edificio-impianto e che sia in grado di prevedere le risposte del sistema al variare delle condizioni al contorno. Pertanto, sono necessari strumenti di calcolo avanzati che permettano di esaminare con maggiore dettaglio (orario o sub-orario) le scelte progettuali compiute, supportando nei processi decisionali relativi al progetto, all'uso e alla gestione dell'edificio.

La simulazione energetica dinamica consente di affrontare in modo adeguato i problemi relativi alle prestazioni dell'edificio in esercizio, così come del processo costruttivo. I modelli numerici sono impiegati sempre con maggior frequenza per fare da supporto nei processi decisionali di progetto, di esercizio e di gestione. Per questo motivo sono di crescente importanza lo sviluppo, la valutazione, l'utilizzo pratico e la standardizzazione dei modelli e dei programmi. Grazie alle molteplici informazioni fornite, l'uso della simulazione ha il potenziale di innalzare la competitività, la produttività, la qualità e l'efficienza nel settore delle costruzioni edilizie e, di conseguenza, di facilitare il progresso tecnologico e l'innovazione. Ad esempio, tramite la simulazione energetica dinamica è possibile calcolare i carichi termici di progetto per il dimensionamento impiantistico, analizzare componenti e materiali dell'involucro edilizio e dell'impianto, studiare la qualità dell'ambiente interno.

Nel presente studio, in particolare, la simulazione energetica dinamica, tramite l'utilizzo del software TRNSYS, è stata applicata al caso di una reale villetta privata sita nei pressi di Bologna, servita da un impianto complesso (composto da pompa di calore, sistema di ventilazione meccanica controllata, accumulo termico, collettori solari, pannelli radianti a pavimento e pannelli fotovoltaici), allo scopo di ottenere una validazione sperimentale del modello energetico dell'edificio.

2.2.2 Caso studio

L'abitazione oggetto di studio, che si trova nel comune di Sala Bolognese (BO), è un edificio costruito tra il 2014 e il 2015. La casa è confinante con un'altra abitazione speculare, come si può notare dalla foto in Figura 6, dove a sinistra si trova la casa oggetto di studio, mentre a destra l'abitazione confinante, che verrà tenuta in considerazione ai fini della simulazione come ambiente riscaldato).

L'abitazione d'interesse è costituita da due piani:

- Piano terra, caratterizzato da 8 zone termiche: ingresso, soggiorno, guardaroba, disimpegno, bagno, cucina, cantina ed autorimessa;
- Piano primo, caratterizzato da 8 zone termiche: disimpegno, quattro camere, bagno, sottotetto e vano tecnico.



Figura 6. Vista frontale dell'edificio

Le principali specifiche dell'involucro edilizio sono:

- Tipologia costruttiva: strutture in c.a. e pareti di tamponamento
- Volume lordo riscaldato V: 713.78 m³
- Superficie disperdente S: 530.56 m²
- Rapporto S/V: 0.74 m⁻¹
- Superficie utile energetica: 175.21 m²

Di seguito si riportano in Tabella 3 le principali caratteristiche delle diverse superfici opache di involucro.

Tabella 3. Caratteristiche degli elementi di involucro

Elemento	Caratteristiche principali	Spessore [cm]	Trasmittanza termica totale [W/m ² K]
Muro esterno	Laterizio alveolato e cappotto	44	0.24
Muro esterno	Con cassetta e cappotto	44	0.17
Divisorio interno	Con cassetta e cappotto	39	0.22
Divisorio interno	Laterizio alveolato e cappotto	28	0.35
Divisorio interno	Porotherm e cappotto	20	0.36
Divisorio interno	Laterizio alveolato	33	0.77
Divisorio interno	Con cassetta	33	0.35
Pavimento contro terra	Piastrelle ceramica, EPS	39	0.32
Copertura esterna	Falda coibentata micro ventilata	41	0.25
Copertura esterna	Falda coibentata micro ventilata e controsoffitto	44	0.24
Pavimento intermedio	Piastrelle in ceramica, polistirene, solaio	46	0.51
Soffitto interno	Con controsoffitto	1.25	4.1
Pavimento su garage	Piastrelle in ceramica, polistirene, solaio	52	0.27
Porta ingresso	Acciaio zincato, lana di roccia		1.8
Serranda garage	Acciaio zincato, schiuma poliuretanic		1.8

Le principali caratteristiche delle finestre installate sono le seguenti:

- triplo vetro e doppia intercapedine in Argon (6b/18Ar/4/16Ar/b4)
- telaio in PVC
- trasmittanza totale pari a 0.8 W/m²K
- fattore solare del vetro: g = 0.45
- valore di isolamento termico del vetro $U_g = 0.6$ W/m²K

L'impianto è dotato di un sistema di ventilazione meccanica, con scambiatore interno, che aspira aria esterna fresca attraverso un apposito passante nella parete esterna, filtra e preriscalda l'aria. L'aria esterna preriscaldata viene condotta ai locali di mandata dell'aria attraverso un sistema di tubazioni. L'aria di ripresa viene invece aspirata dai locali umidi e saturi di odori attraverso un sistema di tubazioni e trasportata all'apparecchio di ventilazione. Le mandate si trovano nelle seguenti zone: soggiorno, disimpegno piano terra, sottotetto e camere. Le riprese invece sono presenti in cucina, cantina, disimpegno primo piano e bagni. Il recuperatore di calore può essere bypassato quando vi sia la possibilità di fare free-cooling. Questa condizione accade solo in estate, quando la temperatura dell'aria esterna risulta essere più bassa di quella dell'aria interna all'abitazione e quindi si può conseguire un risparmio energetico. Nell'abitazione sono inoltre installati due impianti di deumidificazione.

Il generatore di calore è costituito da una pompa di calore aria-acqua a ciclo inverso, azionata da motore elettrico con inverter, caratterizzata da un valore nominale di potenza termica utile pari a 15.58 kW. Tale macchina è di tipo split, composta da un'unità interna e da un'unità esterna, che scambia calore con l'aria, collegate con apposite tubazioni di rame. Le temperature di funzionamento del fluido lato impianto sono 18°C per il raffreddamento e 35°C per il riscaldamento. In Figura 7 sono riportate le curve prestazionali della pompa di calore (potenza termica erogata e potenza elettrica consumata) in modalità riscaldamento e raffreddamento. I terminali utilizzati per l'impianto di riscaldamento e raffreddamento sono pannelli radianti a pavimento con disposizione a spirale.

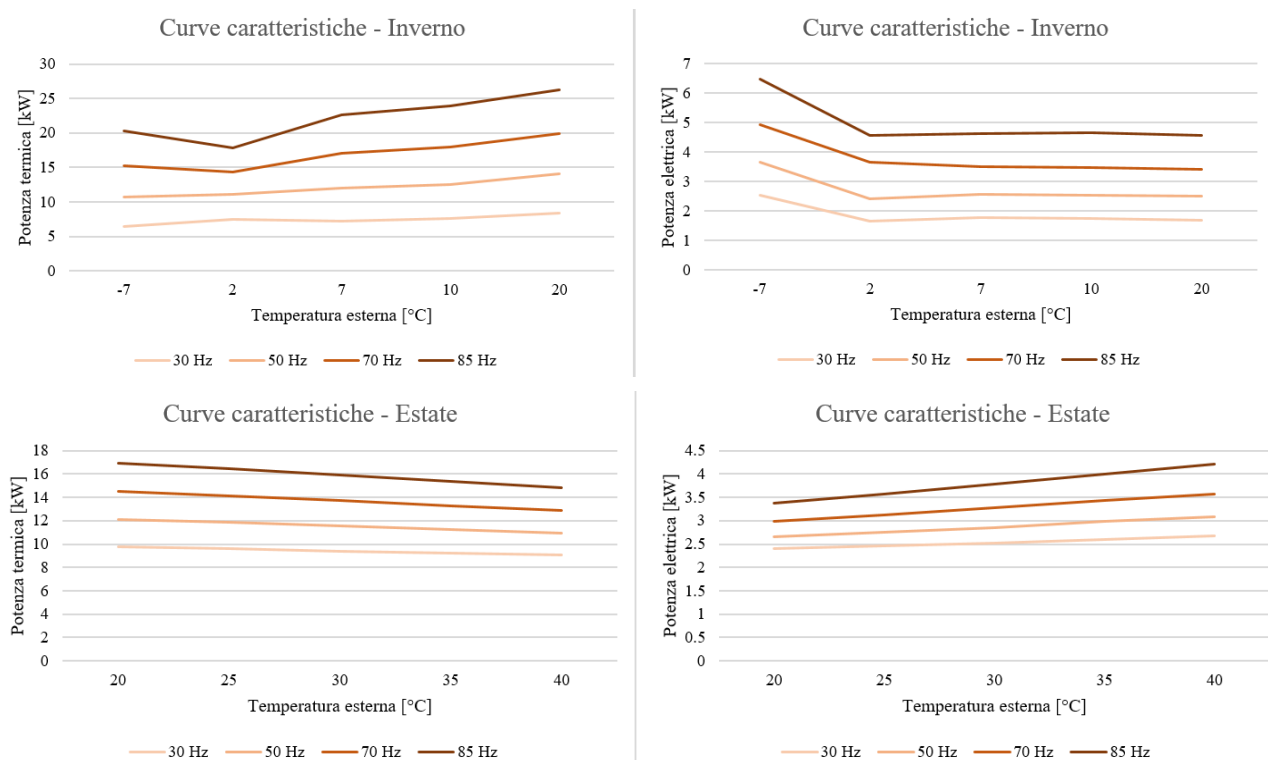


Figura 7. Potenza termica erogata e potenza elettrica consumata dalla pompa di calore in riscaldamento e raffreddamento al variare della temperatura esterna, per diverse frequenze del compressore

L'acqua calda sanitaria è prodotta attraverso un collettore solare termico (i cui dati tecnici sono riportati in Tabella 4), dotato di accumulo da 290 litri, eventualmente integrato dalla pompa di calore. È inoltre presente un impianto fotovoltaico caratterizzato da 21 moduli in silicio policristallino, suddivisi in due stringhe collegate in parallelo, una composta da 11 moduli in serie e l'altra da 10 moduli, per una potenza complessiva di 5.46 kW di picco. I moduli hanno una potenza pari a 260 W_p ciascuno, sono installati con scambio sul posto ed integrati alla copertura esposta a Sud-Est, avente inclinazione di circa 17°. Ogni singolo modulo ha dimensioni 1663 × 998 mm.

Tabella 4. Caratteristiche del collettore solare

Superficie lorda	2.51 m ²
Superficie di assorbimento	2.32 m ²
Superficie di apertura	2.33 m ²
Dimensioni d'ingombro	1056×2380×72 mm
Grado di rendimento ottico	76%
Coefficiente di dispersione termica k₁	4.14 W/m ² K
Coefficiente di dispersione termica k₂	0.0108 W/m ² K
Capacità termica	4.7 kJ/m ² K
Peso	41.5 kg
Contenuto di liquido (fluido termovettore)	1.48 litri
Pressione max. d'esercizio	6 bar
Temperatura max. di inattività	200°C
Produzione di vapore	
Posizione di montaggio adatta	60 W/m ²
Posizione di montaggio non adatta	100 W/m ²
Attacco	22 mm

2.2.3 Risultati

Sono state eseguite simulazioni energetiche dinamiche del sistema edificio-impianto tramite il software TRNSYS ed è stato effettuato un confronto fra i risultati ottenuti mediante simulazione con quelli reali misurati da contatore, attraverso cui si è proceduto ad un'adeguata calibrazione del modello. In particolare, ai fini della calibrazione sono stati presi come riferimento due periodi dell'anno: uno valido per la stagione di raffrescamento (agosto) e l'altro per la stagione di riscaldamento (ottobre-novembre).

Grazie ad un web-server domotico presente nell'edificio, il quale monitora e storicizza i vari consumi in tempo reale, è stato possibile rilevare il fabbisogno giornaliero di energia necessario al condizionamento in entrambe le stagioni. Sulla base dei valori registrati, è stato calibrato il modello dell'edificio andando a modificare principalmente i guadagni interni dovuti alla presenza di luci ed elettrodomestici.

È stato quindi calibrato il modello dell'impianto di raffrescamento, riscaldamento e produzione ACS sulla base dei consumi termici ed elettrici della pompa di calore. Il processo di calibrazione è stato svolto anche per l'impianto fotovoltaico, per il quale è stato possibile prendere come riferimento i consumi mensili di un intero anno.

Una volta ultimata la calibrazione del modello, si è passati all'analisi dei risultati ottenuti dalla simulazione di un intero anno. È stata realizzata la firma energetica dell'edificio, che riporta l'andamento della potenza elettrica utilizzata dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria esterna, sulla base di dati mediati su intervalli temporali settimanali. In Figura 8 sono confrontate la firma energetica reale ottenuta

tramite letture al contatore (linea tratteggiata) e quella ottenuta mediante simulazione su TRNSYS (linea continua). Dalla Figura 8 è possibile notare che durante le stagioni intermedie, caratterizzate da temperature dell'aria esterna comprese tra 13 e 21°C, le due linee sono praticamente sovrapposte, mostrando un valore medio di potenza elettrica della pompa di calore di circa 0.05 kW. Gli andamenti che riportano il funzionamento della pompa di calore in riscaldamento (linee di colore blu) e in raffreddamento (linee di colore rosso) riportano lievi differenze. In particolare, durante le stagioni di riscaldamento le linee sono parallele e dunque mostrano lo stesso andamento rispetto alla temperatura dell'aria esterna. Nella fase di raffreddamento, invece, le linee tendono ad avvicinarsi all'aumentare della temperatura dell'aria esterna.

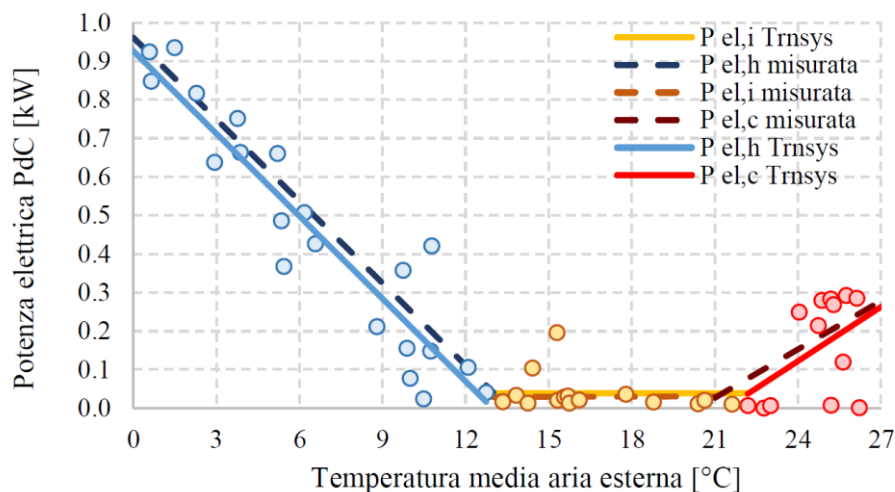


Figura 8. Firma energetica reale e calcolata a confronto

Le prestazioni della pompa di calore in raffreddamento estivo sono risultate piuttosto buone (SEER = 3.89), mentre in inverno il valore medio stagionale del COP è leggermente inferiore (SCOP = 2.67). Il coefficiente di prestazione riferito alla produzione di ACS risulta invece piuttosto basso, pari a 2.22, a causa della produzione di acqua ad una temperatura maggiore rispetto al riscaldamento, ovvero a 55°C anziché 35°C.

Sono stati analizzati tutti i consumi elettrici dell'abitazione, comprensivi degli impianti di ventilazione, deumidificazione, pompa di calore, pompe di circolazione ed elettrodomestici ed è stata calcolata l'incidenza di ognuno di essi sul totale consumato, ottenendo i dati riportati in Tabella 5.

Tabella 5. Consumi elettrici complessivi annuali

	Deumidificaz.	Ventilazione meccanica controllata	Pompa di calore – riscaldamento	Pompa di calore – raffreddamento	Pompa di calore – ACS	Ausiliari	Elettrodomestici, luci	Tot
Energia elettrica consumata [kWh/anno]	195	353	1554	372	455	403	5938	9270
Peso [%]	2	3.5	17	4	5	4.5	64	100

Dalla Tabella 5 si evince come i maggiori consumi, dopo quelli causati dall'utilizzo degli elettrodomestici e dall'accensione delle luci, siano dovuti alla pompa di calore. Nello specifico, la pompa di calore consuma per il riscaldamento circa 1554 kWh in un anno, mentre appare meno rilevante il consumo dovuto al raffreddamento estivo. Per quanto riguarda la produzione di acqua calda sanitaria, risulta molto vantaggiosa la presenza del collettore solare. Nel complesso, la sola pompa di calore incide per un 26% sul totale annuo. In Figura 9 è riportato il riepilogo dei consumi elettrici dei vari componenti e impianti.

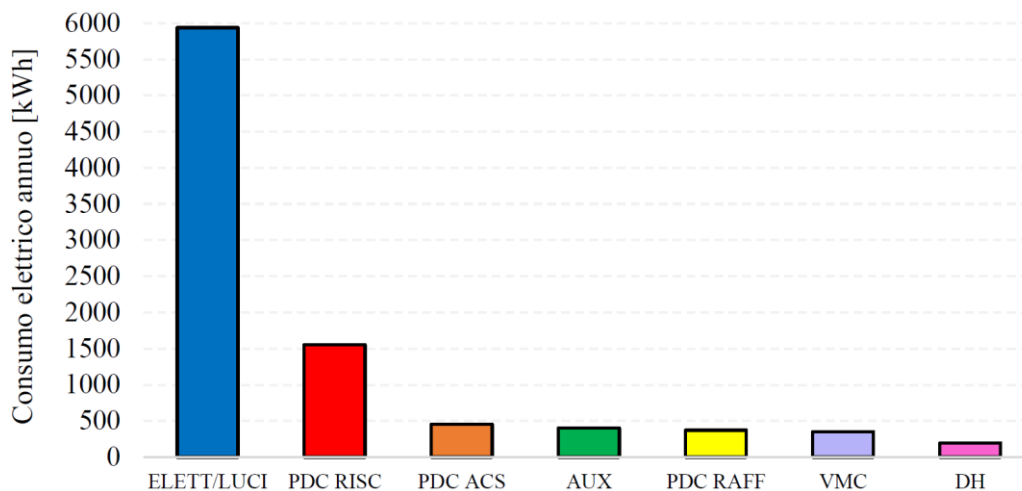


Figura 9. Riepilogo dei consumi elettrici totali annuali

È stato inoltre possibile tracciare un profilo di autoconsumo di energia elettrica rispetto a quella complessivamente prodotta dall’impianto fotovoltaico, analizzando mese per mese la percentuale di energia autoconsumata rispetto al totale prodotto. A tale riguardo si è rivelata particolarmente utile la conoscenza del profilo tipico di utilizzo dei vari elettrodomestici presenti nell’abitazione, in quanto termine preponderante sui consumi elettrici totali di un’abitazione civile (Figura 9). In Figura 10 è riportata la produzione di energia elettrica mensile da impianto fotovoltaico, ottenuta mediante simulazione dinamica, assieme ai rispettivi valori di autoconsumo calcolati.

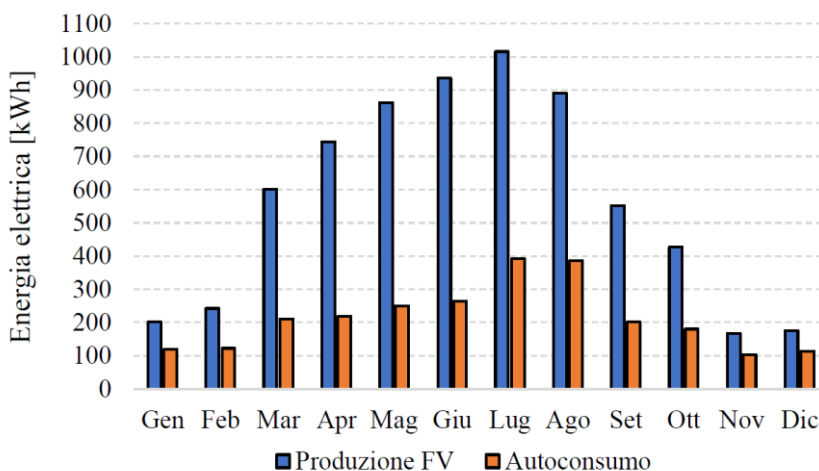


Figura 10. Produzione mensile di energia elettrica da impianto fotovoltaico e autoconsumo

Dalla Figura 10 si nota come, se in estate la produzione di energia da fotovoltaico è elevata e dunque risulta più difficile autoconsumare tutta l’energia prodotta, nei mesi più freddi, caratterizzati da una minore produzione, la quota parte di autoconsumo è alta. Laddove la produzione sia sovrabbondante, il sistema provvede all’immissione in rete di tutta l’energia elettrica che altrimenti non verrebbe utilizzata, attraverso lo scambio sul posto.

Infine, attraverso bilanci energetici tra quanto prodotto dal collettore solare e quanto prelevato dal serbatoio di accumulo per soddisfare l’utenza, è stato possibile calcolare il fattore di copertura solare per acqua calda sanitaria. Tale fattore risulta particolarmente alto durante i mesi estivi (>90%), nei quali

l'accensione della pompa di calore risulta minima. Su base annuale, il fattore di copertura solare è comunque elevato: il 72% circa di tutta l'energia richiesta dall'utenza per acqua calda sanitaria viene garantita dall'impianto solare termico.

2.3 Simulazione dinamica di sistemi a pompa di calore dual-source aria/terreno

2.3.1 Background

Le pompe di calore ad aria sfruttano l'energia proveniente dall'aria di recupero o, il più delle volte, quella esterna. Tale sorgente è sicuramente la più disponibile ed impiegata, ma dal punto di vista termodinamico è anche la più sfavorevole. Le prestazioni di una pompa di calore ad aria sono correlate alla temperatura dell'aria esterna: peggiorano al suo diminuire durante la stagione invernale e al suo aumentare durante la stagione estiva. A tale problema si aggiunge quello del congelamento dell'acqua sullo scambiatore esterno. Nelle località in cui l'inverno è caratterizzato da un clima abbastanza rigido ma soprattutto umido, il contenuto in vapor d'acqua dell'aria esterna può essere considerevole. In questa situazione, una superficie fredda come quella dell'evaporatore è il luogo ideale per far condensare e quindi congelare l'acqua contenuta nell'aria ambiente. La formazione di ghiaccio è problematica poiché non permette all'aria esterna di fluire attraverso le alette dello scambiatore ed inoltre riduce il coefficiente di scambio termico locale a causa della bassa conducibilità termica del ghiaccio. Per risolvere tale situazione, diverse strategie sono state implementate negli anni, tra cui l'inversione del ciclo termodinamico, fase durante la quale temporaneamente viene riscaldato lo scambiatore esterno con l'intento di farne sciogliere il ghiaccio. Numerosi studi sono stati condotti a riguardo (es. [14]), che hanno dimostrato come il numero di cicli di sbrinamento che deve effettuare la pompa di calore sia maggiormente influenzato dall'umidità relativa piuttosto che dalla temperatura dell'aria esterna. Ciononostante, le pompe di calore ad aria rimangono ampiamente impiegate, poiché la sorgente sfruttata è sempre presente e non dipende dunque dalla conformazione del territorio, diversamente da altre tipologie di pompe di calore.

Negli ultimi anni le pompe di calore accoppiate al terreno hanno visto un'espansione considerevole nel numero di unità vendute e nello sviluppo di componenti tecnologici adatti a tale scopo, sia per il settore residenziale che per quello commerciale [15]. La sorgente di energia impiegata è in questo caso il terreno, a cui la pompa di calore si accoppia indirettamente tramite degli scambiatori di calore esterni a circuito chiuso interrati, percorsi da un fluido termovettore. Il fluido termovettore è acqua tecnica eventualmente addizionata con un anticongelante (es. glicole propilenico), che ne abbassa la temperatura di congelamento qualora sia previsto che la temperatura all'interno dello scambiatore esterno possa scendere sotto 0°C. Di conseguenza, la principale differenza tra una pompa di calore accoppiata al terreno e una ad aria è la temperatura della sorgente e la conformazione dello scambiatore esterno. Una pompa di calore accoppiata al terreno può essere acqua-aria (sistema usato in prevalenza per la climatizzazione di edifici commerciali) o acqua-acqua (sistema usato in prevalenza per la climatizzazione di edifici residenziali). Le pompe di calore accoppiate al terreno vengono suddivise a seconda della geometria dello scambiatore esterno, la cui direzione preferenziale di espansione può essere quella verticale o orizzontale. Gli scambiatori di calore verticali sono chiamati Borehole Heat Exchangers (BHEs) o sonde geotermiche. La profondità dei fori trivellati, il cui diametro è tipicamente sui 150 mm, può variare da 20 a 200 m in base alle condizioni del terreno e alle attrezzature disponibili. Gli scambiatori interni ai fori di trivellazione sono normalmente costituiti da una o due coppie di tubi di polietilene ad alta densità dove ciascuna coppia di tubi è collegata al fondo del foro trivellato in modo da formare un tubo ad U. Le caratteristiche dimensionali più comuni per questi tubi sono 40 mm per il diametro esterno e 32.6 mm per il diametro interno per sonde a singolo tubo ad U, 32 mm per il diametro esterno e 26 mm per il diametro interno per sonde a doppio tubo ad U. Oltre agli scambiatori a tubo ad U tradizionali, sono impiegate anche sonde geotermiche a tubi coassiali, in cui ad un tubo interno in polietilene ad alta densità se ne aggiunge un altro esterno in acciaio. Tipicamente, malte sigillanti ad alta conducibilità (generalmente miscele di bentonite, cemento e sabbia) vengono introdotte nei fori di trivellazione dopo che sono stati calati gli scambiatori di calore per evitare la formazione di risacche di aria tra scambiatore e terreno (che ridurrebbero lo scambio di calore), sostenere i tubi (al cui interno scorre un fluido con un'elevata pressione idrostatica che tenderebbe ad allargare e

conseguentemente distruggere il tubo di contenimento) ed evitare che le acque di falda più profonde e pure vengano inquinate da quelle meno profonde.

Il grande vantaggio di avere un campo di sonde verticali risiede nella temperatura del terreno che, grazie alla bassa diffusività termica dello stesso, già a partire da una decina di metri di profondità rimane pressoché costante e pari alla temperatura media annuale locale, con un gradiente tipico di 3°C ogni 100 m. Questa caratteristica conferisce alle pompe di calore con scambiatore verticale prestazioni elevate e circa costanti durante il loro funzionamento, indipendentemente dalla temperatura dell'aria esterna. Qualora il campo sonde sia compatto e costituito da molte sonde, con carichi termici sbilanciati tra inverno ed estate, col trascorrere del tempo si può avere però un peggioramento progressivo delle condizioni del terreno e quindi delle prestazioni della pompa di calore: la temperatura del terreno decresce (carichi invernali superiori a quelli estivi) o aumenta (carichi invernali inferiori a quelli estivi) negli anni.

Diversi approcci sono stati considerati per evitare tali problemi [15]. Una soluzione innovativa consiste nell'utilizzo di una pompa di calore dual-source, in grado di utilizzare alternativamente sia l'aria esterna che il fluido termovettore circolante nelle sonde come sorgente esterna per la pompa di calore. Una pompa di calore dual-source possiede due scambiatori esterni: uno attraversato esternamente dall'aria e l'altro percorso dal fluido termovettore circolante nelle sonde [16]. Tale scelta impiantistica fornisce diversi vantaggi:

- il costo è senza dubbio inferiore a quello richiesto dall'utilizzo di uno scambiatore addizionale esterno come può essere una torre di raffreddamento;
- potendo ridurre la taglia del campo sonde, si abbassano conseguentemente i costi associati;
- l'energia consumata può essere ridotta, se viene adottata un'adeguata strategia per la scelta della sorgente che di volta in volta deve essere impiegata (aria o terreno);
- il numero di cicli di defrost (sbrinamento dello scambiatore esterno) può calare grazie al funzionamento a terreno durante i periodi più critici.

La logica di regolazione impiegata in questo studio è basata sul controllo dell'aria esterna: nei momenti in cui le prestazioni della macchina peggiorerebbero a causa della diminuzione della temperatura dell'aria in inverno, la pompa di calore passa in modalità terreno, permettendo di lavorare con prestazioni più elevate. Nel caso di edifici con carichi termici sbilanciati (es. carico invernale superiore a quello estivo), l'impiego dell'aria esterna permette di ridurre il carico termico sul terreno, evitandone così la degenerazione della temperatura, che influirebbe negativamente sulle prestazioni della pompa di calore.

2.3.2 Caso studio

È stato simulato, attraverso i tool ALMABuild [17-20] e Simulink (MATLAB), un impianto a pompa di calore dual-source aria/terreno-acqua, adibito sia al riscaldamento invernale che al raffrescamento estivo di un edificio residenziale ubicato a Bologna (Figura 11).

L'edificio è costituito da quattro zone termiche a pian terreno e da un sottotetto non riscaldato. La superficie netta del pavimento è pari a 111.6 m² (area lorda pari a 129.4 m²), il volume netto, ossia privato dei muri, è pari a 301.5 m³ con un rapporto superficie/volume pari a 1.32 m⁻¹. In Tabella 6 sono riportate le trasmittanze dei vari componenti di involucro.

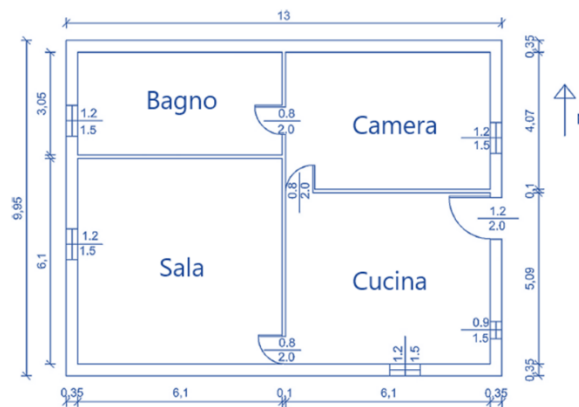


Figura 11. Planimetria dell'edificio

Tabella 6. Trasmittanze termiche dei diversi componenti di involucro

Componente di involucro	Trasmittanza termica [W/m ² K]
Muro esterno	0.38
Muro interno	1.79
Pavimento	0.28
Solaio	1.04
Tetto	0.401
Finestra	1.77
Porta esterna	2.5

La valutazione del carico termico invernale ed estivo è stata eseguita attraverso ALMABuild [17-20], fissando la temperatura interna pari a 20°C in inverno e 26°C in estate. I carichi invernali risultano ampiamente superiori a quelli estivi: il carico di progetto si raggiunge a gennaio ed è pari a 6150 W mentre quello per raffrescamento estivo ha un valore di 1660 W. Il dimensionamento della pompa di calore, del campo sonde e dei fan-coil viene dunque effettuato in funzione dei carichi termici invernali.

Per dimensionare il campo sonde, rimanendo in prossimità di un valore consueto di potenza per unità di lunghezza ceduta al terreno, si scelgono due sonde, a doppio tubo a U in polietilene, da 75 m l'una, ottenendo così circa 27 W/m [21]. Le caratteristiche termiche e geometriche di ciascuna sonda, del terreno e del fluido termovettore sono riportate rispettivamente in Tabella 7, Tabella 8 e Tabella 9.

Tabella 7. Caratteristiche termiche e geometriche della sonda a doppio tubo ad U

Diametro sonda	0.156 m
Diametro interno tubo polietilene	0.026 m
Diametro esterno tubo polietilene	0.032 m
Conducibilità malta sigillante	1.6 W/mK
Conducibilità polietilene	0.355 W/mK
Shank spacing	0.083 m
Resistenza termica sonda	0.1 mK/W

Tabella 8. Proprietà termofisiche del terreno

Conducibilità termica	1.97 W/mK
Diffusività termica	8.8×10 ⁻⁷ m ² /s
Temperatura del terreno indisturbata	13.17°C

Tabella 9. Proprietà termofisiche del fluido termovettore [22]

Conducibilità termica	0.4939 W/mK
Densità	1021 kg/m ³
Capacità termica specifica	4021 J/kgK
Viscosità cinematica	3.249×10 ⁻⁶ m ² /s
Concentrazione glicole propilenico	20%
Temperatura di congelamento	-8°C

Per condizionare le zone termiche sono stati scelti dei fan-coil, in grado di operare sia in riscaldamento invernale che raffrescamento estivo. Le condizioni di progetto in inverno sono: temperatura dell'aria: 20°C; temperatura dell'acqua in ingresso ai fan-coil: 40°C; salto di temperatura tra ingresso e uscita fan-coil: 5°C; potenza nominale terminali: da 1170 a 1890 W. Le condizioni estive di progetto sono: temperatura di bulbo secco dell'aria: 26°C; temperatura di bulbo umido dell'aria: 20°C; temperatura dell'acqua in ingresso al fan-coil: 7°C; salto di temperatura tra ingresso e uscita fan-coil: 5°C; potenza nominale totale terminali: da 1054 a 1852W.

La pompa di calore impiegata è un'unità dual-source aria/terreno dotata di inverter, accoppiata ad un serbatoio di accumulo termico da 120 litri. In regime invernale, la macchina è in grado di erogare 7.74 kW di potenza termica (COP 2.66), con sorgente esterna aria, nelle seguenti condizioni: temperatura dell'aria esterna in ingresso alla pompa di calore: -7°C; temperatura dell'acqua lato utenza in ingresso alla pompa di calore: 35°C; salto di temperatura ingresso-uscita generatore del fluido lato utenza: 5°C; frequenza operativa: 110 Hz. In regime estivo, la stessa unità è in grado di erogare 2.92 kW in funzionamento ad aria (EER 3.26) nelle seguenti condizioni: temperatura dell'aria esterna in ingresso alla pompa di calore: 35°C; temperatura dell'acqua lato utenza in ingresso alla pompa di calore: 12°C; salto di temperatura ingresso-uscita generatore del fluido lato utenza: 5°C; frequenza operativa: 30 Hz.

Impiegando come sorgente esterna il terreno, in regime invernale la macchina è in grado di erogare 6.34 kW (COP 3.11) nelle seguenti condizioni: temperatura acqua-glicole lato sorgente in ingresso alla pompa di calore: -5°C; temperatura acqua lato utenza in ingresso alla pompa di calore: 35°C; salto di temperatura ingresso-uscita generatore del fluido lato utenza: 5°C; frequenza operativa: 90 Hz. In regime estivo la stessa unità è in grado di erogare 3.18 kW in funzionamento a terreno (EER 6.49) nelle seguenti condizioni: temperatura acqua-glicole lato sorgente in ingresso alla pompa di calore: 25°C; temperatura acqua lato utenza in ingresso alla pompa di calore: 12°C; salto di temperatura ingresso-uscita generatore del fluido lato utenza: 5°C; frequenza operativa: 30 Hz.

La pompa di calore deve garantire il mantenimento di 20°C all'interno delle zone termiche in inverno e 26°C in estate, inoltre non è previsto un sistema di back-up essendo la pompa di calore dimensionata per soddisfare completamente il carico termico totale richiesto dall'edificio nel mese più gravoso.

La logica che definisce l'impiego di una sorgente piuttosto che l'altra (aria o terreno) durante il funzionamento invernale è basata sull'utilizzo di una temperatura di soglia, detta di switch. La temperatura dell'aria esterna viene confrontata con tale temperatura di riferimento e, se la temperatura dell'aria risulta superiore a quella di switch, viene sfruttata l'energia presente nell'aria, viceversa, quando la temperatura dell'aria esterna scende sotto la temperatura di switch, viene impiegata l'energia proveniente dal terreno. Durante il regime estivo viene impiegato il funzionamento a terreno per bilanciare parzialmente i carichi.

2.3.3 Risultati

Utilizzando il tool ALMABuild [17-20], sono state effettuate simulazioni di diverse configurazioni impiantistiche. In particolare, sono stati confrontati i casi in cui la pompa di calore lavora soltanto in modalità aria (ovvero l'unità dual-source si comporta come una pompa di calore air-source), in cui la sola sorgente esterna è il terreno (ovvero l'unità dual-source si comporta come una pompa di calore accoppiata al terreno) e in cui il generatore opera in modalità doppia sorgente impiegando una temperatura di switch pari a 4°C.

I primi risultati analizzati riguardano l'effetto dei cicli di defrost, che vengono attuati attraverso l'inversione del ciclo frigorifero e possono essere evitati soltanto utilizzando la sorgente terreno. Ogni qual volta un ciclo di defrost viene attuato, una potenza termica di 11.4 kW viene estratta dal fluido termovettore acqua che scorre nel circuito lato utenza mentre attraversa lo scambiatore interno della pompa di calore e ciò comporta una riduzione della temperatura dell'acqua. Dai risultati è emerso come l'accumulo termico non sia in grado di limitare sensibilmente tale riduzione se la frequenza dei cicli di defrost è elevata, come nel caso di pompa di calore air-source. Man mano che la frequenza dei cicli di defrost si riduce (pompa di calore dual-source), l'accumulo risulta sempre più in grado di gestire i cali di temperatura nell'acqua, fino al caso in cui, in assenza di defrost (pompa di calore accoppiata al terreno), la temperatura dell'acqua nell'accumulo rimane entro i range stabiliti, ovvero tra 37.5 e 42.5°C in inverno.

Si è osservato che, in seguito ai cicli di sbrinamento, la temperatura nei locali scende e i terminali stessi gestiscono con maggiore difficoltà i nuovi carichi richiesti. Nel caso di macchina air-source, la temperatura nei locali tocca anche minimi di 18°C. Quando si utilizza la modalità dual-source, la frequenza dei cicli di defrost cala significativamente (23 h in totale rispetto a 68 h del caso precedente) e ne trae beneficio la temperatura dell'acqua nel circuito lato utenza e quindi la temperatura nei locali rimane più alta (si raggiungono minimi di 19°C). Nel caso di pompa di calore accoppiata al terreno, le condizioni di lavoro sono più stabili e meno discontinue, la temperatura dell'acqua nel circuito lato utenza non scende sotto 37°C, i terminali riescono a gestire il carico richiesto e la temperatura ambiente non cala al di sotto di 19.5°C.

Un altro interessante risultato riguarda il numero di cicli on-off eseguiti dalla pompa di calore (situazione associata ad un calo delle prestazioni della macchina). In regime invernale si passa da un minimo di 1834 cicli per la pompa di calore accoppiata al terreno fino ad un massimo di 2743 (+50%) per la pompa di calore ad aria. Durante il raffrescamento estivo, invece, il numero di cicli on-off è simile in tutti e tre i casi: 1526 per la macchina ad aria, 1522 per quella a terreno e 1523 per la dual-source.

Il valore percentuale di ore di funzionamento della pompa di calore in inverno si attesta tra un minimo di 77 e un massimo di 83%, rispettivamente per la modalità ad aria e quella a terreno, evidenziando il peso del carico termico invernale. Il numero di ore in cui le unità sono accese in estate si attesta invece sul 21% in tutti i casi (circa un quinto del tempo totale), sottolineando come il carico estivo sia limitato rispetto a quello invernale.

È stata inoltre indagata, per la pompa di calore dual-source con temperatura di switch 4°C e per quella accoppiata al terreno, l'andamento della temperatura media del fluido nelle sonde durante tutto l'anno, riportata in Figura 12.

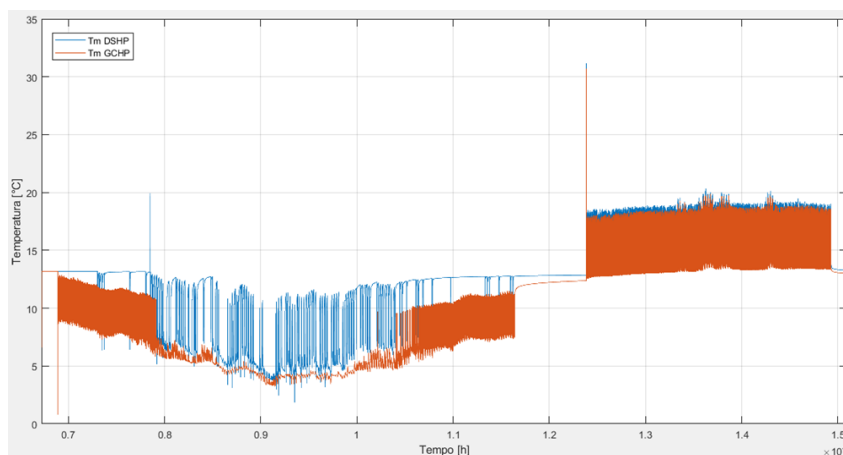


Figura 12. Andamento annuale della temperatura media del fluido nelle sonde per la pompa di calore accoppiata al terreno (curva arancione) e dual-source (curva blu)

La differenza tra le due curve in Figura 12 è data dalla possibilità della pompa di calore dual-source di sfruttare in inverno una sorgente diversa dal terreno, quando le condizioni esterne dell’aria lo permettono (temperatura dell’aria esterna superiore a 4°C). Questo permette al terreno di rigenerarsi quando viene sostituito dall’aria, soprattutto durante le mezze stagioni. La temperatura media con la pompa di calore dual-source nei mesi più freddi è, per tale motivo, superiore al caso a terreno, con una differenza che va da 0.5°C (nel giorno di massimo carico invernale per il terreno) in su.

In Tabella 10 vengono riportati i coefficienti di prestazione stagionali ed annuali ottenuti per i tre casi analizzati.

Tabella 10. Coefficienti di prestazione nei diversi casi

Pompa di calore	SCOP	SEER	APF
Aria	3.15	3.62	3.19
Dual-source	3.76	5.26	3.85
Terreno	4.39	5.26	4.46

I risultati per la macchina ad aria risultano nettamente inferiori rispetto ai casi in cui la pompa di calore sfrutta, totalmente o in parte, l’energia proveniente dal terreno. Per la pompa di calore dual-source e per quella accoppiata al terreno si guadagna, rispetto alla modalità ad aria, rispettivamente:

- in termini di SCOP il 19 e il 39%;
- in termini di SEER il 45% ;
- in termini di APF il 21 e il 40%.

Si vuole sottolineare come le maggiori prestazioni nel caso di pompa di calore accoppiata al terreno rispetto a quello di macchina dual-source siano in questo caso dovute alla presenza di un campo sonde ben dimensionato. Una pompa di calore dual-source può determinare prestazioni migliori nel caso di campo sottodimensionato, realizzato per risparmiare sui notevoli costi di impianto associati alla realizzazione del campo sonde o nel caso di campo che in corso d’opera si rivela sottodimensionato per una sopraggiunta variazione dei carichi dell’edificio. A tal fine in Figura 13 vengono confrontati gli andamenti della temperatura adimensionale media sulla superficie sonda-terreno per un periodo di tempo adimensionale corrispondente a circa 50 anni, ottenuti con un campo sottodimensionato costituito da un’unica sonda profonda 65 m, con pompa di calore accoppiata al terreno (Figura 13a) e con macchina dual-source e temperatura di switch 4°C (Figura 13b). Confrontando le due curve si nota come con la macchina dual-

source le temperature invernali del terreno e, quindi, le prestazioni della pompa di calore si mantengano migliori negli anni.

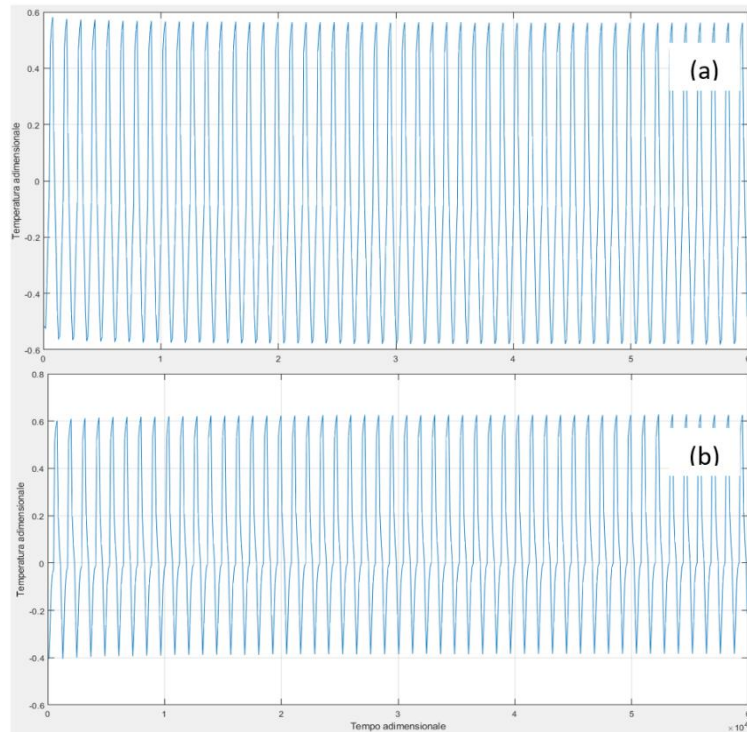


Figura 13. Andamento temporale della temperatura adimensionale sulla superficie sonda-terreno con 1 sonda da 65 m; pompa di calore accoppiata al terreno (a) e macchina dual-source con temperatura di switch 4°C (b)

2.4 Simulazione dinamica di sistemi a pompa di calore dual-source aria/terreno e fotovoltaico

2.4.1 Background

Negli ultimi anni, secondo il Ministero dello Sviluppo Economico [23], l'Italia ha proseguito il suo percorso di rafforzamento della sostenibilità ambientale, dell'efficienza e della sicurezza del proprio sistema energetico. Le fonti rinnovabili (FER) hanno consolidato il proprio ruolo di primo piano nel panorama energetico nazionale confermandosi una componente centrale dello sviluppo sostenibile del Paese, anche in termini di ricadute occupazionali. Si stima che nel 2016 le FER abbiano coperto il 17.6% dei consumi finali lordi di energia con un contributo particolarmente rilevante nel settore termico ed elettrico.

Ultimamente è proseguito il miglioramento dell'efficienza energetica, frutto anche dei molti strumenti di promozione adottati (dalle detrazioni fiscali per la riqualificazione energetica degli edifici, al Conto termico, ai Titoli di efficienza energetica, al Superbonus 110%) che hanno portato a rilevanti risparmi di energia e, conseguentemente, alla riduzione di emissioni inquinanti [24].

Il termine efficienza energetica implica uno sfruttamento più razionale dell'energia, eliminando sprechi dovuti al funzionamento e alla gestione non ottimale di sistemi semplici e complessi, sia a livello locale, sia di un intero Paese. In questo contesto di efficienza energetica e innovazione tecnologica si inserisce una nuova generazione di impianti di climatizzazione basati sull'utilizzo di pompe di calore invertibili che operano secondo un approccio multi-sorgente, ovvero in grado di sfruttare sia l'aria esterna che il terreno come serbatoio esterno, in modo da massimizzare le prestazioni d'impianto e aumentare la quota di energia rinnovabile utilizzata.

L'utilizzo di una combinazione di serbatoi termici esterni complementari (aria/terreno), caratterizzati da livelli termici differenti e da una diversa stabilità stagionale, al posto di un unico serbatoio esterno, consente infatti di utilizzare al meglio le diverse fonti e ridurre significativamente il ricorso al sovradimensionamento degli scambiatori che operano con l'ambiente esterno. L'alimentazione del sistema tramite impianti fotovoltaici e la progettazione di un sistema di controllo intelligente in grado di selezionare il serbatoio esterno con cui far operare la pompa di calore al variare delle condizioni di lavoro e climatiche può permettere di massimizzare le prestazioni energetiche stagionali di tali impianti dual-source.

La pompa di calore dual-source presenta ulteriori vantaggi rispetto alle pompe di calore convenzionali a singola sorgente. Infatti, la doppia sorgente ha un costo di installazione contenuto grazie alla ridotta dimensione del campo sonde e vanta prestazioni stabili ed elevate durante tutto l'anno. In aggiunta, vengono fortemente ridotte le inefficienze e il discomfort percepito nei locali condizionati a seguito dei cicli di defrost della macchina, che vengono sensibilmente ridotti grazie allo sfruttamento del terreno nei periodi più critici.

2.4.2 Caso studio

È stato simulato attraverso il software TRNSYS un prototipo di pompa di calore dual-source del tipo aria/terreno-acqua, al fine di valutare la modalità di controllo della sorgente esterna che attesti i migliori coefficienti di prestazione. Al sistema è inoltre accoppiato un impianto fotovoltaico, in grado di fornire alla pompa di calore parte dell'energia elettrica assorbita per decretare un risparmio energetico ed economico.

L'edificio scelto per la simulazione è descritto in un report dell'International Energy Agency (IEA) [7]. Nella parte B (Buildings and space load) del report vengono definiti tre edifici di riferimento con diverse caratteristiche in termini di prestazioni energetiche ed in particolare è stato scelto l'edificio SFH100 (edificio esistente non riqualificato). Tale edificio è caratterizzato da una richiesta di energia termica annuale di 100 kWh/m² nel clima di Strasburgo. Il modello presenta una superficie utile in pianta di 70 m², si compone di due zone termiche (piano terra e primo piano) separate da un solaio interpiano, l'altezza netta di ogni piano è di 2.6 m. La copertura è realizzata con un tetto a falde con orientamento nord-sud. La superficie utile totale è pari a 140 m², il volume totale riscaldato è 424.45 m³ ed il rapporto superficie/volume è pari a 0.329 m⁻¹. La località scelta per l'edificio è Bologna (zona climatica E). Relativamente ai carichi termici nelle condizioni di progetto per riscaldamento e raffrescamento, la potenza di picco richiesta dall'intero edificio è di 7.42 kW in inverno e 5.67 kW in estate.

I terminali dell'impianto di riscaldamento installati sono fan-coil, che si adattano alle caratteristiche di un sistema di generazione a pompa di calore invertibile; la potenza totale installata è di 7.4 kW.

Il prototipo di pompa di calore dual-source aria/terreno oggetto di studio è un modello dotato di inverter. In Figura 14 sono riportati gli andamenti di potenza termica (frigorifera) e di COP (EER) in funzione della temperatura dell'aria esterna, per diverse frequenze del compressore. In Figura 15 sono riportate le analoghe curve per la modalità di funzionamento a terreno.

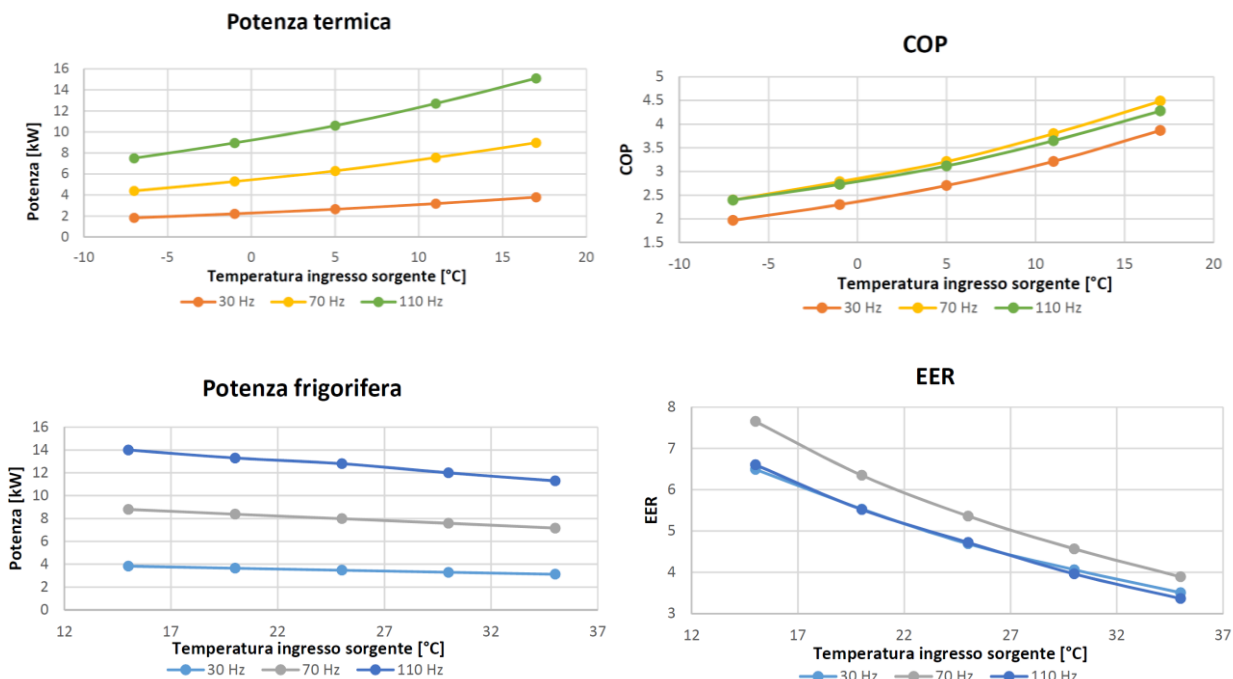


Figura 14. Potenza termica erogata e COP in riscaldamento e potenza frigorifera ed EER in raffrescamento, al variare della temperatura dell'aria esterna, per diverse frequenze del compressore

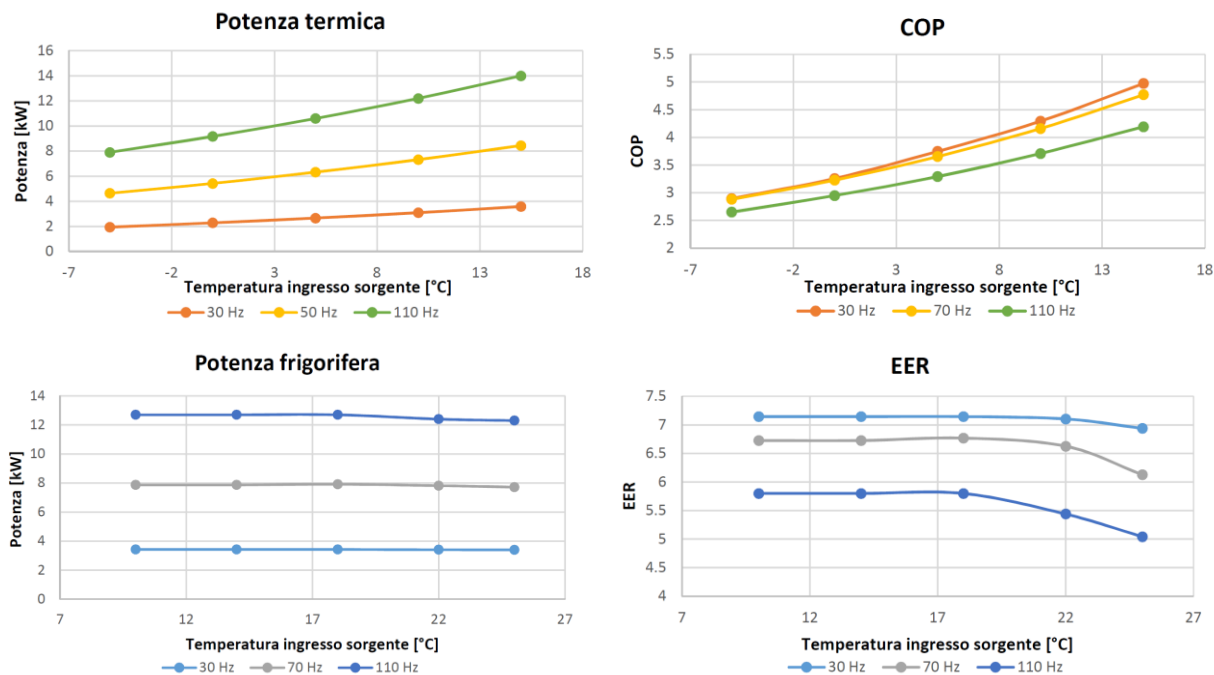


Figura 15. Potenza termica erogata e COP in riscaldamento e potenza frigorifera ed EER in raffrescamento, al variare della temperatura del fluido in uscita dalle sonde, per diverse frequenze del compressore

Sono state considerate diverse configurazioni del campo di sonde geotermiche verticali accoppiate alla macchina: sonda singola profonda 60 m, sonda singola profonda 80 m, sonda singola profonda 100 m, 2 sonde profonde 60 m ciascuna, 2 sonde profonde 80 m ciascuna, 2 sonde profonde 100 m ciascuna.

Sono state valutate anche diverse configurazioni dei pannelli fotovoltaici, da installare sulla falda sud (inclinazione 45°) ed eventualmente anche sulla falda nord (inclinazione 20°) dell’edificio. La scheda tecnica dei pannelli scelti è mostrata in Figura 16.

Il numero massimo di moduli che si possono installare è 12 moduli per la falda sud e 30 moduli per la falda nord. Si vuole evidenziare che la configurazione scelta è quella di impianto fotovoltaico tradizionale, privo di accumulo energetico e connesso alla rete (grid connected). Questa tipologia privilegia la condizione di produzione e consumo contemporanei, mentre l’eccesso di produzione rispetto al fabbisogno istantaneo viene riversato in rete.

Dati di resa con STC ¹⁾		
Potenza nominale P _{max}	W _p	260
Tolleranza di potenza	W	0/+5
Tensione MPP ²⁾ U _{MPP}	V	30,3
Tensione MPP ²⁾ I _{MPP}	A	8,57
Tensione a vuoto U _{oc}	V	38,50
Corrente di corto circuito I _{sc}	A	9,01
Efficienza modulo	%	15,67
Dati di resa con NOCT ²⁾		
Potenza nominale P _{max}	W _p	190,1
Tensione U _{MPP}	V	29,3
Tensione a vuoto U _{oc}	V	36,1
Corrente di corto circuito I _{sc}	A	7,0
Riduzione della resa con 200 W/m ²	%	0,1
Coefficienti di temperatura		
Potenza	%/°C	-0,43
Tensione a vuoto	%/°C	-0,32
Corrente di corto circuito	%/°C	0,06
Tensione massima di sistema	V	1000
Resistenza alla corrente inversa	A	15

Figura 16. Scheda tecnica dei moduli fotovoltaici

2.4.3 Risultati

Sono state modellate differenti logiche di controllo, che definiscono la modalità di funzionamento della pompa di calore dual-source, ovvero funzionamento ad aria (ASM), oppure a terreno (GSM):

- Controllo A: controllo diretto sulla temperatura di bulbo secco dell’aria esterna;
- Controllo B: confronto tra la temperatura dell’aria esterna e la temperatura del fluido in ingresso alla pompa di calore lato sonde;
- Controllo C: confronto tra la temperatura dell’aria esterna e la temperatura del fluido in ingresso alla pompa di calore lato sonde, evitando il defrost;
- Controllo D: confronto tra la temperatura di bulbo umido dell’aria esterna e la temperatura del fluido in ingresso lato sonde, evitando il defrost;
- Controllo E: confronto tra la temperatura dell’aria esterna e la temperatura media del fluido lato sonde, evitando il defrost;
- Controllo F: confronto tra la temperatura di bulbo umido dell’aria esterna e la temperatura media del fluido lato sonde, evitando il defrost;
- Controllo G: controllo diretto sulla temperatura del terreno.

Si vuole sottolineare che, durante il periodo estivo, in tutti i casi è stato utilizzato solamente il terreno come pozzo caldo, per contrastare lo sbilanciamento dei carichi tra inverno ed estate, al fine di evitare la deriva termica del terreno.

Sono state effettuate simulazioni su un arco temporale di 16 anni per valutare la sostenibilità dell’impianto sul lungo periodo.

Relativamente al controllo A, è stata eseguita una serie di simulazioni per studiare le prestazioni della pompa di calore dual-source in funzione della temperatura di switch. Le temperature di controllo impostate vanno da 0 a 16°C, con passo di 2°C. Al di sotto di tale temperatura di switch, la macchina lavora in modalità GSM; al di sopra, in modalità ASM. Si è riscontrato che la temperatura ottimale di switch, ovvero la temperatura che consente alla pompa di calore di operare con le maggiori prestazioni, non è univoca per le diverse lunghezze del campo sonde, ma aumenta all'aumentare della lunghezza del campo. La Tabella 11 riporta la temperatura di switch ottimale e il corrispondente APF (Annual Performance Factor, rapporto tra l'energia termica e frigorifera prodotta dalla pompa di calore annualmente e la corrispondente energia elettrica consumata) in funzione della lunghezza del campo sonde, relativamente all'ottavo anno di simulazione.

Tuttavia, si è verificata la non sostenibilità delle configurazioni a sonda singola da 60 e 80 m, poiché tali casi hanno fatto registrare temperature del fluido in ingresso alla pompa di calore inferiori al limite minimo tollerato dalla macchina (-5°C). La configurazione che è stata assunta come caso di riferimento è quindi la sonda singola da 100 m, sia per la sua sostenibilità di lungo termine, sia perché le prestazioni annuali risultano penalizzate solamente di un 10% rispetto al caso di 2 sonde da 100 m (configurazione a più elevate prestazioni), a fronte di un minore costo d'investimento associato.

Tabella 11. Temperatura ottimale di switch e prestazioni dell'8° anno di simulazione, in funzione del campo sonde

Campo sonde	Tswitch ottimale [°C]	APF
1 × 60 m	4	3.31
1 × 80 m	6	3.48
1 × 100 m	6	3.63
2 × 60 m	8	3.74
2 × 80 m	10	3.92
2 × 100 m	12	4.06

Da un confronto fra i risultati ottenuti dalle logiche di controllo B, C e D, è emerso come la logica migliore risulti essere la C, in accordo con i dati della Tabella 12. Infatti, tale strategia di controllo seleziona la fonte esterna a temperatura migliore, evitando prioritariamente l'attivazione dei cicli di defrost, grazie ad un controllo sulla temperatura esterna (si lavora comunque in modalità GSM quando la temperatura dell'aria è inferiore a 6°C). Tale controllo, oltre a ridurre le inefficienze e il discomfort percepito nei locali condizionati a seguito dei cicli di defrost, garantisce un risparmio energetico sul periodo simulato di 2938 kWh termici e 932 kWh elettrici, rispetto al controllo B.

Il controllo C, inoltre, effettuando una valutazione sulla temperatura di bulbo secco dell'aria esterna, impone alla pompa di calore un maggiore funzionamento in modalità ASM rispetto al controllo D (+2610 ore), preferibile nel caso di prestazioni simili, in quanto si evita di scaricare il terreno a causa di un funzionamento prolungato in modalità GSM nella stagione invernale.

È stato pertanto selezionato il controllo C come logica di riferimento, grazie a:

- Prestazioni leggermente migliori;
- Risparmio di energia termica ed elettrica dovuto all'eliminazione del defrost;
- Scarica del terreno inferiore in virtù di un maggiore funzionamento in modalità ASM.

Tabella 12. Prestazioni e temperatura minima del terreno nell'8° anno di simulazione, controlli B, C, D

Controllo	APF	Temperatura min terreno [°C]
B	3.65	11.90
C	3.66	11.69
D	3.65	11.51

Il confronto tra le due logiche di controllo E ed F ha individuato nel controllo E un miglior APF e temperature minime del terreno superiori, indicative di un minore sfruttamento termico del terreno (Tabella 13).

Tabella 13. Prestazioni e temperatura minima del terreno nell'8° anno di simulazione, controlli E, F

Controllo	APF	Temperatura min terreno [°C]
E	3.65	11.72
F	3.63	11.53

I risultati ottenuti per il controllo G, riassunti in Tabella 14, dimostrano un comportamento singolare: impedendo al terreno di scendere sotto il limite di temperatura di 12°C, si induce la pompa di calore a lavorare per periodi prolungati nella modalità definita dallo switch (ASM o GSM), a causa della lenta variabilità temporale della temperatura del terreno. Nonostante si siano registrate temperature minime del terreno superiori agli altri controlli, le prestazioni della pompa di calore sono risultate inferiori, in termini di APF, rispetto a tutti gli altri casi.

Tabella 14. Prestazioni e temperatura minima del terreno nell'8° anno di simulazione, controllo G

Controllo	APF	Temperatura min terreno [°C]
G	3.51	11.99

Dal confronto generale dei risultati ottenuti tramite le diverse strategie di controllo, emerge come la logica di controllo C debba essere scelta in quanto logica ottimale, come dimostrato anche dai risultati prestazionali in funzione del tempo riportati in Figura 17.

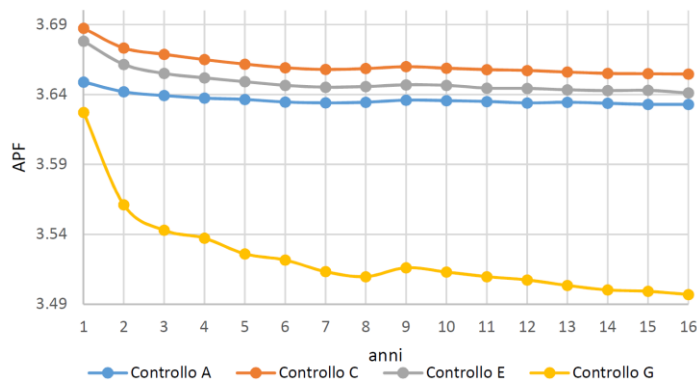


Figura 17. Andamento temporale degli APF della pompa di calore con diversi controlli

Una volta definita la logica di controllo ottimale, si è proceduto con l'integrazione di un impianto fotovoltaico in grado di soddisfare in parte la richiesta elettrica della pompa di calore e dell'utenza. Le possibili zone di installazione dell'impianto sono le due falde (sud e nord) del tetto di copertura dell'edificio. In questo senso, è stata impostata un'attenta analisi economica con la quale individuare quale fosse la configurazione di impianto più conveniente. Lo strumento utilizzato è stata una funzione costo, connessa al VAN al 25° anno, che tenesse in considerazione il costo dell'investimento (moduli fotovoltaici, inverter, manodopera) e il risparmio annuo derivato (autoconsumo, scambio sul posto, eccedenze), attualizzato all'anno 0 rispetto ai tassi di interesse, aumento del costo delle risorse energetiche e detrazioni fiscali. È stato quindi creato un modello di simulazione dinamica su TRNSYS che restituisse il valore della funzione costo. Dallo studio è emerso come un aumento smisurato del numero di moduli non produca un proporzionale aumento del risparmio annuo: si arriva ad un punto (40 moduli installati sulla falda sud) in cui l' R_0 resta costante, si raggiunge cioè il punto di pareggio tra immissioni e prelievi che blocca i benefici derivanti dal conto scambio. Da questa condizione in poi riveste maggiore importanza la vendita delle eccedenze al GSE. Dall'analisi è quindi emerso che la condizione in cui si ricopre completamente la falda sud di moduli fotovoltaici, pari all'installazione di 12 moduli, presenta una funzione costo che rende conveniente l'investimento.

Nel corso dello studio è stata presa in considerazione l'installazione dei moduli sulla sola falda sud e l'eventuale ampliamento dell'impianto anche sulla falda nord, per ricercare un risparmio derivante da una maggiore produzione di energia rinnovabile. Ipotizzando lo stesso numero di moduli su entrambe le falde, è emersa la potenzialità estiva della falda nord in virtù della sua minore inclinazione, come mostra la Tabella 15. Su base annuale, invece, tale falda risulta svantaggiata rispetto all'orientazione ottimale a sud di circa un 24%. Da questi risultati è evidente che la condizione in cui si ricopre completamente anche la falda nord di moduli fotovoltaici, pari all'installazione di ulteriori 30 moduli, presenta una funzione costo che rende conveniente l'investimento. I risultati ottenuti dalle simulazioni sono riassunti in Tabella 16.

Tabella 15. Confronto produzione fotovoltaico tra falda sud e nord

	Inclinazione	Superficie utile [m ²]	Produzione FV gennaio [kWh]	Produzione FV giugno [kWh]	Produzione FV annuale [kWh]
Falda sud	45°	27.8	64.33	232.54	1824.5
Falda nord	20°	57.5	16.91	236.26	1382.37
Differenza			-73.72%	+1.60%	-24.23%

Tabella 16. Confronto risultati diverse configurazioni impiantistiche

	Solo PdC		PdC e utenza
	SUD	SUD+NORD	SUD+NORD
Numero moduli SUD	12	12	12
Numero moduli NORD	0	30	30
Potenza di picco installata [kW_p]	3.12	10.92	10.92
Autoconsumo [kWh/anno]	496.36	747.78	1638.44
Immissioni [kWh/anno]	1130	4041.94	3151.28
Prelievi [kWh/anno]	4920.35	4668.93	7591.11
Tempo di ritorno economico [anni]	12	10	10

Nel caso in cui la produzione fotovoltaica sia destinata a soddisfare la sola richiesta della pompa di calore dual-source, è emerso che la condizione di massima copertura delle due falde (12 moduli a sud, 30 a nord) è più vantaggiosa rispetto alla sola falda sud (vedi Tabella 16), ma è necessario disporre di un maggior capitale iniziale. Si attesta infatti un aumento dell'autoconsumo (+50.65%), un notevole aumento del risparmio annuo (+257.69%), la funzione costo al 25° anno è decisamente inferiore (-225.74%) e il tempo di ritorno economico si riduce da 12 a 10 anni. Inoltre, effettuando un confronto sulle prestazioni della pompa di calore dual-source tra il caso di assenza di impianto fotovoltaico e il caso di impianto fotovoltaico sulle falde sud e nord, si verifica un vantaggio in termini prestazionali promosso dall'autoconsumo. Si osserva infatti che l'indice di prestazione annuale APF_{netto} registra un aumento del 16.17%, passando da un valore di 3.66 ad un valore di 4.25.

Infine, con l'inserimento dei consumi dell'utenza elettrica (pompe di circolazione, fan-coil, elettrodomestici), si registra un aumento dei consumi di circa il 70% dovuto prevalentemente alla richiesta degli elettrodomestici. Ne consegue un aumento dell'autoconsumo (+119.11%, vedi Tabella 16) che evidenzia l'importanza di avere una buona produzione da fonte rinnovabile, al fine di ridurre i prelievi dalla rete elettrica e garantire quindi un risparmio annuo maggiore.

3 Life cycle assessment (LCA) di una pompa di calore geotermica (GSHP) e una pompa di calore ad aria (ASHP)

In questo paragrafo si presenta l'analisi del ciclo di vita e i conseguenti impatti ambientali impliciti delle due pompe di calore. Tutti i dati in ingresso e in uscita così come ogni quantità di materiale consumato o sostanza rilasciata nell'ambiente, per ogni fase considerata, saranno normalizzati rispetto all'unità funzionale scelta pari alla produzione di 1 kW di energia termica (U.F). Le fasi del ciclo di vita considerate sono 4: produzione, installazione, uso e decommissioning. La fase di decommissioning è stata considerata solo per le due tipologie di pompe di calore, in quanto per le sonde geotermiche verticali e per i collettori (orizzontali e verticali) è stata considerata una vita utile pari a 100 anni, per cui si prestano a più cicli operativi della pompa di calore geotermica. Il refrigerante considerato è l'R32, omesso nella valutazione del ciclo di vita, in quanto caratterizzato da un valore basso del potenziale di riscaldamento globale (GWP), pari a 675, pertanto inferiore alla soglia di 750 [25].

Tutti i dati riportati nell'analisi di inventario del ciclo di vita sono stati correlati all'energia termica necessaria per il riscaldamento e il raffrescamento considerando l'intera vita operativa dell'impianto pilota (25 anni) pari a 400,975 kWh. Il sistema GSHP considerato è un sistema a circuito chiuso composto da quattro pozzi verticali a diverse profondità per una lunghezza totale di 265 m (35 m, 50 m, 80 m e 100 m) equipaggiati con sonde geotermiche double U, presente nel C.R. Enea Casaccia di Roma.

È stata considerata una temperatura di progetto pari a 0°C, 1415 gradi giorno (zona climatica D), e dieci ore di funzionamento (dal 1° novembre – al 15 aprile). L'utenza simulata da asservire è un locale ad uso ufficio, di superficie pari a 140 m² e altezza di 2,7 m. In particolare, le ore di riscaldamento all'anno saranno 1130, mentre 760 quelle di raffrescamento.

Nella fase di produzione, i dati relativi alle sonde geotermiche verticali sono stati estrapolati da Saner et al. (2010) [26] e Hunter A. K. (2017) [27], quelli riferiti alla pompa di calore geotermica e ad aria da Greening et alii (2012) [28], e adattati all'unità funzionale scelta. I materiali delle pompe di calore sono stati corretti garantendo le proporzioni [28] e il peso complessivo dei modelli commerciali; ovvero 218 kg per la pompa di calore ad aria e 200 kg per la pompa di calore geotermica. I fattori di correzione delle masse (m_{fc}) sono $ASHP_{mfc} = 1,06$ e $GSHP_{mfc} = 1,56$, calcolati in funzione dei pesi delle due tipologie di pompe di calore commerciali (di tipo GSI) e delle potenze.

I collettori di calore GSHP, che collegano i bocca pozzo con la pompa di calore, hanno disposizione sia verticale che orizzontale. I tubi verticali, in polietilene, hanno una lunghezza totale pari a 5 m, mentre i collettori orizzontali, che sono posti all'interno di una trincea che collega ogni coppia di tubi a doppia U da ciascuno dei 4 pozzi, presentano una lunghezza complessiva pari a 42 m. È stata considerata una lunghezza

totale di 1060 m di sonde geotermiche, in polietilene ad alta densità (HDPE), installate in ognuno dei quattro pozzi. Il diametro del foro è di 5 pollici (12,7 cm). La malta riempie l'intero volume del pozzo, meno il volume occupato dai tubi. Il volume totale del pozzo è di 2,96 m³, e di 0,85 m³ il volume totale dei tubi, pertanto il volume riempito da bentonite è pari a 2,11 m³. Sono stati considerati i seguenti valori di densità $\rho_{\text{bentonite}} = 2150 \text{ Kg/m}^3$, $\rho_{\text{acqua}} = 0.999 \text{ gr/cm}^3$ e $\rho_{\text{PVC}} = 1.393 \text{ gr/cm}^3$ rispettivamente per bentonite, acqua e PVC.

Nella fase di installazione, i consumi energetici per le due tipologie di pompe di calore, riferiti alla fase di assemblaggio, sono stati ricavati da Greening et alii (2012) [28] previa applicazione dei fattori di correzione ASHP_{mfc} e GSHP_{mfc}. I consumi energetici vengono riferiti alla fase di perforazione, di spurgo e successiva cementazione del foro con bentonite, e allo scavo delle trincee di raccordo orizzontale dei quattro pozzi.

Per ciò che concerne la fase di utilizzo, il consumo elettrico relativo alla pompa di calore ad aria tiene conto del fabbisogno termico di progetto in modalità riscaldamento (13,45 kW) e raffrescamento (13,69 kW), del coefficiente di prestazione stagionale (SCOP = 3,3), dell'indice di efficienza energetica stagionale (EER = 4,21), delle ore equivalenti di picco in modalità riscaldamento (708) e raffreddamento (476), e del fabbisogno termico in riscaldamento (9522,6 kWh) e in raffreddamento (6516,44 kWh).

Per il sistema GSHP sono stati considerati la potenza elettrica nominale in riscaldamento (3,59 kW) e in raffrescamento (2,55 kW), le ore equivalenti di picco in modalità riscaldamento (708) e raffreddamento (476), il fabbisogno termico in riscaldamento (9522,6 kWh) e in raffreddamento (6516,44 kWh), insieme ai dati prestazionali SCOP = 3,74 ed EER = 5,37.

La fase di decommissioning è stata considerata solo per le due pompe di calore, in quanto la vita utile del circuito sonde, come già detto, è pressoché dell'ordine delle centinaia di anni. Pertanto, lo smaltimento interessa esclusivamente i materiali (rame e acciaio) di cui sono costituite le due pompe di calore, tenendo conto del fattore di correzione della massa sopra citato.

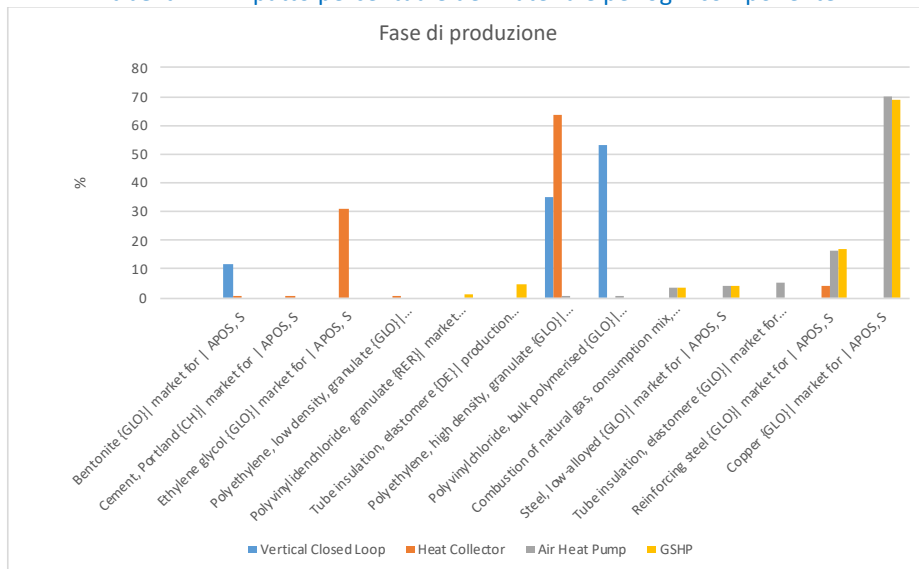
3.1.1 Risultati

L'elaborazione dei dati è stata condotta utilizzando il software SimaPro 9.0. Sono stati determinati gli impatti sui quattro criteri di danno, utilizzando il metodo IMPACT 2002+.

Una volta inseriti i dati di input e output di ogni fase, e il fine vita dei materiali (dati di inventario), si procede con la selezione del metodo di valutazione. I valori positivi rappresentano l'entità del danno, mentre quelli negativi esprimono un danno evitato.

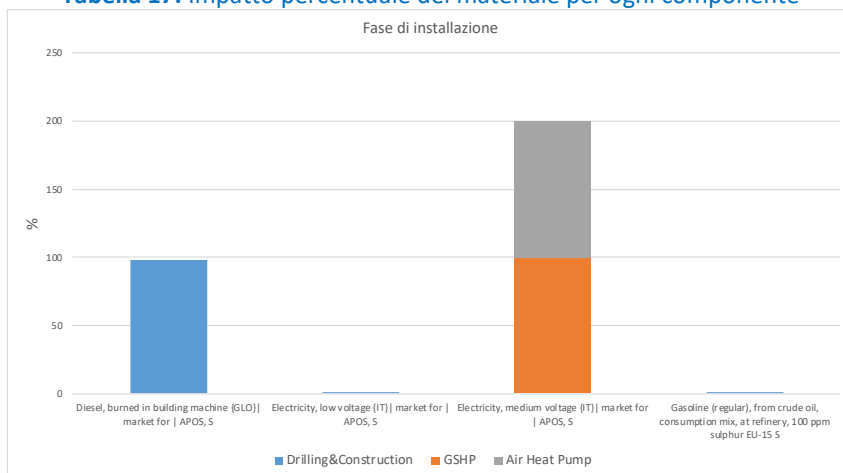
Nella fase di produzione, per il sistema GSHP, è stata considerata la quantità di materiale (kg/kWh), riferita ai quattro pozzi, delle sonde geotermiche (polietilene ad alta densità), del fluido termovettore (acqua), del casing del pozzo (cloruro di vinile - PVC), e della bentonite. Le materie prime dei componenti delle due pompe di calore sono le stesse, ad eccezione del ventilatore esterno della pompa di calore ad aria, costituito da rame e polietilene ad alta densità. Inoltre, è stata considerata la fase di produzione dei collettori di raccordo orizzontale dei quattro pozzi. I maggiori impatti, per entrambi i sistemi, si manifestano sull'ecotossicità acquatica e terrestre. I materiali utilizzati per produrre il sistema GSHP producono un impatto complessivo superiore rispetto al sistema ASHP, pari al 15,8% (ecotossicità acquatica) e al 12,5% (ecotossicità terrestre). Il consumo delle risorse rappresenta il 50% del danno complessivo durante la fase di produzione delle sonde geotermiche. Ciò è dovuto principalmente all'uso del PVC relativo al casing dei quattro pozzi (53%) e all'uso di polietilene ad alta densità per le sonde geotermiche (35%). Al contrario, la produzione delle due pompe di calore ha lo stesso impatto sulla salute umana (54%), sulla qualità dell'ecosistema (17%), sui cambiamenti climatici (13%) e sull'esaurimento delle risorse (16%) (Tabella 17). Ciò è legato all'uso del rame (70%) e dell'acciaio rinforzato (17%) nella fase di costruzione. La fase di produzione dei collettori orizzontali, ha un impatto negativo sulle risorse pari al 49% e sulla salute umana (28%) rispetto al totale. Ciò è dovuto principalmente all'uso di polietilene ad alta densità (64%) e al glicole etilenico che scorre nelle sonde geotermiche (31%).

Tabella 17. Impatto percentuale del materiale per ogni componente



Per quanto riguarda la fase di installazione, sono stati considerati i consumi energetici associati alla realizzazione e alla perforazione del pozzo, riempimento, cementazione e spurgo dei fori. Sono stati inoltre considerati i consumi associati alla fase di assemblaggio delle due pompe di calore. Il sistema GSHP ha un impatto maggiore su tutte le categorie rispetto all'ASHP. Tale influenza è maggiore del 45% sulle radiazioni ionizzanti, maggiore del 77% sull'ecotossicità acquatica e maggiore del 66% sull'ecotossicità terrestre. Questi impatti sono dovuti all'utilizzo del diesel (98%) in fase di perforazione e costruzione (Tabella 18).

Tabella 17. Impatto percentuale del materiale per ogni componente



Entrambe le pompe di calore hanno lo stesso impatto sulle quattro categorie di danno. Ciò è correlato all'utilizzo di energia elettrica a media tensione nell'installazione e nel montaggio di entrambe le pompe di calore. Inoltre, la fase di perforazione e costruzione ha un forte impatto sulla salute umana (56%). Questo è

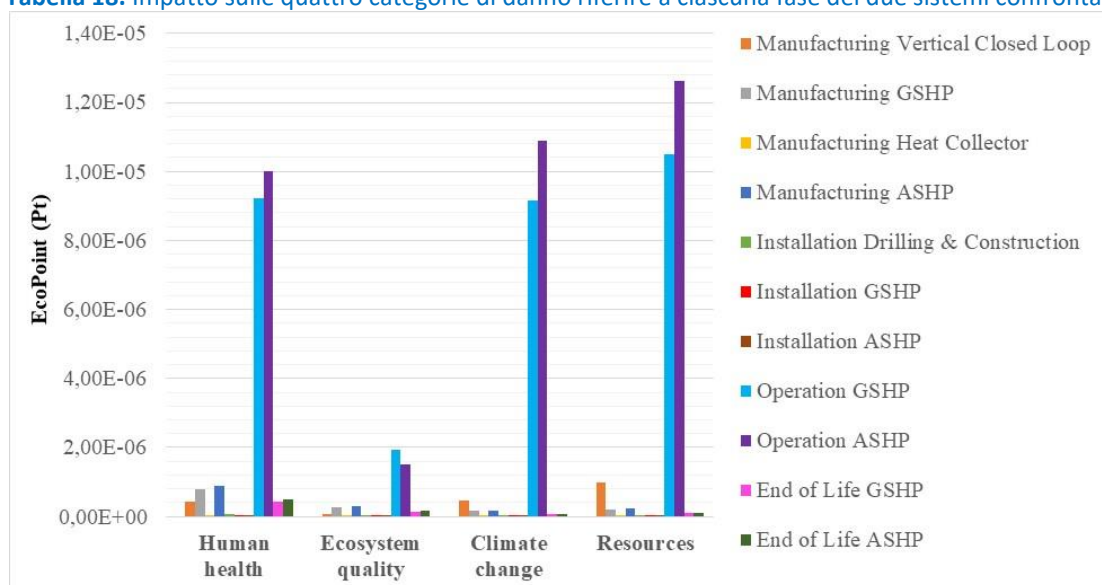
legato al consumo di diverse fonti fossili energetiche nelle varie fasi di realizzazione dei pozzi, dalla perforazione, allo scavo delle trincee, al grouting dei pozzi ecc. Anche per la fase di installazione, il sistema GSHP mostra un impatto complessivamente maggiore sulle principali categorie di danno.

Nella fase di esercizio viene considerato il consumo di elettricità a bassa tensione (IT) associato ai sistemi GSHP e ASHP, considerando una vita utile di 25 anni. Il sistema GSHP mostra un minore impatto sulle radiazioni ionizzanti, sull'ecotossicità acquatica e terrestre e sulle energie rinnovabili pari a -15,2%, rispetto al sistema ASHP. L'utilizzo dei sistemi GSHP e ASHP ha un forte impatto sulla salute umana, sui cambiamenti climatici e sull'esaurimento delle risorse con la stessa distribuzione. Un impatto inferiore si ha sulla categoria di danno riferita alla qualità dell'ecosistema.

Per ciò che concerne la fase di decommissioning è stato considerato lo smaltimento in discarica del rame e dell'acciaio di cui sono costituite entrambe le pompe di calore. Il sistema GSHP presenta un impatto minore (-13%) sull'ecotossicità sia acquatica che terrestre rispetto al sistema ASHP. Entrambe le pompe di calore presentano lo stesso impatto sulle quattro categorie di danno.

In conclusione, la fase più impattante per i due sistemi è la fase di esercizio, a causa del consumo di energia elettrica a bassa tensione (IT), leggermente maggiore per il sistema ASHP rispetto al sistema GSHP. A prima vista, sembrerebbe che il sistema GSHP abbia un impatto complessivo maggiore (Tabella18). Ma è necessario fare alcune considerazioni. Sicuramente le perforazioni, l'installazione delle sonde e del casing dei fori, è la fase di maggior impatto di un sistema GSHP; ma ha la particolarità di essere funzionale a più cicli operativi. Inoltre, la vita utile del sistema geotermico, esclusa la pompa di calore geotermica, può raggiungere i 100 anni. Pertanto, mentre gli impatti derivanti dalla sua produzione e realizzazione sono collocati in un periodo di tempo limitato, i benefici economici e ambientali potrebbero coprire 3 o 4 cicli di vita delle pompe di calore. Pertanto, se l'analisi si estendesse su un periodo di tempo più lungo, i benefici ambientali sarebbero più evidenti. Il sistema GSHP esaminato offre una riduzione di circa il 10% del consumo di energia per il riscaldamento e del 22% per il raffreddamento. Pertanto, dalla valutazione degli impatti per ciascuna fase, è possibile affermare che il sistema GSHP presentato ha un impatto ambientale complessivamente inferiore rispetto al sistema ASHP durante la sua vita.

Tabella 18. Impatto sulle quattro categorie di danno riferire a ciascuna fase dei due sistemi confrontati



4 Conclusioni

In questo report sono stati descritti i principali risultati ottenuti dalle simulazioni energetiche dinamiche di vari tipi di sistemi polivalenti a pompa di calore.

I risultati relativi alla simulazione di un impianto di riscaldamento costituito da una pompa di calore a CO₂ e da collettori solari hanno mostrato come le prestazioni della pompa di calore risentano molto del valore della temperatura di mandata dell'acqua calda prodotta. Impiegando terminali a bassa emissione e col conseguente calo della temperatura in ingresso alla pompa di calore, il valore di SCOP medio stagionale può aumentare del 10% rispetto all'impiego di radiatori ad alta temperatura, anche se la pompa a CO₂ permette di lavorare con valori della temperatura di mandata molto più alti di quelli delle pompe di calore convenzionali.

Dai dati ottenuti si è visto inoltre come i pannelli solari sono in grado di funzionare da backup per la pompa a CO₂ ma come l'incremento dell'area dei collettori solari non influisca significativamente sull'andamento del COP medio stagionale. L'uso dell'energia solare comporta un minore utilizzo della pompa di calore e, di conseguenza, un calo dell'energia elettrica assorbita proporzionale all'aumento dei tempi di off della pompa di calore. Per sfruttare in modo ottimale l'accoppiamento della pompa di calore con il campo solare è importante il dimensionamento dell'accumulo termico da abbinare alla pompa. Un accumulo termico ottimamente dimensionato permette di ridurre l'energia termica erogata dalla pompa di calore e, di conseguenza, l'energia elettrica assorbita. Volumi esagerati di accumulo, a parità di superficie solare captante, possono causare maggiori dispersioni termiche del serbatoio ed un abbassamento del rendimento complessivo del sistema polivalente.

È stato studiato un impianto polivalente, a servizio di una villetta privata, composto da una pompa di calore abbinata a collettori solari per la produzione di acqua calda sanitaria, un accumulo termico, pannelli radianti a pavimento e pannelli fotovoltaici per la produzione di energia elettrica, ventilazione meccanica controllata e deumidificatore. È stata ottenuta una validazione sperimentale del modello energetico del sistema edificio-impianto studiato, attraverso un confronto con i dati reali misurati da contatore. I risultati mettono in evidenza come la presenza del collettore solare permette di ridurre notevolmente i consumi energetici per la produzione di acqua calda sanitaria, garantendo un fattore di copertura annuale superiore al 70%. La quota parte di energia elettrica prodotta da fotovoltaico e autoconsumata è risultata molto elevata durante i mesi invernali, più bassa in estate.

È stato simulato tramite il tool ALMABuild un impianto a pompa di calore dual-source per riscaldamento invernale e raffrescamento estivo accoppiato ad un edificio residenziale. Tale pompa di calore è in grado di impiegare alternativamente come sorgente esterna l'aria o il terreno (grazie all'accoppiamento con un campo di sonde geotermiche). Sono state analizzate diverse configurazioni in cui la macchina, a servizio di un edificio con carichi termici sbilanciati sull'inverno, lavora solo ad aria, solo a terreno o in modalità mista: ad aria se la temperatura dell'aria esterna risulta superiore ad un certo valore di switch, a terreno in caso opposto. Sono state calcolate le penalizzazioni sulle prestazioni dovute ai cicli di sbrinamento della pompa di calore, significative nel caso di pompa di calore ad aria, dimostrando come la frequenza dei cicli di defrost si riduce notevolmente nel caso di sistema dual-source. Relativamente al numero di cicli on-off eseguiti dalla macchina in regime invernale, si è riscontrato un aumento del 50% passando dalla modalità terreno a quella ad aria. L'andamento della temperatura media del fluido nelle sonde ha mostrato come, nel caso di macchina dual-source, si possano ottenere vantaggi sulle prestazioni a lungo termine, sfruttando la rigenerazione del terreno, grazie all'impiego della sorgente aria ogni qualvolta la temperatura dell'aria esterna sia sufficientemente elevata.

È stato simulato un prototipo di pompa di calore dual-source aria/terreno, accoppiato ad un impianto fotovoltaico, allo scopo di valutare la modalità di controllo ottimale per lo sfruttamento alternativo della fonte aria o di quella terreno. I risultati hanno dimostrato come la strategia di controllo migliore sia basata su un confronto tra la temperatura dell'aria esterna e la temperatura del fluido in ingresso alla pompa di calore lato sonde, evitando il defrost. Tale logica, oltre a ridurre il discomfort percepito nei locali condizionati a seguito dei cicli di defrost, garantisce un risparmio energetico grazie alla scelta della fonte esterna a temperatura migliore. È stata inoltre effettuata un'analisi energetico-economica con la quale è stato possibile individuare la configurazione di impianto fotovoltaico più conveniente. Dallo studio è emerso come un aumento del numero di moduli FV non produca un proporzionale aumento del risparmio annuo, mentre risulta conveniente l'installazione di pannelli FV, oltre che sulla falda esposta a sud, anche su

quella a nord. Confrontando le prestazioni della pompa di calore dual-source con e senza impianto fotovoltaico, si è riscontrato un vantaggio in termini prestazionali promosso dall'autoconsumo.

Inoltre, è stata condotta l'analisi del ciclo di vita e i conseguenti impatti sull'ambiente di due opzioni di condizionamento ambientale: pompa di calore geotermica (GSHP) e sistema di condizionamento tradizionale ad aria (ASHP). Oggetto dell'analisi LCA è stato l'impianto geotermico pilota accoppiato a una pompa di calore acqua-acqua realizzato presso il C.R. ENEA-Casaccia (Roma), insieme a un sistema tradizionale a pompa di calore ad aria. Rispetto a un sistema tradizionale, nel GSHP viene sfruttata una risorsa termica che rimane fissa e costante durante tutto l'anno. Ciò si traduce in una maggiore efficienza del sistema e in un minor consumo di energia da parte della pompa di calore. Lo studio LCA, secondo gli standard ISO, è stato condotto su ogni fase del ciclo di vita delle due soluzioni tecnologiche. Tutti i dati riportati nell'analisi dell'inventario del ciclo di vita sono stati correlati alla potenza termica richiesta per il riscaldamento e il raffrescamento durante l'intera vita operativa (25 anni).

Il sistema GSHP, durante la fase di produzione, ha un impatto significativo rispetto agli altri componenti del sistema ASHP. Al contrario, gli impatti leggermente maggiori del sistema ASHP si registrano durante la fase di esercizio. È da considerare che l'attività di scavo e il circuito delle sonde geotermiche hanno una vita utile di 100 anni, il che consente molteplici cicli di vita operativa dell'impianto geotermico. Chiaramente, se l'analisi fosse estesa ad un periodo di tempo più lungo e a un diverso contesto climatico, i benefici economico-ambientali derivanti dall'adozione del GSHP per unità di energia aumenterebbero. Pertanto, si può concludere che il sistema GSHP, nel complesso, è più efficiente dal punto di vista energetico e ha un minore impatto ambientale a lungo termine rispetto a un sistema tradizionale di condizionamento ad aria.

5 Riferimenti bibliografici

1. M. Dongellini, C. Naldi, G.L. Morini, "Seasonal performance evaluation of electric air-to-water heat pump systems", *Applied Thermal Engineering*, 90 (2015), 1072-1081.
2. V. Bianco, F. Scarpa, L.A. Tagliafico, "Estimation of primary energy savings by using heat pumps for heating purposes in the residential sector", *Applied Thermal Engineering*, 114 (2017), 938-947.
3. M. Dongellini, C. Naldi, G.L. Morini, "Sizing effects on the energy performance of reversible air-source heat pumps for office buildings", *Applied Thermal Engineering*, 114 (2017), 1073-1081.
4. F. Wang, C. Liang, X. Zhang, "Research of anti-frosting technology in refrigeration and air conditioning fields: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81 (2018), 707-722.
5. G. Lorentzen, "Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant", *International Journal of Refrigeration*, 17 (1994), pp. 292-301.
6. Regolamento (UE) N.517/2014 del Parlamento Europeo e del Consiglio del 16 Aprile 2014 sui gas fluorurati a effetto serra e che abroga il regolamento (CE) n. 842/2006, 20 Maggio 2014.
7. A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, C. Zilio, "I fluidi frigorigeni. Processi di sostituzione e nuove frontiere tecnologiche", 26 (2007), Area Science Park, Trieste.
8. F. D'Annibale, M. Pieve, G. Boccardi, L. Simonetti, R. Trinchieri – "Sistemi integrati in pompa di calore: individuazione dei casi studio e simulazione software di sistemi polisorgente con PdC a CO₂", Report ENEA (2019).
9. M. Caldera, A. Federici, F. Margiotta, A. Martelli, M. Nocera, A. Pannicelli, S. Piccinelli, G. Puglisi, F. Zanghirella, "Metodologie e strumenti per la raccolta di dati e la definizione di modelli di riferimento dei consumi energetici del settore residenziale, terziario e pubblico", Report ENEA (2016).
10. R. Dott, M.Y. Haller, J. Ruschenburg, F.Ochs, J.Bony, "The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38", Part B: Buildings and Space Heat Load (2013).
11. R. Trinchieri, G. Boccardi, F. D'Annibale, A. Franchi, A. Lattanzi, M. Morlacca, L. Saraceno, A. Scotini, L. Simonetti, G. Petroni, G. Lillo, "Caratterizzazione sperimentale del funzionamento di un sistema ad eiettori multipli in una pompa di calore aria-acqua a CO₂", Report Enea (2015).

12. SOFTWARE DORIN – “Dorin innovation, CO₂ semi-hermetic compressor”, CD Series 2014, Officine Mario Dorin SpA.
13. D. Cortés-Borda, A. Ruiz-Hernández, G. Guillén-Gosálbez, M. Llop, R. Guimerà, M. Sales-Pardo, “Identifying strategies for mitigating the global warming impact of the EU-25 economy using a multi-objective input-output approach”, *Energy Policy*, 77 (2015), 21-30.
14. P. Vocale, G.L. Morini, M. Spiga, "Influence of outdoor air conditions on the air source heat pumps performance", *Energy Procedia*, 45 (2014), 653-662.
15. S. Rees ed, “Advances in ground-source heat pump systems”, Woodhead Publishing (2016).
16. I. Grossi, M. Dongellini, A. Piazzini, G.L. Morini, “Dynamic modelling and energy performance analysis of an innovative dual-source heat pump system”, *Applied Thermal Engineering*, 142 (2018), 745-759.
17. J.P. Campana, G.L. Morini, C. Naldi, M. Dongellini, “ALMABuild”, <https://site.unibo.it/almabuild/it>.
18. J.P. Campana, G.L. Morini, “BESTEST and EN ISO 52016 Benchmarking of ALMABuild, a New Open-Source Simulink Tool for Dynamic Energy Modelling of Buildings”, *Energies*, 12 (2019), 2938.
19. J.P. Campana, G.L. Morini, “The ALMABuild benchmark: a new Simulink open blockset for building energy modelling”, *Atti di XXXVII UIT National Conference*, 24-26 giugno 2019, Padova (Italia).
20. J.P. Campana, G.L. Morini, “ALMABuild as a Design Tool for the Analysis of the Effect of the Occupant Behaviour on the Energy Building Consumptions”, *Atti di 74 Conference of Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2019*, 11-13 settembre 2019, Modena (Italia).
21. C.K. Lee, H.N. Lam, "Computer simulation of borehole ground heat exchangers for geothermal heat pump systems", *Renewable energy*, 33 (2008), 1286-1296.
22. AA.VV., “VDI Heat Atlas” Springer (1993).
23. Ministero dello sviluppo economico, “La situazione energetica nazionale nel 2016”, Direzione generale per la sicurezza dell’approvvigionamento e le infrastrutture energetiche (2017).
24. Ministero dello Sviluppo Economico, “Incentivi per l’efficienza energetica”, <https://www.mise.gov.it/index.php/it/energia/efficienza-energetica/incentivi>.
25. ISO 817:2014 “Refrigerants- Designation and safety classification”.
26. Saner D., Jursake R., Kubert M., Blum P., Hellweg S. and Bayer P., (2010) "Is it only CO₂ that matters? A life cycle perspective on shallow geothermal systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 7, pp. 1798-1813.
27. Hunter A.K “Comparative life cycle assessment: Ground source heat pump system versus gas furnace and air conditioner system” (2017) Master of Applied Science in the Program of Environmental Applied Science and Management, B.E.S., York University, Toronto, Canada.
28. Greening B. and Azapagic G., (2012) "Domestic heat pumps: Life cycle environmental impacts and potential limitations for the UK," *Energy*, vol. 39, no. 1, pp. 205-217.

6 Abbreviazioni ed acronimi

APF = Annual Performance Factor
 ASM = Air Source Mode
 BHE = Borehole Heat Exchanger
 COP = Coefficient Of Performance
 EER = Energy Efficiency Ratio
 FER = Fonti Energetiche Rinnovabili
 GSM = Ground Source Mode
 GWP = Global Warming Potential
 ODP = Ozone Depletion Potential
 RES = Renewable Energy Sources
 SCOP = Seasonal Coefficient Of Performance
 SEER = Seasonal Energy Efficiency Ratio
 VAN = Valore Attuale Netto

GSHP= Ground Source Heat Pump

ASHP= Air Source Heat Pump

7 Appendice: Curriculum scientifico del gruppo di lavoro

Gian Luca Morini:

Professore Ordinario di Energetica degli Edifici e Termotecnica ING-IND/10 (Fisica Tecnica Industriale) presso l'Università di Bologna dal 2012. Dal 2002 al 2012 è stato Professore Associato presso la stessa Università. È stato segretario della sezione Emilia-Romagna dell'Associazione Termotecnica Italiana (ATI) dal 2005 al 2017. È membro dell'UIT (Unione Italiana Termofluidodinamica) e dell'AICARR (Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria, Riscaldamento e Refrigerazione). Dal 2006 è il rappresentante italiano del Consiglio EUROTHERM. Dal 2008 è membro del Consiglio Scientifico di SHF (Société Hydrotechnique de France). Dal 2008 è membro del Consiglio Scientifico dell'ICHMT (International Center of Heat and Mass Transfer). Dal 2009 è membro dell'Assemblea della World Conference (AWC) on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics. Ha operato quale ricercatore nell'ambito di numerosi contratti e convenzioni di ricerca con Enti Pubblici e Privati e nell'ambito di progetti di ricerca nazionali (PRIN) del Ministero dell'Università e della Ricerca Scientifica in qualità di Responsabile scientifico di Unità e nell'ambito di progetti Europei in qualità di responsabile scientifico (Progetto GASMEMS (2008-2012), Marie Curie Actions, 7 Programma Quadro e MIGRATE (2015-2019) Marie Curie Actions, H2020), Progetto Hybrid BioVGE H2020 (2019-2022). È autore di più di 200 pubblicazioni scientifiche sui temi dell'energetica e dei sistemi a pompa di calore.

Claudia Naldi:

Ricercatrice RTD-A (ING-IND/10-Fisica Tecnica Industriale) presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Bologna dal 2020 e precedentemente Assegnista di Ricerca presso il medesimo Dipartimento. Ha ricevuto il Dottorato di Ricerca dall'Università di Bologna per la tesi dal titolo: "Development and applications of simulation codes for air-to-water and ground-coupled heat pump systems". Svolge attività di ricerca nell'ambito delle pompe di calore accoppiate al terreno e ad aria, per riscaldamento invernale, raffrescamento estivo e produzione di acqua calda sanitaria per edifici ed è autrice di una ventina di pubblicazioni scientifiche sul tema. In particolare, si occupa dello sviluppo di codici di simulazione dinamica per impianti a pompa di calore aria-acqua e accoppiata al terreno ai fini di ottimizzarne le prestazioni stagionali e della simulazione numerica agli elementi finiti di pompe di calore accoppiate al terreno a sonde verticali per lo sviluppo di nuove *g-functions*. Si occupa inoltre della caratterizzazione numerica e sperimentale di materiali a cambiamento di fase. Ha partecipato a convenzioni di ricerca con aziende del settore termotecnico (Galletti, RBM, Danfoss, Pacetti) ed è membro di AICARR (Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria, Riscaldamento e Refrigerazione). Ha partecipato ad alcuni progetti di ricerca nazionali ed europei su temi relativi alle pompe di calore e al retrofit energetico degli edifici.

Paolo Valdiserri:

Professore Associato di Fisica Tecnica Industriale (ING-IND/10) presso l'Università di Bologna. È membro della sezione Emilia-Romagna dell'Associazione Termotecnica Italiana (ATI). È membro dell'UIT (Unione Italiana Termofluidodinamica) e dell'AICARR (Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria, Riscaldamento e Refrigerazione). Ha operato nell'ambito di numerosi contratti e convenzioni di ricerca con Enti Pubblici e Privati e nell'ambito di progetti di ricerca nazionali (PRIN) del Ministero dell'Università e della Ricerca Scientifica in qualità di membro del gruppo di ricerca. L'attività principale di ricerca esamina i fenomeni di scambio termico sia in regime stazionario che dinamico in apparati di uso comune nelle applicazioni industriali e civili. Diversi studi si inseriscono all'interno delle problematiche descritte nelle direttive europee e decreti italiani che vanno sotto il nome dell'efficienza energetica negli edifici.

Cesare Biserni:

Professore Ordinario di Fisica Tecnica Ambientale (ING-IND/11) presso l'Università di Bologna. È membro della sezione Emilia-Romagna dell'Associazione Termotecnica Italiana (ATI). È membro dell'UIT (Unione Italiana Termofluidodinamica). Ha operato nell'ambito di numerosi contratti e convenzioni di ricerca con Enti Pubblici e Privati e nell'ambito di progetti di ricerca nazionali (PRIN) del Ministero dell'Università e della Ricerca Scientifica e in Progetti Europei H2020 in qualità di membro del gruppo di ricerca. L'attività principale di ricerca esamina i fenomeni di scambio termico sia in regime stazionario che dinamico con tecniche numeriche basate sulla teoria costruttale. Esperto di Acustica edilizia. Ha ricevuto Premio UIT (Unione Italiana di Termofluidodinamica) per la migliore Tesi di Dottorato e nel 2012 il riconoscimento dell'ASME (American Society of Mechanical Engineering) come "Outstanding Reviewer 2012".

Eugenia Rossi di Schio:

Professoressa Associata di Fisica Tecnica Industriale dal 2015 presso l'Università di Bologna. Ha insegnato Fisica Tecnica, Trasmissione del Calore, Gestione dell'Energia ed Energetica nei Corsi di Ingegneria Gestionale e Ingegneria Energetica. I suoi interessi di ricerca spaziano dallo scambio termico in fluidi non-Newtoniani e nanofluidi all'energetica industriale e all'analisi dei sistemi a pompa di calore.

Dal 2015 al 2021 è stata delegata del Rettore alle attività di Tirocinio. Dal 2012 al 2015 ha fatto parte del Senato Accademico di UNIBO. E' stata Coordinatrice del Corso di Studio di Ingegneria Energetica.

Gianpietro Fabbri:

Professore Ordinario di Fisica Tecnica Industriale (ING-IND/10) presso l'Università di Bologna. Dopo aver conseguito la Maturità Classica, la Laurea e il Dottorato di Ricerca in Bioautomatica, il Diploma di Composizione Musicale, è stato assunto dall'Università di Bologna nel ruolo di Ricercatore (1992), Professore Associato (2000) e Professore Ordinario (2004). Ha svolto attività di ricerca su processi evolutivi, diffusivi e migratori di entità di vario genere: massa, energia, agenti, popolazioni, idiomi.

Simone Mataloni:

Assegnista di ricerca presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Bologna da Novembre 2021. Collabora con ENEA al progetto "Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali – Ricerca di sistema elettrico" e si occupa di caratterizzazione numerica del campo termico stagionale prodotto da sonde geotermiche. Ha conseguito la Maturità Scientifica e la Laurea Triennale in Ingegneria Chimica. A Maggio 2021 conclude il percorso di Laurea Magistrale in Ingegneria dei Processi Chimici (LM-22) presso Sapienza Università di Roma, presentando il lavoro di tesi: "Modellazione del processo di purificazione del syngas prodotto da gassificazione di rifiuti solidi urbani". Da Dicembre 2021 è abilitato alla professione di Ingegnere Industriale.