POLITECNICO DI TORINO

Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Fabbisogni energetici per la climatizzazione: analisi dei dati di monitoraggio di un sistema polivalente geotermico

Relatore
Prof. Andrea Lanzini

Correlatori
Dott. Francesco Demetrio Minuto
Dott.ssa Cristina Becchio
Dott.ssa Glenda Taddia

Candidato
Matteo Rapisarda

Dicembre 2020

Sommario

Il fabbisogno energetico per il riscaldamento e il raffreddamento, negli edifici e nell'industria, rappresenta, ad oggi, circa la metà del consumo energetico globale dell'Unione Europea.

La domanda da parte delle famiglie e delle imprese è in costante aumento, soprattutto per quanto riguarda la richiesta di energia per il raffrescamento degli edifici. Questa tendenza è anche dovuta al cambiamento climatico e al conseguente aumento della temperatura. Secondo i dati del 2018 pubblicati da Eurostat, il 75% dell'energia per la climatizzazione è ancora generata da combustibili fossili mentre, solo il 19% è generato da fonti rinnovabili. Queste ragioni hanno spinto l'UE a fissare degli obiettivi climatici ed energetici che prevedono la riduzione del consumo di energia e dell'utilizzo di combustibili fossili, aumentando l'attenzione verso l'innovazione tecnologica per la produzione di energia da fonti rinnovabili.

Nel presente lavoro di tesi sono stati valutati i fabbisogni energetici per la climatizzazione e per la produzione di acqua calda sanitaria di un edificio non residenziale, situato nei pressi del Politecnico di Torino. La struttura oggetto del caso studio è l'Energy Center, un centro interdipartimentale che prevede l'utilizzo della rete di teleriscaldamento e di un'unità polivalente geotermica per soddisfare le richieste dei suddetti servizi. L'edificio è di recente costruzione e presenta numerosi impianti per la produzione di energia da fonti rinnovabili. Un'attenta analisi dei dati di monitoraggio di queste tecnologie permette di valutarne le prestazioni e possibili azioni strategiche per l'integrazione dei sistemi tecnologici, finalizzate ad un uso efficiente dell'energia e dei consumi.

Le analisi sono state effettuate tramite i dati acquisiti dal sistema di monitoraggio installato nella struttura. In primo luogo, sono state definite le stagioni di calcolo e sono stati ricavati i fabbisogni e gli indici di prestazione energetica per il riscaldamento, il raffrescamento e per la produzione di acqua calda sanitaria. Inoltre, sono state effettuate la costruzione e lo studio della firma energetica dell'edificio, sia per la stagione invernale che per quella estiva.

Successivamente, sono state analizzate le prestazioni del gruppo polivalente geotermico in regime estivo ed in regime invernale, evidenziando la capacità della macchina nel produrre simultaneamente acqua calda e acqua refrigerata. Gli andamenti della temperatura dell'acquifero, utilizzato come sorgente termica, sono stati osservati per verificare l'assenza di criticità dovute allo sfruttamento della falda.

Un ipotetico scenario, con il solo utilizzo della pompa di calore polivalente per la climatizzazione invernale, in sostituzione del teleriscaldamento, è stato simulato per valutare gli eventuali risparmi in termini di consumi di energia, costi di esercizio ed emissioni di CO_2.

Elenco delle figure

Figura 1.1 Produzione di energia primaria per fonte in Europa (Mtep) [3]. 1
Figura 1.2 Produzione di energia da fonti primarie nel 2018 in UE da fossili e rinnovabili [3]. 2
Figura 1.3 Consumo energetico nel settore non residenziale per fonte (Mtep), periodo 1990-2017 [4]. 3
Figura 2.1 Scambi termici durante il periodo di riscaldamento. 7
Figura 2.2 Scambi termici durante il periodo di raffrescamento. 7
Figura 2.3 Classificazione tipologie di valutazione energetica per applicazioni omogenee all'intero edificio. 9
Figura 2.4 Andamento della temperatura del sottosuolo in funzione della profondità durante l'arco dell'anno [8]. 10
Figura 2.5 Bilancio termico del terreno [11]. 11
Figura 2.6 Rappresentazione di un sistema geotermico [15]. 11
Figura 2.7 Diagramma di Lindal per l'identificazione dell'utilizzo di una risorsa geotermica in base alla sua temperatura [19]. 12
Figura 2.8 Principio di funzionamento di una pompa di calore ideale. 13
Figura 2.9 Schema funzionale di una pompa di calore. 14
Figura 2.10 Impianto a pompa di calore aria-acqua (a sinistra), acqua-acqua (al centro), terreno-acqua (a destra) [28]. 16
Figura 2.11 Dipendenza del COP dalla differenza di temperature in ingresso e in uscita dalla pompa di calore [32]. 19
Figura 2.12 Coefficienti di prestazione per il caso invernale e per il caso estivo. 19
Figura 2.13 Andamento annuale del TER di una pompa di calore polivalente. [33] 20
Figura 2.14 Sezione di una valvola a cassetto dotata di canale integrato per economizzatore. 22
Figura 2.15 Flussi di calore generati dai pannelli radianti. 23
Figura 2.16 Stratigrafia di un pavimento con tubazioni immerse nel massetto. 24
Figura 2.17 Disposizioni delle tubazioni dei pannelli radianti: a spirale (a sinistra) e a serpentina (a destra) [35]. 24
Figura 2.18 Diagrammi di comfort termico: ideale (a sinistra) e con pannelli radianti (a destra) [35]. 25
Figura 2.19 Configurazione di un sistema con pompa di calore ad acqua superficiale a circuito chiuso [38]. 28
Figura 2.20 Esempio di impianto a circuito aperto con pompa di calore ad acqua di falda [38]. 30
Figura 3.1 Foto della facciata principale dell'Energy Center. 32
Figura 3.2 Mappa idrogeologica della città metropolitana di Torino [41]. 33
Figura 3.3 Posizione dei pozzi e dei piezometri. 34
Figura 3.4 Stratigrafia e composizione del pozzo P1 a sinistra e del pozzo P2 a destra. 36
Figura 3.5 Cameretta avampozzo del pozzo sud P1. 37
Figura 3.6 Testa di chiusura del pozzo nord P2. 37
Figura 3.7 Schema dei tre scambiatori collegati alla rete del teleriscaldamento con relative potenze nominali. 41
Figura 3.8 Alimentazione del boiler da 1500 lt per la produzione di ACS da Gruppo Polivalente e da TLR. 42
Figura 3.9 Schema dell'impianto solare termico. 43
Figura 3.10 Unità polivalente geotermica installata presso l'Energy Center. 48
Figura 3.11 Schema dei circuiti connessi alla pompa di calore polivalente. 49
Figura 3.12 Circuiti e scambiatori dell'unità polivalente. 49
Figura 3.13 Logiche di funzionamento: a) 100% lato freddo e 100% lato caldo, b) 50% lato freddo e 50% lato caldo, c) 50% lato caldo e 100% lato freddo, d) 100% lato caldo e 50% lato freddo. 51
Figura 3.14 Schema dei due pozzi di presa/resa. 52

Figura 4.1 Collocazione della centralina meteo climatica (in rosso) rispetto alla posizione dell'edificio oggetto dell'analisi. 55
Figura 4.2 Misuratore per l'energia termica. 57
Figura 4.3 Misuratore per l'energia frigorifera. 57
Figura 4.4 Sonda multiparametrica installata nei pozzi. 59
Figura 4.5 Andamenti orari della temperatura esterna e temperatura percepita a Torino dal 15 al 31 luglio 2019. 62
Figura 4.6 Firma energetica con temperatura esterna e con indice humidex. 69
Figura 5.1 Temperature esterne giornaliere durante le stagioni di riscaldamento. 75
Figura 5.2 Temperature esterne giornaliere durante le stagioni di raffrescamento. 75
Figura 5.3 Gradi giorno reali mensili calcolati per le stagioni di riscaldamento. 77
Figura 5.4 Gradi giorno estivi mensili durante il periodo di raffrescamento del 2018 e del 2019. 78
Figura 5.5 Energia termica per riscaldamento durante le due stagioni considerate. 79
Figura 5.6 Percentuale di energia termica prodotta dai due sistemi di generazione durante le stagioni analizzate. 81
Figura 5.7 Fabbisogni mensili di energia primaria durante le stagioni di riscaldamento. 81
Figura 5.8 Firma energetica dell'edificio durante il periodo di riscaldamento. 83
Figura 5.9 Consumi mensili di energia elettrica per il raffrescamento dell'edificio. 86
Figura 5.10 Energia frigorifera prodotta dal gruppo polivalente per il raffrescamento dell'edificio. 87
Figura 5.11 Fabbisogno mensile di energia primaria durante le due stagioni di raffrescamento. 88
Figura 5.12 Firma energetica sulla potenza elettrica assorbita dall'unità polivalente durante la stagione estiva. 89
Figura 5.13 Firma energetica sulla potenza frigorifera prodotta dal gruppo polivalente. 89
Figura 6.1 Indice EER al variare del fattore di carico durante le due stagioni estive. 93
Figura 6.2 Fattori di carico del gruppo polivalente durante la stagione estiva 2018. 95
Figura 6.3 Fattori di carico del gruppo polivalente durante la stagione estiva 2019. 95
Figura 6.4 Valori giornalieri dell'indice TER in funzione del fattore di carico frigorifero. 96
Figura 6.5 Profili di produzione e delle temperature di mandata del circuito freddo (a) e del circuito caldo (b). 97
Figura 6.6 Energia termica smaltita in falda e temperature dei due pozzi. 98
Figura 6.7 Profilo settimanale della potenza smaltita in falda e delle temperature dei due pozzi. 99
Figura 6.8 Valori giornalieri del COP in funzione del fattore di carico termico. 101
Figura 6.9 Profilo medio durante i giorni lavorativi dell'assorbimento elettrico e della produzione del gruppo polivalente in regime invernale. 102
Figura 6.10 Fattore di carico termico e frigorifero in regime invernale in funzione della temperatura esterna 103
Figura 6.11 Valori giornalieri dell'indice TER del gruppo polivalente in regime invernale. 103
Figura 6.12 Energia termica giornaliera assorbita dalla falda e temperature medie giornaliere dei pozzi. 104
Figura 6.13 Andamento orario della potenza media scambiata con la falda e delle temperature dei pozzi. 105
Figura 6.14 Fabbisogno di energia primaria dello scenario, confrontato con quello della stagione di riscaldamento 2019/2020. 106
Figura 6.15 COP teorico giornaliero della pompa di calore al variare del fattore di carico termico. 107
Figura 6.16 Costi mensili del vettore energetico utilizzato per lo scenario PDC e per la stagione 2019/2020. 108
Figura 6.17 Emissioni mensili di CO2 per lo scenario PDC e per la stagione 19/20. 108
Figura 6.18 Produzione di energia termica per ACS da centrale termica e da solare termico. 109

Elenco delle tabelle

Tabella 2.1 Classificazione dei diversi tipi di risorse geotermiche in base alla temperatura [9]. 12
Tabella 2.2 Differenze tra gli impianti a circuito aperto e quelli a circuito chiuso. 27
Tabella 3.1 Coordinate dei pozzi e dei piezometri. 34
Tabella 3.2 Stratificazione del sottosuolo in prossimità del Pozzo Sud (P1). 35
Tabella 3.3 Stratificazione del sottosuolo in prossimità del Pozzo Nord (P2). 35
Tabella 3.4 Prestazioni energetiche dell'edificio secondo la certificazione APE. 38
Tabella 3.5 Parametri energetici caratteristici delle apparecchiature installate nella centrale termica..... 40
Tabella 3.6 Temperature operative di mandata e ritorno delle macchine di produzione installate in centrale.40
Tabella 3.7 Terminali di erogazione con rispettiva ubicazione e potenze richieste. 46
Tabella 3.8 Temperature di mandata e ritorno dei flussi d'acqua richiesti dalle utenze. 47
Tabella 3.9 Dati di targa dell'unità polivalente CLIMAVENETA ERACS2-WQ/S 1702 forniti dal produttore. 50
Tabella 4.1 Misuratori di energia installati. 58
Tabella 4.2 Fattori di conversione in energia primaria non rinnovabile. 64
Tabella 4.3 Rendimenti dell'impianto idronico. 65
Tabella 4.4 Calcolo della potenza termica media in uscita dai generatori per la costruzione della firma energetica. 68
Tabella 4.5 Valori di R2 della firma energetica con temperatura esterna e con indice Humidex. 69
Tabella 4.6 Tariffe Iren 2019 per il teleriscaldamento [51]. 72
Tabella 4.7 Fattori di emissione per il teleriscaldamento e per l'energia elettrica 72
Tabella 5.1 Temperature esterne giornaliere medie mensili caratteristiche del Comune di Torino, definite dalla norma UNI 10349:2016. 74
Tabella 5.2 Temperature esterne medie mensili rilevate durante le stagioni di riscaldamento. 76
Tabella 5.3 Temperature esterne medie mensili rilevate durante le stagioni di raffrescamento. 76
Tabella 5.4 Risultati ottenuti per la destagionalizzazione del fabbisogno di energia termica durante il periodo di riscaldamento. 80
Tabella 5.5 Prestazione energetiche per la climatizzazione invernale. 82
Tabella 5.6 Valori di R2 e della potenza massima richiesta al generatore nei due anni monitorati. 84
Tabella 5.7 Potenza termica installata in centrale. 84
Tabella 5.8 Prestazioni energetiche per la climatizzazione estiva. 88
Tabella 6.1 Prestazioni frigorifere del gruppo polivalente nella stagione estiva 2018. 92
Tabella 6.2 Prestazioni frigorifere del gruppo polivalente nella stagione estiva 2019. 92
Tabella 6.3 Prestazioni del gruppo polivalente nella stagione estiva 2018 94
Tabella 6.4 Prestazioni del gruppo polivalente nella stagione estiva 2019. 94
Tabella 6.5 Energia elettrica assorbita ed energia termica prodotta dalla pompa di calore polivalente durante le due stagioni di riscaldamento. 100
Tabella 6.6 Prestazioni termiche del gruppo polivalente in regime invernale. 100
Tabella 6.7 Prestazioni del gruppo polivalente in regime invernale. 102
Tabella 6.8 Indice di prestazione energetica non rinnovabile ed efficienza media stagionale per riscaldamento, raffrescamento e ACS. 110

Indice

Elenco delle figure II

Elenco delle tabelle IV

1 Introduzione 1

1.1 Contesto applicativo della tesi 1

1.2 Struttura dell'elaborato 4

2 Stato dell'arte 7

2.1 Fabbisogni energetici per la climatizzazione 7

2.2 L'energia geotermica 10

2.3 Pompe di calore 13

2.3.1 Principio di funzionamento 13

2.3.2 Sorgenti e applicazioni 15

2.3.3 Pompa di calore polivalente 17

2.3.4 Prestazioni 18

2.3.5 Regolazione 21

2.3.6 Terminali di erogazione: pannelli radianti 23

2.4 Sonde geotermiche 27

2.4.1 Pompe di calore ad acqua superficiale 28

2.4.2 Pompe di calore ad acqua di falda 29

3 Caso Studio: Energy Center 32

3.1 Descrizione del sito 32

3.1.1 Stratigrafia e realizzazione dei pozzi 35

3.2 Descrizione dell'edificio 38

3.2.1 Centrale Termofrigorifera 39

3.2.2 Terminali di erogazione 45

3.3 Descrizione del gruppo polivalente 48

3.3.1 Modalità di funzionamento 50

3.3.2 Collegamento col circuito dell'acqua di falda 52

4 Metodologia 55

4.1 Sorgenti dei dati 55

4.1.1 Dati climatici 55

4.1.2 Sistema di monitoraggio dell'edificio 56

4.1.3 Monitoraggio dell'acquifero 59

4.2 Analisi dei dati 60

4.2.1 Calcolo dei gradi giorno 60

4.2.2 Indici di prestazione termica ed energetica dell'edificio 63
4.2.3 Firma energetica 67
4.3 Calcolo delle prestazioni del gruppo polivalente 70
4.3.1 Coefficienti prestazionali 70
4.4 Simulazione dello scenario solo pompa di calore 72
5 Fabbisogni di energia per la climatizzazione 74
5.1 Dati Climatici 74
5.1.1 Dati Climatici di riferimento 74
5.1.2 Dati climatici reali 75
5.2 Climatizzazione invernale 79
5.2.1 Fabbisogni di energia termica e di energia primaria per la climatizzazione invernale 79
5.2.2 Firma energetica durante la stagione di risaldamento 83
5.3 Climatizzazione estiva 86
5.3.1 Fabbisogno di energia frigorifera e di energia primaria per la climatizzazione estiva 86
5.3.2 Firma energetica durante la stagione estiva 89
6 Risultati 92
6.1 Prestazioni del gruppo polivalente in regime estivo 92
6.1.1 Energy Efficiency Ratio 92
6.1.2 Total Efficiency Ratio 94
6.1.3 Modalità di funzionamento 97
6.1.4 Smaltimento in falda 98
6.2 Prestazioni del gruppo polivalente in regime invernale 100
6.2.1 Coefficient Of Performance 100
6.2.2 Total Efficiency Ratio 102
6.2.3 Smaltimento in falda 104
6.3 Scenario: stagione di riscaldamento con pompa di calore 106
6.3.1 Consumi e prestazioni energetiche 106
6.3.2 Costi del vettore energetico ed emissioni di CO_2 108
6.3.3 Fabbisogno di energia termica per la produzione di acqua calda sanitaria 109
7 Conclusioni 112
8 Bibliografia 114

1 Introduzione

1.1 Contesto applicativo della tesi

Il sistema energetico globale sta vivendo una fase di profonda trasformazione, guidata dall'aumento della domanda di energia e dall'innovazione tecnologica, dal cambiamento climatico e dai nuovi scenari geopolitici. L'IEA, nelle analisi sviluppate nel "World Energy Outlook 2019 (WEO)" [1], sostiene che il concetto di efficienza energetica è il motore centrale verso uno sviluppo sostenibile. Nel 2018 la Commissione Europea ha emanato il pacchetto "*Clean Energy for All Europeans"* con l'obiettivo di facilitare e stimolare la transizione energetica pulita ed equa. La nuova Direttiva Efficienza Energetica (Direttiva 2018/2002) stabilisce un obiettivo di efficienza energetica per il 2030 di almeno il 32,5% rispetto all'andamento tendenziale. Inoltre, il provvedimento prevede anche regole più severe sulla misurazione e la fatturazione dell'energia termica, richiedendo agli Stati membri di disporre di norme nazionali trasparenti sulla ripartizione del costo del riscaldamento, del raffreddamento e del consumo di acqua calda negli edifici, nonché di monitorare i livelli di efficienza dei sistemi di generazione di energia. Nell'Unione Europea, gli edifici sono responsabili di circa il 40% del consumo di energia e il 36% delle emissioni di CO2 [2]. Per questa ragione, la riqualificazione energetica degli edifici esistenti può svolgere un ruolo chiave nella transizione energetica, portando a significativi risparmi energetici. Con questo obiettivo, la Direttiva 2018/844 sulla Prestazione Energetica degli Edifici (EPBD) stabilisce politiche e misure di sostegno ai governi nazionali per migliorare il rendimento energetico degli edifici nuovi ed esistenti.

Nel 2018 in UE la produzione di energia da fonti primarie è stata pari a 635 milioni di tonnellate equivalenti di petrolio (Mtep), con un calo dell'1,1% rispetto al 2017 (Figura 1.1).

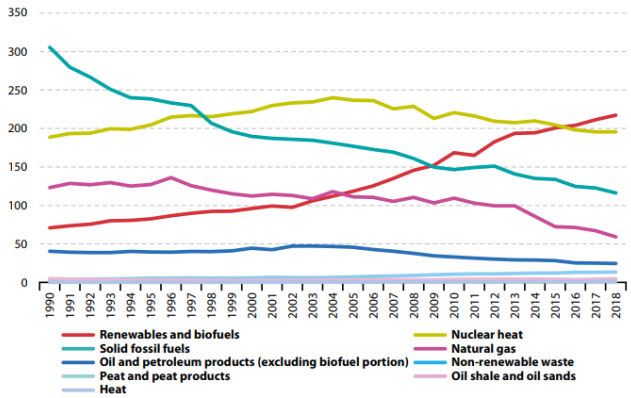


Figura 1.1 Produzione di energia primaria per fonte in Europa (Mtep) [3].

Le rinnovabili, con il 34,2%, rappresentano la quota principale della produzione di energia. A seguire il nucleare (30,8%), combustibili fossili solidi (18,3%), gas naturale (9,3 %), petrolio e prodotti petroliferi (3,9 %) e rifiuti non rinnovabili (2,1 %) [3].

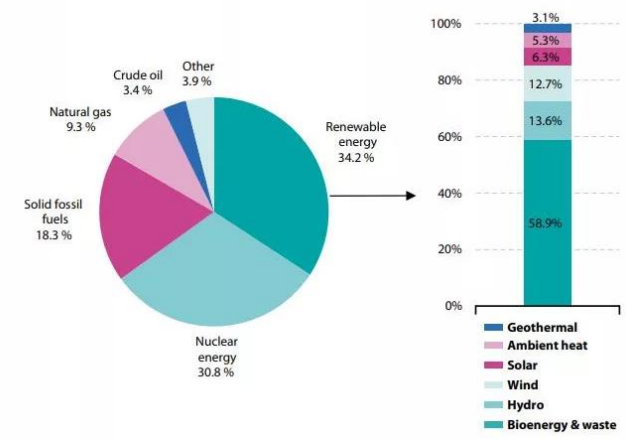


Figura 1.2 Produzione di energia da fonti primarie nel 2018 in UE da fossili e rinnovabili [3].

Ogni paese dell'UE deve presentare la propria strategia per affrontare il problema dei consumi energetici dell'edilizia per il periodo 2021-2030 attraverso i piani nazionali integrati per l'energia e il clima (PNIEC). Quest'ultimo è realizzato elaborando uno scenario PNEC, in cui sono quantificati gli obbiettivi strategici del piano, ed uno scenario BASE che prevede l'evoluzione del sistema energetico con le politiche e le misure attuali [4]. L'Italia, per quanto riguarda l'efficienza energetica, intende raggiungere un obiettivo indicativo di riduzione dei consumi pari al 43% dell'energia primaria entro il 2030. Il settore civile è stato individuato come attore principale degli interventi di efficientamento, che prevedono una riduzione dei consumi di energia di circa 5,7 Mtep al 2030 rispetto allo scenario di riferimento. In particolare, grazie agli interventi di riqualificazione edilizia, l'installazione di pompe di calore e ad un forte efficientamento dei dispositivi di utilizzo finale, il settore terziario contribuisce a questa riduzione per 2,4 Mtep. I progressi nell'efficientamento degli edifici esistenti, rafforzati dalla diffusione di interventi di riqualificazione profonda e dall'applicazione di tecnologie più performanti, contribuiscono anche al raggiungimento degli obiettivi di riduzione delle emissioni. Il consumo energetico del settore non residenziale, in cui sono compresi gli edifici adibiti a servizi, Pubblica Amministrazione e commercio, è raddoppiato dal 1990 al 2017, anno in cui è stato pari a 18,2 Mtep (Figura 1.3) [4].

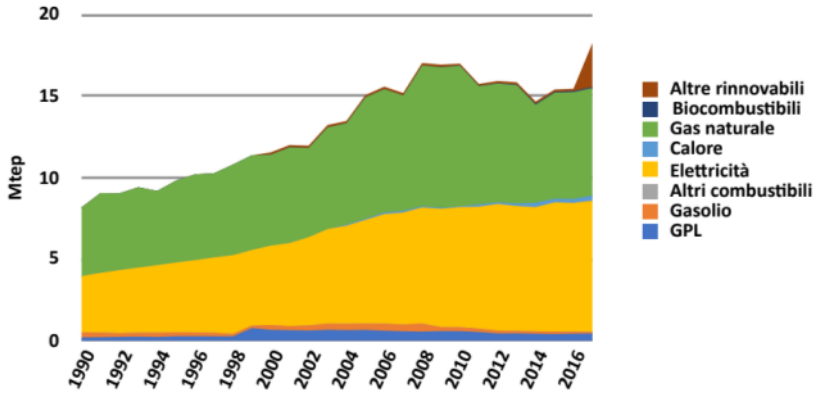


Figura 1.3 Consumo energetico nel settore non residenziale per fonte (Mtep), periodo 1990-2017 [4].

Le principali fonti energetiche del settore sono l'energia elettrica e il gas naturale che insieme soddisfano più dell'80% della domanda complessiva. Considerevole anche il consumo di 2,5 Mtep da altre fonti rinnovabili, dovuto al consumo dell'energia estratta dall'ambiente esterno tramite le pompe di calore. La climatizzazione pesa per il 57% sui consumi energetici negli edifici ad uso ufficio, seguita dalle apparecchiature elettriche (26%) e dall'illuminazione (17%) [5]. La produzione primaria nazionale è stata pari a 36,7 Mtep, in aumento del 9,6% rispetto al 2016. Sia le fonti fossili che le rinnovabili hanno registrato una crescita rispettivamente del 2,5% e del 12,6%. Al 2017 le fonti rinnovabili rappresentano il 72,4% della produzione nazionale di energia: il 29,5% deriva dalle biomasse solide, il 20,7% dalla geotermia, l'11,7% dall'idroelettrico e il 7,9% dal fotovoltaico [4]. Tra le fonti energetiche rinnovabili da utilizzare per ridurre le emissioni di gas serra, il sottosuolo è una fonte di energia pulita che in Italia è ancora poco sfruttata, con il crescere dell'attenzione verso le rinnovabili termiche queste tecnologie stanno acquisendo sempre più interesse [6].

Il lavoro di tesi svolto si inserisce nel contesto descritto in precedenza con la valutazione delle prestazioni energetiche per i servizi di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria di un edificio non residenziale adibito ad uso uffici e svolta attraverso l'analisi dei dati di monitoraggio. Quest'ultimi hanno permesso, inoltre, di valutare le prestazioni e le potenzialità della pompa di calore polivalente geotermica utilizzata per soddisfare la domanda estiva per la climatizzazione e per la produzione di acqua calda sanitaria. Nel contesto in esame, costituito principalmente dai sistemi energetici che riguardano l'approvvigionamento di energia per gli edifici, le pompe di calore geotermiche sono una soluzione ricercata per raggiungere gli obiettivi preposti in termini di efficienza energetica e riduzione dei consumi.

1.2 Struttura dell'elaborato

Il presente lavoro di tesi consiste nella valutazione degli indici di prestazione energetica per la climatizzazione e per la produzione di acqua calda sanitaria di un edificio non residenziale, al fine di confrontarli con i valori ottenuti in fase di progetto e con i valori di benchmark per gli edifici della stessa tipologia. L'edificio in esame è l'Energy Center, un centro interdipartimentale del Politecnico di Torino, che utilizza la rete di teleriscaldamento durante la stagione invernale e una pompa di calore geotermica durante la stagione estiva. I risultati sono valutati in condizioni di reale esercizio attraverso l'analisi dei dati storicizzati dal sistema di monitoraggio. Quest'ultimi sono stati, inoltre, utilizzati per osservare le prestazioni del gruppo polivalente geotermico e ipotizzare uno scenario in cui la pompa di calore viene utilizzata durante una stagione di riscaldamento, in sostituzione del teleriscaldamento. Di seguito si elencano i contenuti trattati nelle diverse sezioni dell'elaborato:

- *Capitolo 2*: nel primo paragrafo del capitolo sono trattate le modalità in cui viene calcolata e soddisfatta la domanda di energia per la climatizzazione degli edifici, con una breve descrizione delle tecnologie più diffuse per soddisfare tale richiesta. Successivamente sono discusse le principali caratteristiche delle pompe di calore e dei sistemi geotermici a cui quest'ultime vengono accoppiate.

- *Capitolo 3*: in questo capitolo è descritto l'edificio oggetto del caso studio, l'Energy Center. In particolare, sono osservate le caratteristiche del sito in cui è ubicata la struttura, degli impianti di produzione di energia presenti nei locali tecnici e le modalità i cui questi sistemi interagiscono tra di loro.

- *Capitolo 4*: la sezione è interamente dedicata alla trattazione della metodologia adottata per svolgere l'analisi dei dati di monitoraggio, il calcolo degli indici di prestazione energetica, lo studio della firma energetica, la valutazione delle prestazioni dell'unità polivalente e la simulazione dello scenario ipotizzato. Sono, inoltre, elencate e descritte le sorgenti dei dati utilizzate per effettuare le suddette analisi.

- *Capitolo 5*: il capitolo è dedicato alle analisi dei consumi di energia termica ed elettrica per la climatizzazione dell'edificio. Dopo l'analisi dei dati climatici, sono trattate separatamente la stagione di riscaldamento e la stagione di raffrescamento. Per ogni stagione sono riportati i consumi di energia primaria, i relativi indici di prestazione energetica confrontati con i valori di progetto e di benchmark e i risultati ottenuti con lo studio della firma energetica.

- *Capitolo 6*: nel capitolo vengono mostrati e commentati i risultati ottenuti dalle analisi che riguardano le prestazioni e le modalità di funzionamento della pompa di calore geotermica. Le prestazioni sono state valutate e commentate sia per il periodo estivo che per il periodo invernale, attraverso il calcolo dei coefficienti prestazionali della macchina e dei fattori di carico termico e frigorifero. Le analisi includono le considerazioni sull'energia termica scambiata con l'acquifero e sulle temperature dell'acqua di falda nei due pozzi utilizzati dall'impianto geotermico. Nella seconda parte del capitolo sono mostrati i risultati ottenuti dalla simulazione dello scenario in cui il riscaldamento e la produzione di ACS sono effettuati

unicamente dalla pompa di calore. I risultati sono espressi in termini di prestazioni energetiche, costi del vettore energetico ed emissioni di CO_2.

- *Capitolo 7*: Conclusioni e discussioni sui risultati ottenuti.

2 Stato dell'arte

2.1 Fabbisogni energetici per la climatizzazione

Per fabbisogno energetico si intende la quantità di energia che deve essere fornita nel corso del tempo agli ambienti riscaldati che costituiscono un edificio, per mantenere una determinata temperatura interna. Il metodo di calcolo tiene conto della modalità d'uso degli ambienti, delle caratteristiche costruttive e delle perdite degli impianti di riscaldamento e raffreddamento.

Il sistema fisico, confinato dalla superficie esterna dell'edificio, può essere considerato un sistema termodinamico aperto, operante in regime mediamente stazionario.

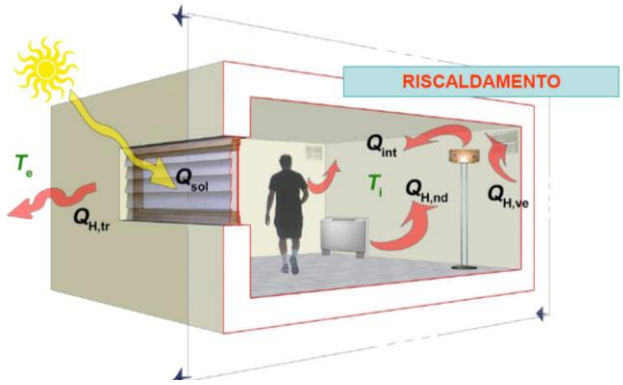


Figura 2.1 Scambi termici durante il periodo di riscaldamento.

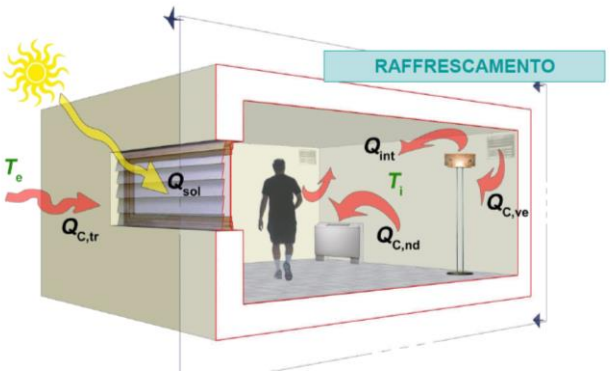


Figura 2.2 Scambi termici durante il periodo di raffrescamento.

Riprendendo la norma UNI/TS 11300, i fabbisogni ideali di energia termica per riscaldamento e raffrescamento sono definiti nel seguente modo.

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} * Q_{gn} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} * (Q_{int} + Q_{sol,w}) \qquad \textit{Equazione 2.1}$$

$$Q_{C,nd} = Q_{gn} - \eta_{C,ls} * Q_{C,ht} = (Q_{int} + Q_{sol,w}) - \eta_{C,ls} * (Q_{C,tr} + Q_{C,ve}) \qquad \textit{Equazione 2.2}$$

In seguito, sono indicati i termini delle due equazioni di bilancio:

$Q_{H,ht}$, $Q_{C,ht}$ scambio di energia termica totale nel caso di riscaldamento o raffrescamento [MJ]

$Q_{H,tr}$, $Q_{C,tr}$ scambio di energia termica per trasmissione nel caso di riscaldamento o raffrescamento [MJ]

$Q_{H,ve}$, $Q_{C,ve}$ scambio di energia termica per ventilazione nel caso di riscaldamento/ raffrescamento [MJ]

Q_{gn} apporti totali di energia termica [MJ]

Q_{int} apporti di energia termica dovuti a sorgenti interne [MJ]

$Q_{sol,w}$ apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti vetrati [MJ]

$\eta_{H,gn}$ fattore di utilizzazione degli apporti di energia termica [-]

$\eta_{C,ls}$ fattore di utilizzazione delle dispersioni di energia termica [-]

Tali relazioni permettono di calcolare il fabbisogno termico ideale richiesto dall'edificio per riscaldamento e raffrescamento nel caso di funzionamento continuo dell'impianto, per cui si suppone una temperatura interna costante e pari al valore di set point (ad esempio 20 °C in riscaldamento e 26 °C in raffrescamento).

Dal punto di vista normativo, in attuazione della direttiva 2009/28/CE, sulla promozione dell'uso dell'energia da fonte rinnovabile, è stato emanato il Decreto Legislativo n.28 del 3/3/2011. Il decreto fornisce novità riguardanti i nuovi edifici e gli edifici sottoposti a ristrutturazioni rilevanti, con l'obiettivo di limitare i consumi di energia primaria dell'edificio attraverso sistemi edificio-impianti efficienti ed impiegando fonti rinnovabili di energia [20].

La serie UNI/TS 11300 considera i seguenti servizi energetici degli edifici:

- climatizzazione o riscaldamento invernale;
- acqua calda sanitaria;
- climatizzazione o raffrescamento estivo;
- ventilazione;
- illuminazione.

Tramite le metodologie di calcolo descritte è possibile determinare i fabbisogni di energia termica utile richiesti dai suddetti servizi e di energia primaria per i vettori energetici considerati.

La norma è composta da sei parti ed ha lo scopo di definire una metodologia di calcolo univoca per la determinazione della prestazione energetica degli edifici. Il metodo di calcolo adottato deriva dalla normativa europea UNI EN ISO 13790:2008.

- -*UNI/TS 11300-1* "Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale" per il calcolo del fabbisogno di energia utile dell'edificio o della singola unità immobiliare.
- *UNI/TS 11300-2* "Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria, per la ventilazione e

per l'illuminazione" per il calcolo dei rendimenti del sistema di riscaldamento, di produzione di acqua calda sanitaria, ventilazione e illuminazione.

- *UNI/TS 11300-3* "Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva" per il calcolo dei rendimenti del sistema di climatizzazione invernale e la produzione di ACS.
- *UNI/TS 11300-4* "Prestazioni energetiche degli edifici - Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria" per il calcolo del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione invernale e la produzione di acqua calda sanitaria nel caso vi siano sottosistemi di generazione che forniscono energia termica utile da energie rinnovabili o con metodi di generazione diversi dalla combustione a fiamma di combustibili fossili (trattati dalla UNI/TS 11300-2).
- *UNI/TS 11300-5* "Prestazioni energetiche degli edifici - Calcolo dell'energia primaria e dalla quota di energia da fonti rinnovabili".
- *UNI/TS 11300-6* "Prestazioni energetiche degli edifici - Determinazione del fabbisogno di energia per ascensori e scale mobili."

La norma può essere utilizzata per valutare il rispetto di regolamenti definiti in termini di obiettivi energetici, per confrontare le prestazioni energetiche di alternative progettuali per un edificio in progetto e per indicare un livello convenzionale di prestazione energetica degli edifici esistenti. Inoltre, attraverso il calcolo dei fabbisogni, prima e dopo ciascun intervento, è possibile stimare gli effetti di eventuali interventi di risparmio energetico su un edificio esistente. Le suddette applicazioni trovano riscontro in diversi tipi di valutazione energetica di calcolo, come mostrato nel prospetto 2 ricavato dalla UNI EN 15603 (Figura 2.3 Classificazione tipologie di valutazione energetica per applicazioni omogenee all'intero edificio.).

Tipo di valutazione		Dati di ingresso		
		Uso	Edificio	Clima
A1	Sul progetto (*Design Rating*)	Standard	Standard	Progetto
A2	Standard (*Asset Rating*)	Standard	Standard	Reale
A3	Adattata all'utenza (*Tailored rating*)	In funzione dello scopo		Reale

Figura 2.3 Classificazione tipologie di valutazione energetica per applicazioni omogenee all'intero edificio.

2.2 L’energia geotermica

L’energia geotermica è l’energia che la Terra possiede al suo interno sotto forma di calore. Il termine “geotermico” proviene dal greco e letteralmente indica il calore prodotto dalla Terra, ma ormai, a livello internazionale, viene genericamente utilizzato per indicare tutto il calore immagazzinato nella terra, sia quello generato internamente che quello ricevuto dall’esterno [7]. Il fenomeno di generazione di energia termica avviene nel nucleo del pianeta, soprattutto a causa del decadimento nucleare di elementi radioattivi presenti nelle rocce del sottosuolo quali uranio, torio e potassio. Circa il 20% è invece calore che si è generato durante la formazione del nucleo del pianeta.

Nel sottosuolo la temperatura varia fino ad una determinata profondità (circa 20-30 m) durante tutto il corso dell’anno (Figura 2.4 Andamento della temperatura del sottosuolo in funzione della profondità durante l'arco dell'anno.), oltre questo limite la temperatura rimane costante indipendentemente dalle condizioni climatiche superficiali. All’aumentare della profondità si registra un aumento graduale e costante della temperatura di circa 0.3 - 1 °C ogni 10 metri. Oltre i 100 metri il terreno risente in maniera più elevata del calore terrestre, aumentandone la temperatura di circa 3 gradi ogni 100 m [8]. Si può ipotizzare una temperatura di circa 100 °C a 3000 m di profondità, questo provoca un flusso di calore dall’interno verso l’esterno in media di circa 87 mW/m^2 [9]. Le oscillazioni che si possono notare nella parte meno profonda sono dovute alle variazioni climatiche superficiali che possono incidere in modo consistente modificando la temperatura anche di 5°C [10].

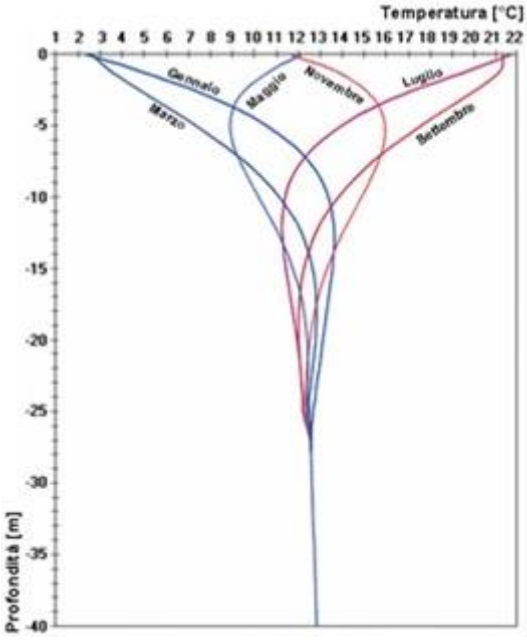


Figura 2.4 Andamento della temperatura del sottosuolo in funzione della profondità durante l'arco dell'anno [8].

In Figura 2.5 sono schematizzati tutti i fattori che concorrono nel bilancio termico del terreno: i flussi superficiali (dovuti a radiazione solare, scambio convettivo superficiale, evapotraspirazione) e il flusso geotermico [11]. I diversi flussi si bilanciano tra di loro trasformando la superficie terrestre in una sorta di accumulo solare. Il flusso proveniente dalla terra è infinitesimale in confronto alla

radiazione solare [12]. Questo spiega perché le fluttuazioni di temperatura siano più visibili nella parte superficiale della crosta terrestre.

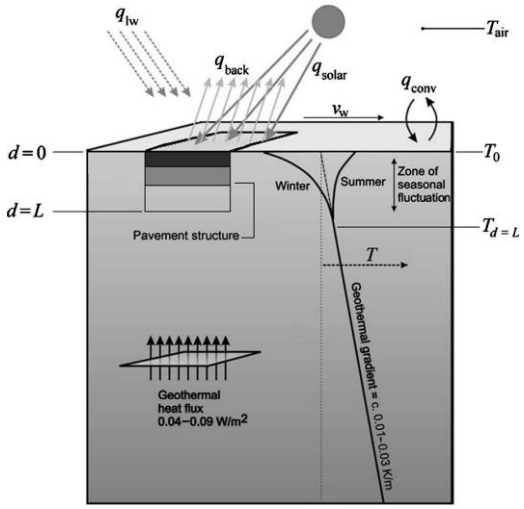


Figura 2.5 Bilancio termico del terreno [11].

I principali componenti di un sistema geotermico (Figura 2.5) sono: la sorgente di calore, il serbatoio e il fluido termovettore [9]. La sorgente di calore può essere dovuta ad anomalie termiche oppure, nel caso di sistemi a basse temperature, al calore geotermico. Per serbatoio si intende una porzione di sottosuolo composto da rocce permeabili all'interno dei quali i fluidi possono circolare, è delimitato da rocce impermeabili e permette la ricarica dell'acqua intrappolata in esso da parte dell'acqua meteorica [13]. Con il termine *acquifero* si indica la porzione di sottosuolo in grado di contenere l'acqua all'interno della zona di rocce permeabili [14]. L'acqua immagazzinata all'interno dell'acquifero viene detta "falda idrica" e può essere sfruttata poiché è soggetta a ricarica costante [13]. La rinnovabilità della risorsa è data dalla capacità della sorgente di ricaricarsi durante il suo sfruttamento.

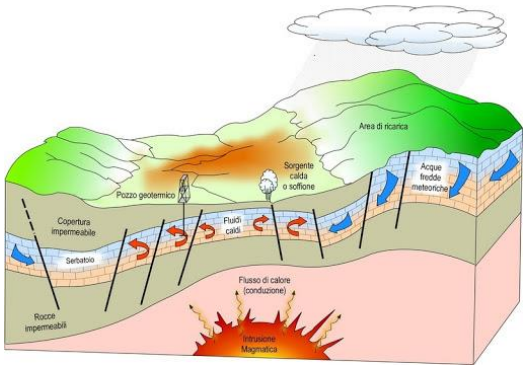


Figura 2.6 Rappresentazione di un sistema geotermico [15].

Il fluido, che viene riscaldato dal basso, attiva la convezione all'interno della falda. L'acqua più calda si porta verso la parte alta dell'acquifero a causa della minor densità, mentre il fluido più freddo si sposta verso il basso [16].

Il criterio più comune per la classificazione dei diversi tipi di risorse geotermiche si basa sull'entalpia dei fluidi che trasportano il calore verso la superficie [9]. Considerando la temperatura della risorsa, i ricercatori, in passato, hanno distinto tre livelli di entalpia utilizzando diverse soglie di temperatura (Tabella 2.1).

	Muffler et al. [17]	*Hensrys et al.* **[18]**
Risorse a bassa entalpia	< 90	< 125
Risorse a media entalpia	90 ÷ 150	125 ÷ 225
Risorse ad alta entalpia	> 150	> 225

Tabella 2.1 Classificazione dei diversi tipi di risorse geotermiche in base alla temperatura [9].

Gli utilizzi finali per cui può essere sfruttata una risorsa geotermica sono molteplici e dipendono dalla temperatura della risorsa stessa, come mostrato nel diagramma di Lindal in Figura 2.7.

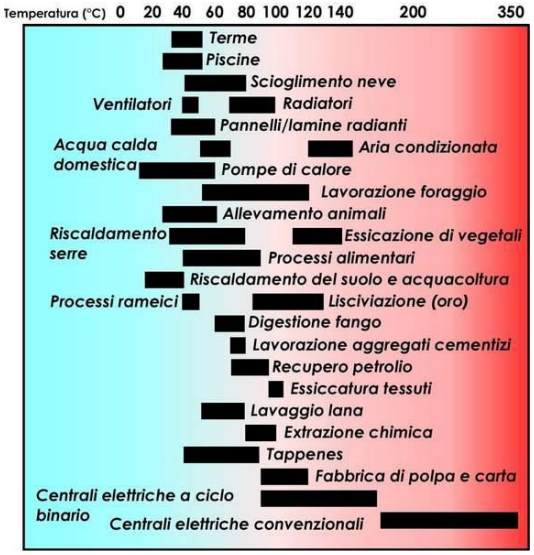


Figura 2.7 Diagramma di Lindal per l'identificazione dell'utilizzo di una risorsa geotermica in base alla sua temperatura [19].

Le risorse ad alta entalpia sono attualmente le più conosciute. Esse sfruttano le anomalie geologiche o vulcanologiche che scaldano il sottosuolo portandolo a temperature superiori ai 40°C ed è usata soprattutto per la produzione di energia elettrica con turbine a vapore acqueo [12]. La seconda categoria permette lo sfruttamento diretto della risorsa (teleriscaldamento, processi industriali o per produrre elettricità con le turbine che sfruttano un ciclo di Ranking Organico) [9]. Le risorse a bassa entalpia possono essere sfruttate solo a scopi termici, sia in modo diretto (ad es. le sorgenti termali), sia tramite pompa di calore.

2.3 Pompe di calore

I sistemi di produzione di calore che sfruttano la geotermia a bassa entalpia, generalmente, necessitano di una macchina in grado di trasferire calore da una sorgente più fredda ad una più calda. La pompa di calore (PDC) a ciclo inverso è la tecnologia capace di compiere questo trasferimento di calore [21]. L'utilizzo delle PDC come macchine frigorifere è molto diffuso, ma il loro utilizzo per la funzione di riscaldamento ha avuto uno sviluppo inferiore rispetto alle reali potenzialità della tecnologia [10]. Negli ultimi anni, nuove norme legislative (D. Lgs. 28/2011 e ss.mm.ii. [22]), hanno introdotto nuovi obblighi di generazione di energia rinnovabile, sia nel caso di edifici nuovi che nel caso di ristrutturazioni, e hanno dato stimoli maggiori per lo sviluppo della tecnologia delle PDC. In particolare, le PDC reversibili, che permettono il riscaldamento in inverno e il raffrescamento in estate, sono soggette a forte interesse per la semplificazione impiantistica che apportano rispetto ai convenzionali impianti con caldaia e chiller ad aria [10].

2.3.1 Principio di funzionamento

Il secondo principio della termodinamica afferma che "È impossibile realizzare una trasformazione il cui unico risultato sia quello di trasferire calore da un corpo più freddo ad uno più caldo senza l'apporto di lavoro esterno" [23]. Il calore, infatti, fluisce spontaneamente da un corpo a temperatura più alta ad uno a temperatura più bassa; il processo contrario invece non avviene spontaneamente. Lo scambio di calore da corpi a temperatura minore a corpi a temperatura maggiore necessita di apparecchiature, definite pompe di calore. Il lavoro compiuto da queste macchine permette di mantenere caldo l'ambiente ad alta temperatura, detto pozzo caldo, fornendogli il calore assorbito da una sorgente a temperatura più bassa, detta sorgente fredda.

Le pompe di calore, sfruttando energia elettrica, riescono a forzare il flusso di calore nella direzione contraria rispetto a quello che è definito il flusso naturale in accordo con il Secondo Principio della Termodinamica. Il processo è illustrato in Figura 2.8.

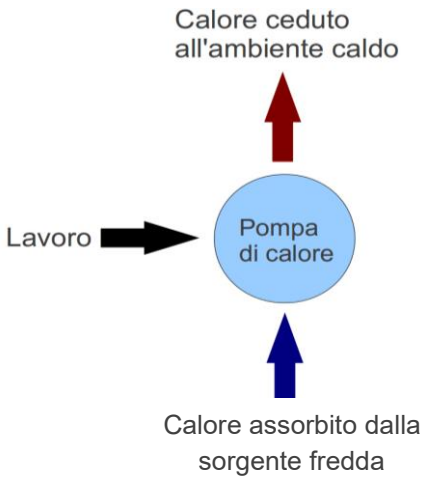


Figura 2.8 Principio di funzionamento di una pompa di calore ideale.

La pompa di calore estrae quindi energia termica da un mezzo esterno (sorgente fredda) che può essere aria o acqua e riscalda il pozzo caldo, solitamente acqua o aria, il quale, circolando all'interno delle serpentine dell'impianto di condizionamento, provvede al riscaldamento dell'ambiente. Nello specifico, il ciclo compiuto dal fluido operativo è un ciclo chiuso, schematizzato in Figura 2.9.

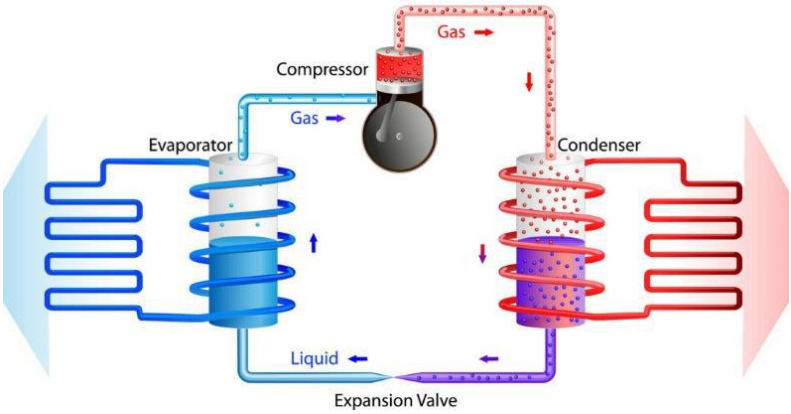


Figura 2.9 Schema funzionale di una pompa di calore.

- *Evaporatore*: il fluido di lavoro assorbe calore dall'esterno ed evapora;
- *Compressore*: il fluido viene compresso e si riscalda;
- *Condensatore*: il fluido passa dallo stato gassoso allo stato liquido, cedendo calore all'esterno;
- *Valvola di espansione*: il fluido si espande e si trasformando parzialmente in vapore raffreddandosi.

Gli scambiatori (evaporatore e condensatore) in cui avviene il trasferimento di calore, sono caratterizzati da una temperatura di ingresso, una di uscita e da una temperatura media logaritmica delle due, che può essere considerata come temperatura di riferimento per la sorgente. Per quanto riguarda il lato utenza, nei cosiddetti sistemi a espansione diretta, il refrigerante interagisce con il mezzo che può essere aria e il fluido frigorifero è lo stesso che percorre i terminali d'impianto. Per esempio, questo avviene nel caso dei sistemi mono e multisplit. Questi ultimi sono composti da un'unità esterna in cui sono contenuti lo scambiatore esterno, il compressore e la valvola di laminazione e una o più apparecchiature interne, in cui viene posizionato lo scambiatore interno. Altro mezzo può essere l'acqua che, inviata nel relativo scambiatore della pompa di calore (in genere a piastre) va ad alimentare l'impianto di climatizzazione interna [24].

Le proprietà più importanti che deve possedere il fluido sono: elevata densità, sia nella fase aeriforme che in quella liquida, elevata entalpia di vaporizzazione, elevata capacità termica, elevata stabilità nelle condizioni di utilizzo per ridurre il lavoro del compressore.

I fluidi operativi più utilizzati nelle macchine a ciclo inverso sono quelli refrigeranti, miscele di HFC (idrofluorocarburi) come ad esempio l'R410a o l'R407c, i quali hanno sostituito i CFC (clorofluorocarburi) [10]. Un'alternativa agli idrofluorocarburi è rappresentata dai refrigeranti naturali: ammoniaca (R717), propano (R290), propilene (R1270) e isobutano (R600), l'acqua (R718) e l'anidride carbonica (R744).

Il nuovo regolamento europeo F-Gas [25], sta guidando il mondo industriale verso l'utilizzo di refrigeranti con ridotto potenziale di surriscaldamento globale. Con F-Gas si intendono i fluidi operativi che contribuiscono all'aumento dell'effetto serra e comprendono:

- Idrofluorocarburi;
- Perfluorocarburi;
- Esafluoruro di zolfo;
- Altri gas ad effetto serra contenenti fluoro o miscele contenenti una delle sostanze sopra elencate.

L'obiettivo della normativa è quello di attuare una decisa riduzione dei limiti di F-Gas immessi sul mercato, regolamentandone l'utilizzo e favorendo un approccio più sostenibile nell'ambito dei sistemi di climatizzazione. In particolare, questo provvedimento prevede che dal 2020 non sono più ammessi gas con un valore di GWP (Global Warming Potential) di oltre 2500 per tutti gli impianti nuovi e per la manutenzione degli impianti già in uso con carica refrigerante maggiore alle 40 tonnellate di CO_2 equivalente. Sfortunatamente però, la maggior parte dei refrigeranti a basso GWP solleva un altro problema critico: l'infiammabilità. Per risolvere questi problemi sono stati sviluppati nuovi fluidi, ad esempio gli HFO (fluidi senza cloro e carbonio), ma non è ancora chiaro come essi e i refrigeranti naturali sostituiranno quelli vecchi. Alcuni autori suggeriscono di sostituire semplicemente il refrigerante con quelli nuovi nei sistemi già esistenti (abbassando il GWP), ma questo dovrebbe essere valutato con molta attenzione, perché, anche se un retrofit è totalmente praticabile, la conseguente riduzione della performance potrebbe non essere trascurabile [26] [27]. Diventa quindi di fondamentale importanza per un progettista pensare all'utilizzo di fluidi nuovi (o naturali) in sistemi di nuova costruzione, cercando sempre di ottimizzarne le prestazioni.

2.3.2 Sorgenti e applicazioni

Le pompe di calore possono essere classificate in funzione del tipo di alimentazione (elettrica, a gas, o a calore di recupero), del tipo di ciclo termodinamico (a compressione di vapore, a compressione termica, ecc.), oppure in base alla sorgente termica utilizzata (aria, acqua superficiale o sotterranea, terreno). La principale suddivisione è fatta in funzione del tipo di sorgente fredda e di pozzo caldo che utilizzano e si distinguono in:

- aria-aria;
- aria-acqua;
- acqua-acqua;
- acqua-aria.

Le pompe di calore "aria-aria" sono quelle più utilizzate in Italia, essendo semplici da installare, molto economiche e particolarmente adatte alle zone climatiche italiane. Sono composte essenzialmente da un condizionatore d'aria reversibile, in genere modello split, in grado di raffrescare l'aria dell'abitazione in estate e svolgere la funzione di pompa di calore durante i mesi freddi.

La tipologia “aria-acqua” è più complessa di quella precedente, ma è in grado di soddisfare tutti i fabbisogni di una abitazione: riscaldamento, raffrescamento e acqua calda sanitaria, fabbisogni che normalmente vengono coperti con l’installazione di una caldaia e di un condizionatore split. Le due tipologie descritte sono le più semplici da installare, ma la loro efficienza dipende dalla temperatura dell’aria esterna: sotto ai 5-7 °C le prestazioni calano notevolmente [28]. La macchina riesce comunque a fornire calore, ma consuma di più. Non sono dunque consigliate per le fasce climatiche più fredde.

Le pdc “acqua-acqua” hanno prestazioni migliori perché prelevano energia da una sorgente a temperatura più stabile, ma ovviamente sono più complesse e costose da installare a causa della necessità di scavare almeno un pozzo e per questo possono costare circa il 15-30% in più. Utilizzando acqua o terreno come sorgente fredda, si ha il vantaggio di non risentire delle condizioni climatiche esterne. In quest’ultimo caso si necessita però di una pompa di ricircolo dell’acqua, nonché dello spazio per effettuare le perforazioni.

Nella Figura 2.10 sono schematizzate le soluzioni impiantistiche adottate in base alle diverse sorgenti utilizzate dalla pompa di calore.

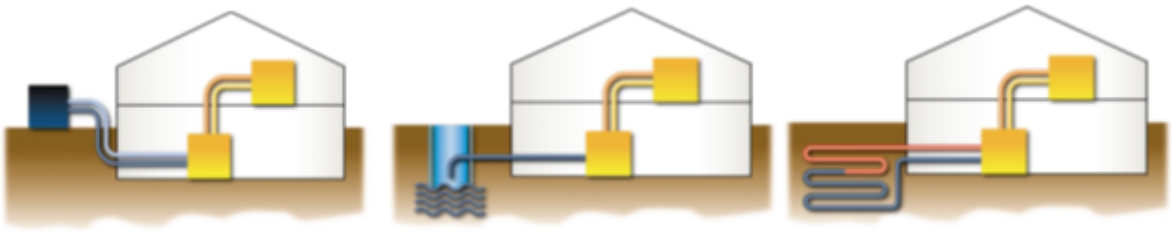


Figura 2.10 Impianto a pompa di calore aria-acqua (a sinistra), acqua-acqua (al centro), terreno-acqua (a destra) [28].

Le principali applicazioni di una pompa di calore sono fondamentalmente due:

- Climatizzazione degli ambienti (riscaldamento e raffrescamento)
- Produzione di acqua calda sanitaria

Nella prima applicazione, la pompa di calore opera secondo un ciclo termodinamico di tipo reversibile, cioè la pompa può essere usata sia per il riscaldamento invernale che per il raffrescamento estivo. Questa soluzione è utilizzata sia nel settore residenziale (molto diffusa) che nel settore terziario (esercizi commerciali di piccole/medie dimensioni, cucine di ristoranti, studi professionali, uffici) come alternativa alla caldaia abbinata ad un condizionatore per il solo raffrescamento. La stessa macchina, infatti, mediante una semplice valvola, è in grado di scambiare tra loro le funzioni dell’evaporatore e del condensatore, fornendo così calore in inverno e freddo in estate. L’utilizzo della pompa di calore per la climatizzazione ambientale (riscaldamento + raffrescamento) risulta essere la più conveniente poiché comporta un minor tempo di ammortamento del costo dell’impianto rispetto ad un utilizzo per il solo riscaldamento. Nel caso di edifici esistenti, l’installazione di una pompa di calore reversibile per il condizionamento degli ambienti, sia invernale che estivo, richiede un intervento di ristrutturazione dell’intero impianto termico ed elettrico, con il conseguente aumento del costo iniziale.

Nel settore terziario ed industriale la pompa di calore viene applicata anche alla climatizzazione di piscine, essicazione e processi tecnologici a bassa temperatura nell'industria agro-alimentare [28].

Quando invece viene utilizzata solo per il riscaldamento, gli impianti possono essere costituiti da:

- Solo pompa di calore (*monovalente*), se sufficiente a coprire il fabbisogno termico per il riscaldamento degli ambienti. Nel caso in cui come sorgente fredda si sfrutta l'aria, questa soluzione è adottabile nelle zone climatiche dove la temperatura minima esterna scende raramente sotto i 0 °C;
- Pompa di calore abbinata ad una caldaia tradizionale (*bivalente*), nelle zone climatiche dove la temperatura minima dell'aria esterna scende con frequenza sotto i 0 °C.

Inoltre, per il riscaldamento dell'acqua sanitaria occorre utilizzare serbatoi di accumulo più grandi di quelli impiegati normalmente nelle abitazioni come boiler, in quanto la temperatura dell'acqua prodotta da queste macchine non supera i 55°C [28].

2.3.3 Pompa di calore polivalente

Il miglioramento delle prestazioni termiche degli involucri edilizi, i crescenti consumi legati a un uso più intenso degli elettrodomestici e la crescita della domanda di acqua calda sanitaria (ACS) nel settore residenziale sono fattori che spesso portano a richieste contemporanee, o quasi, di riscaldamento e di raffreddamento [29]. La coesistenza nello stesso edificio di spazi dedicati a funzioni diverse, carichi termici molto variabili, accentuati dalla presenza di ampie superfici vetrate, rendono la richiesta simultanea di caldo e freddo durante tutto l'anno una caratteristica sempre più frequente. In questo contesto, le raccomandazioni dell'Agenzia Internazionale dell'Energia nella "roadmap tecnologica" per il 2050 [30] promuovono lo sviluppo di sistemi in grado di produrre contemporaneamente acqua calda sanitaria, riscaldamento e raffreddamento. Inoltre, la necessità di garantire condizioni ideali di temperatura, umidità e qualità dell'aria durante tutto l'anno, impone di prevedere soluzioni impiantistiche in grado di rispondere efficacemente alle esigenze di comfort di utenze diverse. La pompa di calore polivalente è una macchina in grado di lavorare con tre diverse modalità di funzionamento: produzione di energia frigorifera, produzione di energia termica e produzione simultanea. Questa situazione si verifica principalmente durante le mezze stagioni (primavera e autunno) per gli edifici orientati a nord-sud, in cui i locali esposti a nord richiedono riscaldamento e quelli esposti a sud richiedono raffreddamento. Un'altra situazione si presenta durante l'estate quando le richieste di raffreddamento e di acqua calda sanitaria sono simultanee [31]. Anche l'industria alimentare può utilizzare questo tipo di tecnologia per la refrigerazione simultanea e la produzione di acqua calda.

Un esempio di tipologia impiantistica, adatta alla climatizzazione di edifici caratterizzati dalla necessità di riscaldare e raffrescare ambienti distinti nello stesso momento, prevede l'installazione di un circuito di distribuzione a 4 tubi, due per l'acqua refrigerata e due per l'acqua calda. In questo modo, attraverso le opportune logiche di controllo, è possibile ottenere il comfort termico desiderato in ogni ambiente dell'edificio in modo autonomo.

2.3.4 Prestazioni

L'efficienza di una pompa di calore, riferita a determinate condizioni di temperatura (generalmente, per la fase di riscaldamento), è indicata dal coefficiente di prestazione *COP* (Coefficient of Performance), espresso come il rapporto tra energia termica fornita (calore ceduto al mezzo da riscaldare) ed energia elettrica consumata, ovvero fornita al compressore.

La pompa di calore è caratterizzata da un ciclo termodinamico che opera tra due livelli di temperatura T_1 e T_2, con $T_2 > T_1$, quindi per valutare l'efficienza del sistema è necessario conoscere le temperature degli ambienti da riscaldare (o raffrescare) ed i fluidi di lavoro utilizzati. Durante il funzionamento invernale la pompa cede calore Q_2 al corpo da riscaldare a temperatura T_2, utilizzando il lavoro L.

Il *COP* sarà quindi:

$$COP = \frac{Q_2}{L} \qquad \textit{Equazione 2.3}$$

In funzionamento estivo, invece, si raffredda il corpo a temperatura *T1*, sottraendo a quest'ultimo il calore *Q1* e spendendo una quantità di lavoro *L*, quindi il *COP* sarà:

$$COP = EER = \frac{Q_1}{L} \qquad \textit{Equazione 2.4}$$

dove l'indice *EER* indica il coefficiente di prestazione quando la funzione della macchina è il raffreddamento.

Nel caso di una pompa di calore reversibile o di Carnot, è possibile esprimere il COP direttamente in funzione delle temperature di lavoro:

$$COP = \frac{Q_2}{L} = \frac{Q_2}{(Q_2 - Q_1)} = \frac{T_2}{(T_2 - T_1)} \qquad \textit{Equazione 2.5}$$

Mentre per una macchina frigorifera reversibile:

$$EER = \frac{T_1}{(T_2 - T_1)} \qquad \textit{Equazione 2.6}$$

Dalle equazioni sopra e dalla Figura 2.11 si osserva che al diminuire della differenza tra le temperature T_2 e T_1 aumenta il coefficiente di prestazione della pompa di calore [10].

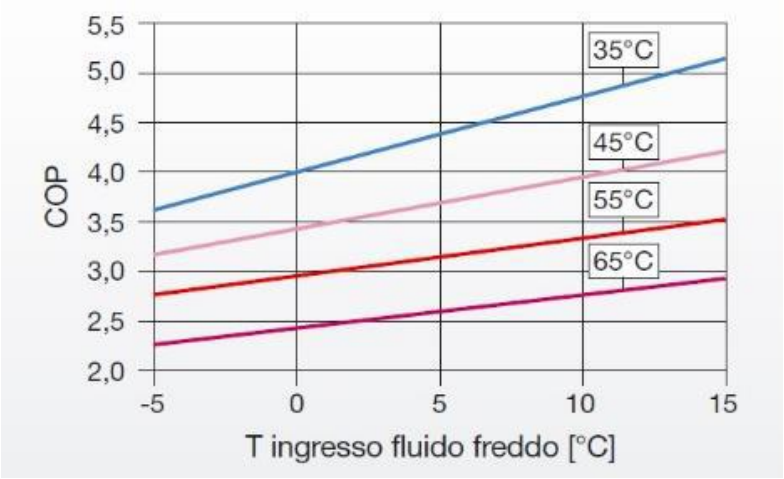


Figura 2.11 Dipendenza del COP dalla differenza di temperature in ingresso e in uscita dalla pompa di calore [32].

In particolare, in Figura 2.11 è riportato l'andamento del COP di una pompa di calore in funzione della temperatura di ingresso del fluido freddo, per diverse temperature di uscita del fluido caldo. Le prestazioni risultano migliori per salti termici più piccoli: il COP può raggiungere un valore di 5 per sistemi che utilizzano fluidi a 15°C in ingresso e a 35°C in uscita dalla macchina, come nel caso delle pompe di calore geotermiche.

L'irreversibilità è sempre presente nei cicli reali, questo causa una diminuzione dell'efficienza reale della macchina rispetto a quella ideale, nei casi migliori è circa la metà rispetto al valore del *COP* ideale. Nella Figura 2.12 sono schematizzati il funzionamento invernale e il funzionamento estivo di una pompa di calore e i relativi coefficienti di prestazione.

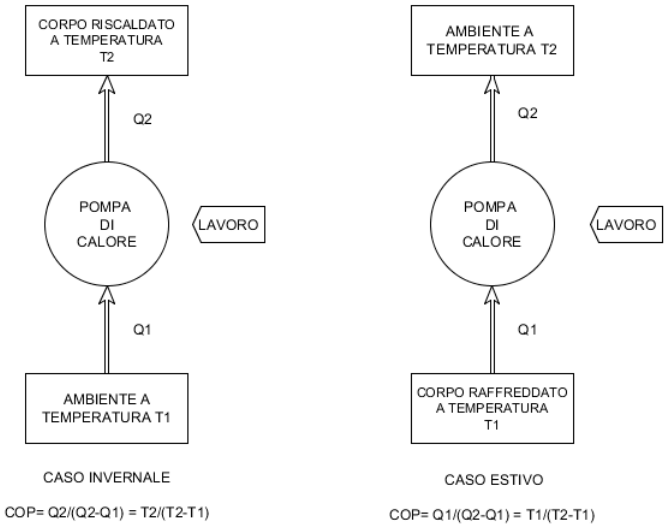


Figura 2.12 Coefficienti di prestazione per il caso invernale e per il caso estivo.

I sistemi efficienti hanno tipicamente un valore di *COP* di 3, ciò significa che con 1 kWh di energia elettrica assorbita vengono prodotti 3 kWh di energia termica. Attualmente, da un punto di vista sia commerciale che tecnologico, le pompe di calore sono in rapido sviluppo. Il COP è cresciuto negli ultimi anni e in alcuni casi si riesce a raggiungere un valore pari a 5. Per il raffreddamento, invece, si ottengono valori dell'indice EER compresi tra 3 e 4.5. Di conseguenza le pompe di calore stanno diventando una valida scelta per il riscaldamento domestico per il quale sono comunemente utilizzate in particolare quelle ad aria e quelle accoppiate alle sonde geotermiche, anche in abbinamento a caldaie termiche [24].

Per quanto riguarda le unità polivalenti, l'approccio costruttivo che le caratterizza, è studiato per massimizzare il loro effetto utile. La massima efficienza del sistema viene raggiunta con carichi contemporanei, quando tutta l'energia prodotta viene utilizzata per assicurare la richiesta termica e frigorifera dell'intero sistema. Con unità in grado di produrre simultaneamente energia termica e frigorifera, misurare l'efficienza attraverso i tradizionali indici *EER* e *COP* è limitativo. Per misurare in modo oggettivo la performance in condizione di contemporaneità dei carichi è utilizzato il *TER (Total efficiency ratio)*. Il *TER* viene calcolato come rapporto tra la somma delle potenze termica e frigorifera erogate e la potenza elettrica assorbita dalla macchina. Esso raggiunge il suo massimo valore in condizione di completo bilanciamento dei carichi ed è il modo più efficace per rappresentare la reale efficienza dell'unità.

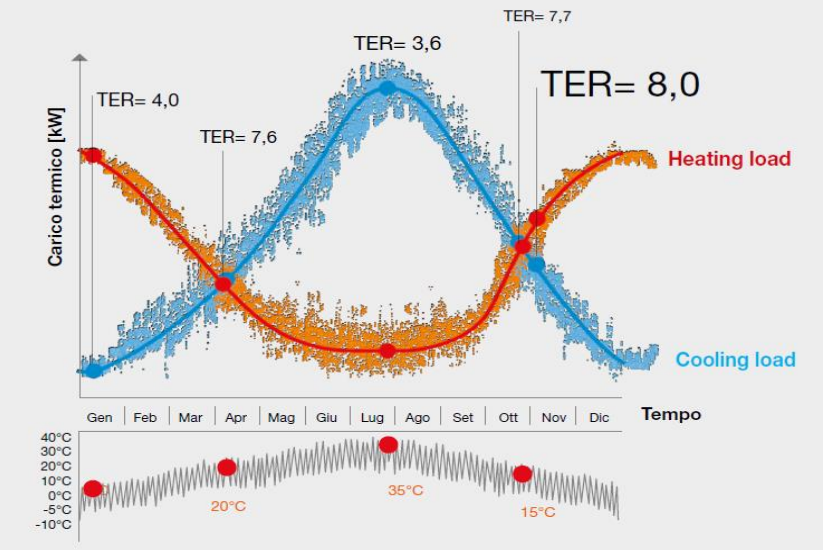


Figura 2.13 Andamento annuale del TER di una pompa di calore polivalente. [33]

Nella Figura 2.13 è rappresentato un tipico andamento delle prestazioni di un'unità polivalente durante un anno di funzionamento. Nei mesi primaverili e autunnali i carichi richiesti dalle utenze sono bilanciati e il coefficiente di prestazione della macchina è più alto rispetto agli altri periodi dell'anno. Inoltre, la strategia di controllo è un punto chiave per ottimizzare le prestazioni della pompa di calore e adattare le produzioni termiche alle esigenze degli utenti e alla natura dell'edificio [31].

2.3.5 Regolazione

La regolazione delle potenze erogate si effettua agendo sui compressori della macchina, in base al carico richiesto dalle utenze. Il compressore ha il compito di mantenere la differenza di pressione fra l'evaporatore ed il condensatore, in modo da ottenere i valori corretti delle temperature durante i cambiamenti di fase del fluido nei suddetti scambiatori. Per il funzionamento delle pompe di calore sono impiegati compressori volumetrici. In questa tipologia di compressori, l'aumento di pressione si ottiene con una riduzione del volume del fluido effettuata progressivamente, dall'aspirazione alla mandata.

I compressori possono essere di tipo alternativo (pistone e membrana) o rotativo (a vite, scroll, a palette). Tra le due categorie, lo sviluppo tecnologico nel campo della climatizzazione ha portato ad un maggior utilizzo dei compressori rotativi. Essi sono infatti meno ingombranti, più silenziosi e più semplici da regolare rispetto ai compressori alternativi. La logica di controllo è fondamentale per permettere al compressore di operare in condizioni ottimali anche quando lavora al di fuori del carico nominale. Il sistema più semplice è quello "on-off", ma risulta essere anche quello meno conveniente dal punto di vista energetico. In questi casi la macchina è regolata in funzione della temperatura di set point ($T_{set\text{-}point}$) della zona climatizzata: quando questa viene superata di un dato ΔT, il compressore si spegne per poi riaccendersi quando la differenza tra la temperatura dell'ambiente da climatizzare e quella di set point supera il ΔT impostato ($T = T_{set\text{-}point} - \Delta T$). Per mantenere il livello di comfort termico nell'ambiente climatizzato sarebbe opportuno mantenere il ΔT molto piccolo, ma questa soluzione porterebbe ad avere numerose fasi di avvio e di spegnimento del compressore, causando una maggiore usura dello stesso, una diminuzione del COP per effetto dei transitori e un maggior consumo di energia elettrica a causa della corrente assorbita durante le fasi di spunto. La tecnica più comune per la regolazione dei compressori volumetrici è la cosiddetta parzializzazione che consiste nell'escludere uno o più cilindri (nel caso di compressori a pistone) dalla compressione del refrigerante, cortocircuitando le valvole, ottenendo così una parzializzazione a gradini.

Negli ultimi anni, per la regolazione delle pompe di calore, è sempre più diffusa l'applicazione di un inverter. Con questo dispositivo è possibile modificare la frequenza della corrente di alimentazione della macchina, utilizzando valori diversi rispetto ai 50 Hz di frequenza della rete. Il controllo tramite inverter permette quindi di regolare la velocità del motore elettrico, evitando i problemi connessi alla fase di avvio che risulta più graduale e meno dispendiosa. Di conseguenza anche le condizioni di benessere termico nell'ambiente climatizzato sono più regolabili e la macchina riesce a adattarsi ad ogni frazione del carico nominale richiesto dalle utenze. Quando la richiesta è minore il *COP* può anche risultare maggiore rispetto al suo valore nominale, questo accade perché le superfici di scambio termico del condensatore e dell'evaporatore sono sovradimensionate in queste condizioni e si riducono i salti di temperatura.

Una pompa di calore che sfrutta la tecnologia a inverter ha un costo di acquisto maggiore rispetto alle altre, ma i costi di gestione sono minori.

Una diversa tipologia di regolazione può essere adottata nei compressori a vite. La continua richiesta di regolazione della potenza ha condotto allo sviluppo di una valvola di regolazione a cassetto adattata alla forma dei profili, disposta direttamente tra rotore principale e secondario (Figura 2.14).

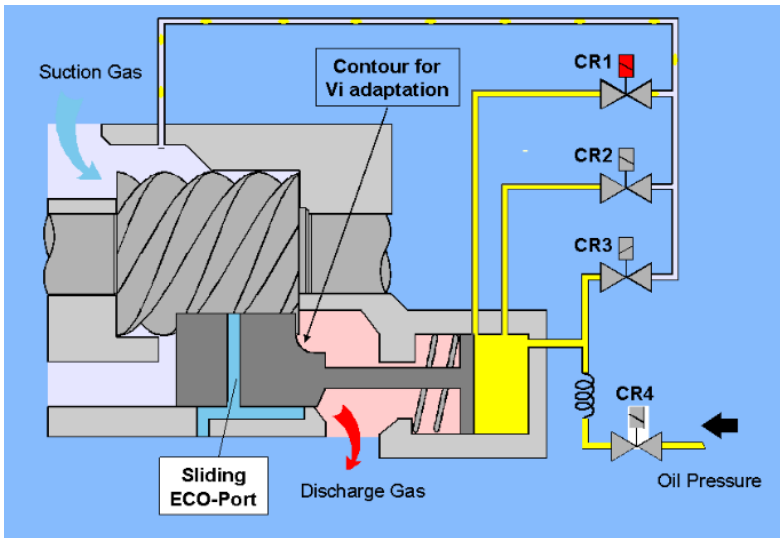


Figura 2.14 Sezione di una valvola a cassetto dotata di canale integrato per economizzatore.

Per la regolazione della potenza, la valvola a cassetto viene spostata idraulicamente in modo assiale. Il movimento della valvola a cassetto viene comandato tramite l'equilibrio delle forze causate dalle pressioni agenti su di essa. A sinistra della valvola la pressione è quella di aspirazione, a destra l'alta pressione. La pressione presente nel cilindro (a destra, in giallo, nella Figura 2.14) stabilisce lo scorrimento del pistone: verso sinistra quando bisogna aumentare la potenza, verso destra quando i carichi sono parziali oppure rimane nella posizione in cui si trova se il carico è costante. Le valvole CR1, CR2 e CR3 riducono la pressione al valore di aspirazione, muovendo così la valvola a cassetto nella direzione del carico parziale. Attraverso la valvola CR4 viene introdotto nel cilindro l'olio che si trova ad alta pressione, spostando la potenza verso il pieno carico. Quando il volume del cilindro rimane inalterato, la valvola a cassetto mantiene la sua posizione. Tramite le valvole, la regolazione di potenza può avvenire in modo continuo o a gradini (parzializzazione al 100-75-50-25%). È inoltre presente una molla collegata alla valvola a cassetto che ha la funzione di portare quest'ultima nella posizione di minima potenza quando il compressore è spento, garantendo sempre un avviamento a minimo carico. Un'altra particolarità di queste valvole è la possibile presenza del canale dell'economizzatore integrato (indicato con "*Sliding ECO-Port*" nella Figura 2.14), questo permette il funzionamento di un circuito di sottoraffreddamento, indipendentemente dalle condizioni di carico del compressore [34].

2.3.6 Terminali di erogazione: pannelli radianti

Un componente fondamentale per un impianto di climatizzazione è quello che permette la regolazione della temperatura all'interno degli ambienti. I sistemi di distribuzione che si abbinano meglio ad un impianto geotermico a bassa entalpia sono quelli che utilizzano come terminali di erogazione i pannelli radianti [35]. I pannelli radianti sono terminali costituiti da tubazioni in cui scorre l'acqua, calda o fredda, annegate nelle strutture che costituiscono l'involucro degli ambienti da climatizzare. I pannelli radianti possono essere a pavimento, a parete o a soffitto. In base alla disposizione verranno pertanto annegati in un massetto di finitura (pavimento) o nell'intonaco (parete o soffitto). Lo scambio di calore avviene sia per convezione che per irraggiamento, illustrati in Figura 2.15. Lo scambio per irraggiamento è governato dalla legge di Stefan-Boltzmann ed è direttamente proporzionale alla differenza di temperatura tra la superficie radiante dei pannelli e le superfici degli elementi presenti nel locale da climatizzare. Nel caso di flusso per convezione, l'energia scambiata è direttamente proporzionale alla differenza di temperatura tra la superficie radiante e l'aria [36].

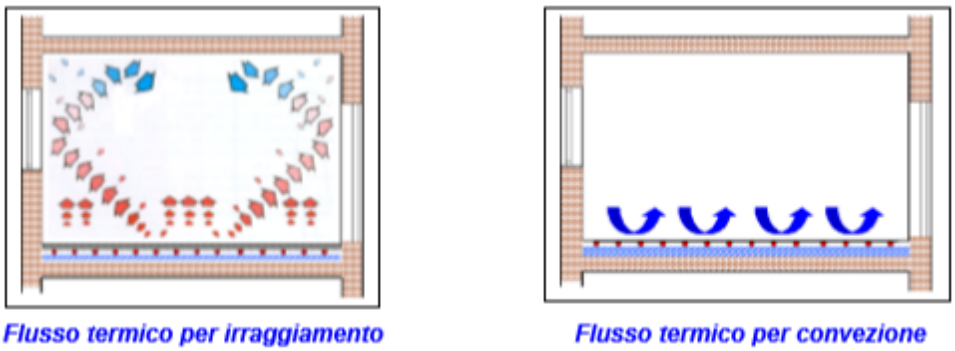


Figura 2.15 Flussi di calore generati dai pannelli radianti.

Per quanto riguarda i pannelli radianti a pavimento, in caso di riscaldamento, il principio di funzionamento si basa sulla circolazione di acqua calda a bassa temperatura (in genere tra i 30 e i 35 °C) in un circuito chiuso, che si sviluppa coprendo una superficie radiante molto elevata. Il calore dell'acqua che passa nella serpentina sotto il pavimento viene trasmesso verso l'alto, fino a riscaldare l'ambiente della stanza in maniera costante e uniforme. Nella Figura 2.16 è osservabile una tipica stratigrafia di un pavimento in cui sono immerse le tubazioni. Al fine di ridurre le dispersioni di energia termica verso il basso, uno strato di isolante è posizionato tra il massetto e la soletta portante del pavimento ed è solitamente costituito da polistirene espanso.

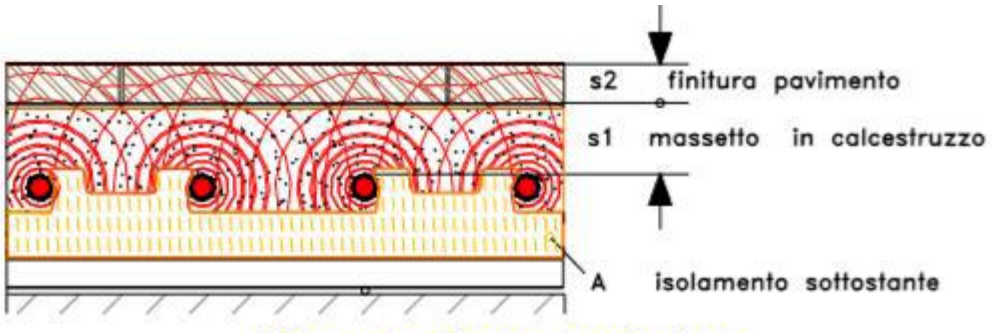


Figura 2.16 Stratigrafia di un pavimento con tubazioni immerse nel massetto.

Altri materiali isolanti presenti sul mercato e utilizzati in questi casi sono la fibra di legno, il sughero e il poliuretano. Per impianti ad acqua, le tubazioni previste dalla norma UNI EN 1264 sono di polietilene reticolato (PE-X), polibutilene (PB), polipropilene (PP) o rame. Le tubazioni in materiale plastico, in particolare quelle in PE-X, sono le più comuni. Esse sono flessibili e leggere, hanno una maggiore facilità di installazione ma, per evitare possibili corrosioni, devono essere dotate di uno strato di barriera all'ossigeno. Le tubazioni in rame sono meno diffuse ma sono caratterizzate da un'altissima conduttività termica (390 W/(m*K)), che permette il raggiungimento di una efficienza molto più elevata rispetto a quelle in materiale plastico. Inoltre, il rame è impermeabile all'ossigeno e presenta una dilatazione termica più vicina a quella del massetto in cui è immerso.

La disposizione delle tubazioni può avvenire in due modi: a spirale o a serpentina (Figura 2.17). L'energia termica erogata è la stessa in entrambi i casi, ma è più utilizzata la disposizione a spirale perché presenta una distribuzione più costante della temperatura e l'installazione è più semplice da effettuare.

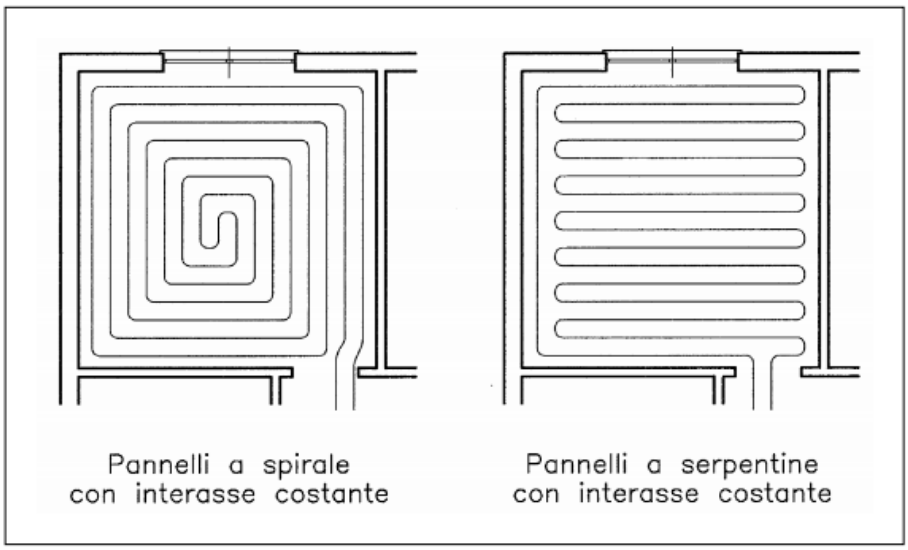


Figura 2.17 Disposizioni delle tubazioni dei pannelli radianti: a spirale (a sinistra) e a serpentina (a destra) [35].

I pannelli radianti rappresentano, attualmente, la soluzione impiantistica in grado di assicurare le migliori condizioni di benessere termico, mantenendo zone leggermente più calde vicino al pavimento e leggermente più fredde verso il soffitto, come si evince dalla Figura 2.18. Diversamente dai classici impianti a radiatori, questi sistemi forniscono calore soprattutto per irraggiamento a bassa temperatura. Questa caratteristica porta ad alcuni vantaggi rispetto ai radiatori, come l'assenza di correnti convettive (soprattutto sul corpo scaldante) e di stratificazioni di aria calda a soffitto e fredda a pavimento. Inoltre, l'assenza di moti convettivi nell'aria diminuisce la circolazione di polvere e di batteri, ottenendo così benefici anche per la salute degli occupanti. Nella Figura 2.18 sono accostate la curva di comfort termico ideale e quella ottenuta con pannelli radianti a pavimento.

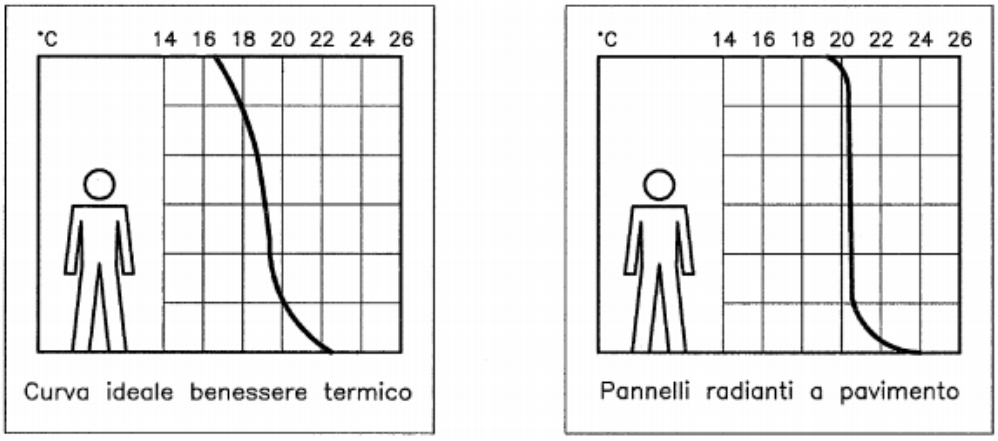


Figura 2.18 Diagrammi di comfort termico: ideale (a sinistra) e con pannelli radianti (a destra) [35].

Oltre ai vantaggi precedentemente descritti, questa tipologia di terminali presenta altri aspetti positivi. Dal punto di vista energetico i risparmi sono apprezzabili. Le temperature di funzionamento ridotte e il minor gradiente termico tra pavimento e soffitto comportano risparmi energetici, tra il 10-15% rispetto ai tradizionali sistemi a radiatori [36]. Nel caso di accoppiamento con una pompa di calore reversibile possono essere utilizzati anche per il raffrescamento estivo degli ambienti, soprattutto per quelle utenze a basso carico termico interno quali abitazioni civili. Spesso, nei sistemi geotermici, è possibile ottenere raffrescamento con pannelli radianti senza spendere energia per refrigerare l'acqua. Questa tecnica è detta *free-cooling* e consiste nel raffreddare l'acqua che scorre nel circuito dei pannelli radianti, collegando termicamente quest'ultimo con il circuito delle sonde geotermiche. Scambiando calore con il terreno l'acqua può quindi raggiungere una temperatura sufficientemente bassa per essere utilizzata per soddisfare il fabbisogno di energia frigorifera richiesto dalle utenze, senza l'intervento della pompa di calore.

I limiti legati a questo tipo di terminali sono principalmente due:

- condizionata e limitata la potenza specifica dei pannelli [W/m^2];
- elevata inerzia termica che li rende inadatti a locali ad uso discontinuo.

Il primo problema si avverte maggiormente quando si ricorre a pannelli radianti a pavimento, ma integrando la superficie radiante con pannelli a soffitto o a parete è possibile ottenere senza problemi le potenze richieste. Inoltre, isolando bene l'involucro che costituisce l'ambiente da riscaldare, si riducono le dispersioni termiche e di conseguenza migliora l'efficienza dell'impianto. A questo proposito, la norma UNI EN 1264, che regolamenta la progettazione e l'installazione dei pannelli, prescrive anche dei livelli minimi di isolamento dietro ai pannelli per evitare dispersioni termiche [37]. L'elevata inerzia termica è stata in parte risolta con massetti speciali che permettono bassi spessori ed elevata conduttività.

Un altro aspetto da considerare è che questi sistemi non sono in grado di effettuare deumidificazione. Per garantire le ottimali condizioni igrometriche, durante la stagione estiva, è necessario l'accoppiamento con un impianto di trattamento dell'aria.

2.4 Sonde geotermiche

Tra le diverse applicazioni riguardanti l'energia geotermica, la pompa di calore rappresenta l'unica tecnologia in grado di utilizzare energia geotermica a temperature molto basse. Sebbene sia facile da ottenere ovunque sulla superficie terrestre, prima dello sviluppo delle pompe di calore, questa porzione di energia geotermica non era una fonte di energia interessante.

Nella maggior parte dei casi, i sistemi di pompe di calore geotermiche hanno un doppio ruolo nel condizionamento degli edifici. Durante le stagioni fredde questi sistemi vengono utilizzati per riscaldare gli spazi, in particolare la pompa di calore trasferisce una quantità di calore dalla risorsa geotermica, sfruttata come "sorgente", alle utenze che la richiedono. Al contrario, durante le stagioni calde i sistemi di pompe di calore geotermiche possono estrarre il calore dagli edifici, attraverso appositi circuiti, per trasportarlo a una risorsa geotermica che, in questo caso, è considerata un dissipatore termico o "pozzo". In questo modo, la risorsa geotermica può essere considerata come un serbatoio di energia piuttosto che una pura fonte di calore. In questo paragrafo sono descritte le tipologie impiantistiche adottate per lo sfruttamento della risorsa.

La sonda geotermica è il modo o il dispositivo utilizzato per estrarre o iniettare il calore dalla o alla risorsa geotermica. La prima distinzione tra allacciamenti geotermici è possibile per l'assenza o la presenza di estrazione di acqua dalla risorsa. Queste due tipologie sono chiamate: sistema geotermico a circuito chiuso e sistema geotermico a circuito aperto.

Circuito aperto	**Circuito chiuso**
Per falde sotterranee la variazione di temperatura annuale è trascurabile.	È possibile installarli praticamente ovunque.
Il costo di pompaggio aumenta con la profondità dei pozzi.	Costi di manutenzione minori.
In genere richiede un'area superficiale minore per i pozzi (specialmente in confronto alle sonde orizzontali).	Richiede un'area maggiore per la disposizione delle sonde.
Iter burocratico più lungo. Necessaria una approfondita caratterizzazione idrogeologica, una simulazione di flusso e trasporto di calore e monitoraggio.	La presenza del fluido termovettore può causare danni ambientali in caso di versamento.

Tabella 2.2 Differenze tra gli impianti a circuito aperto e quelli a circuito chiuso.

In particolare, esistono tre tecnologie che possono essere utilizzate per sfruttare l'energia geotermica negli impianti a pompa di calore: pompe di calore ad acqua superficiale, pompe di calore accoppiate a terra e pompe di calore ad acqua di falda.

2.4.1 Pompe di calore ad acqua superficiale

Le pompe di calore ad acqua superficiale (*Surface-Water Heat Pumps - SWHP*) possono essere sistemi a circuito chiuso o sistemi a circuito aperto. Le prime sono costituite da pompe di calore acqua-aria o acqua-acqua situate in un edificio e collegate ad una rete di tubazioni poste in un fiume o in un lago. Il circuito chiuso presenta alcuni vantaggi: un costo relativamente basso, bassi requisiti energetici di pompaggio, alta affidabilità, bassi requisiti di manutenzione e bassi costi di esercizio; gli svantaggi sono la possibilità di creare danni alla serpentina nei laghi pubblici e ampie variazioni di temperatura con le condizioni esterne se il lago è piccolo o poco profondo (variazioni di efficienza) [38].

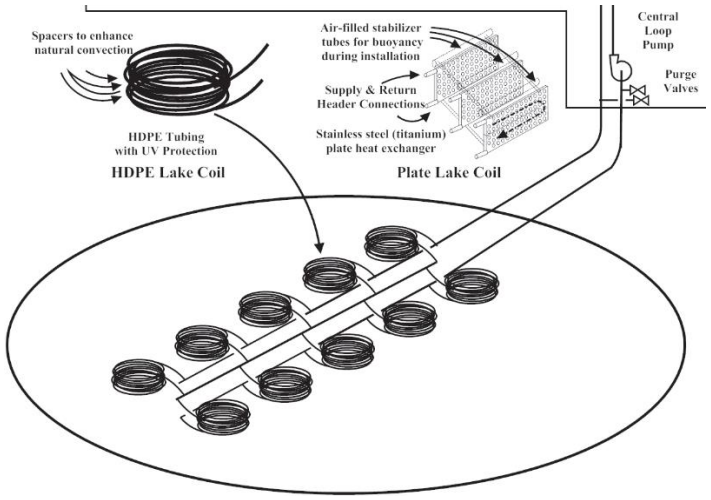


Figura 2.19 Configurazione di un sistema con pompa di calore ad acqua superficiale a circuito chiuso [38].

Gli SWHP a circuito aperto possono utilizzare i corpi idrici superficiali in modo simile alle torri di raffreddamento, senza la necessità di fornire energia al ventilatore o di frequenti manutenzioni. L'acqua di superficie può essere sfruttata direttamente alle pompe di calore acqua-aria o acqua-acqua oppure da uno scambiatore di calore intermedio che è collegato ad anello chiuso alle unità (questa seconda soluzione è la più diffusa). Se il lago è sufficientemente profondo è possibile trarre vantaggio dalla stratificazione termica e utilizzare l'acqua fredda del fondale, tramite scambiatori di calore, per ottenere un effetto di raffreddamento. Quest'ultimo può essere totale se l'acqua è di 10 °C o meno, altrimenti si può ottenere solo un preraffreddamento [38].

Le pompe di calore ad acqua superficiale posso essere suddivise in tre categorie:

- sopra la superficie: deve avere requisiti di prevalenza netta positiva bassa e devono essere prese precauzioni per garantire che l'acqua rimanga nella pompa durante i cicli di spegnimento;
- pompe verticali con giranti sommerse: collegate a motori fuori superficie;
- pompe sommerse: possono essere utilizzate quelle monostadio se l'edificio si trova in prossimità del lago, oppure unità multistadio per fornire acque per quote e distanze maggiori.

Nei climi caldi i laghi possono essere utilizzati anche come fonte di calore durante la modalità di riscaldamento invernale.

2.4.2 Pompe di calore ad acqua di falda

Le pompe di calore ad acqua di falda (*Ground-Water Heat Pump – GWHP*) sono sistemi a circuito aperto, ampiamente applicati in contesti residenziali a partire dai primi anni '60 e sempre più negli anni '70. Nel corso di questo primo utilizzo, sono state rilevate diverse aree problematiche. Alcuni di questi problemi sono specifici delle applicazioni residenziali. Altri si riscontrano in applicazioni commerciali, ma la natura della progettazione di sistemi più ampi offre strategie efficaci per affrontarli che non sono disponibili nei sistemi su scala residenziale. Questi problemi sono discussi in dettaglio nel seguente elenco.

- *Qualità delle acque sotterranee*. La qualità delle acque sotterranee è un problema in qualsiasi sistema meccanico attraverso il quale queste scorrono. Nei sistemi residenziali a circuito aperto, le acque sotterranee vengono generalmente utilizzate nel circuito frigorifero interno alla pompa di calore, generando fenomeni di corrosione, ridimensionamento o incrostazione, sia nelle pompe di calore che negli altri componenti del sistema. Nei sistemi commerciali a circuito aperto, uno scambiatore di calore a piastre e telaio isola il circuito dell'edificio da qualsiasi esposizione alle acque sotterranee. Lo stesso scambiatore di calore è progettato per essere smontato e pulito e la parte rimanente del sistema esposta alle acque sotterranee è limitata e costruita principalmente con tubazioni non metalliche. Di conseguenza, i problemi di qualità dell'acqua e i relativi costi di manutenzione sono sostanzialmente ridotti nei sistemi commerciali rispetto alle installazioni residenziali.
- *Impatto termico*. L'impatto termico di un edificio contenente qualsiasi sistema GSHP (circuito aperto o chiuso) sul terreno o sulle acque sotterranee è una funzione dell'edificio e dei suoi soli carichi termici. Un sistema ad anello aperto fornisce direttamente il carico termico alle acque sotterranee. Tuttavia, una falda acquifera penetrata dai fori di un sistema a circuito chiuso assorbe maggiormente il calore rispetto al terreno circostante e alla roccia. Poiché tutte le falde acquifere scorrono (anche se molto lentamente), l'energia termica viene rapidamente dissipata dal trasferimento di calore ai materiali della falda acquifera circostante (terreno, roccia, argilla, sabbia e ghiaia)
- *Potenza di pompaggio*. I sistemi a circuito aperto sono caratterizzati da una maggiore potenza di pompaggio rispetto ai sistemi a circuito chiuso. I sistemi residenziali sono caratterizzati da una prevalenza della pompa molto più elevata rispetto a molte applicazioni commerciali a causa dell'uso della pompa del pozzo. Quest'ultima deve, infatti, soddisfare sia il flusso della pompa di calore sia le esigenze domestiche ad alta pressione
- *Impatto sul livello dell'acquifero.* Nella maggior parte delle giurisdizioni, il design predefinito prevede l'iniezione dell'acqua dopo l'uso nel sistema a pompa di calore. Di conseguenza, tutto il flusso viene restituito alla falda acquifera. Sistemi più vecchi sono stati progettati con smaltimento superficiale delle acque sotterranee, costituendo un consumo maggiore dell'acqua e può avere un impatto negativo sul livello dell'acqua della falda nel tempo. La maggior parte dei sistemi moderni e ben progettati incorporano reiniezione per garantire la sostenibilità.

Inoltre, è possibile utilizzare l'acqua fredda sotterranea per raffreddare o preraffreddare l'aria esterna che entra nell'impianto di condizionamento dell'edificio.

Ci sono anche alcuni svantaggi, infatti, gli enti locali posso precludere l'uso o l'iniezione di acqua di falda, la disponibilità di acqua può essere limitata, l'energia di pompaggio può essere eccessiva se la pompa è sovradimensionata o se non ha una buona regolazione e precauzioni contro lo sporco devono essere prese se il pozzo non è adeguatamente strutturato o se la qualità dell'acqua non è così buona [38].

Con l'acronimo ATES (Aquifer Thermal Energy Storage), si individua una particolare applicazione dei sistemi GWHP, che consiste in un GWHP reversibile. Lo scopo principale di questa soluzione è quello di realizzare un accumulo termico stagionale nell'acquifero stesso, ottenendo grandi benefici energetici e gestionali [38] [39].

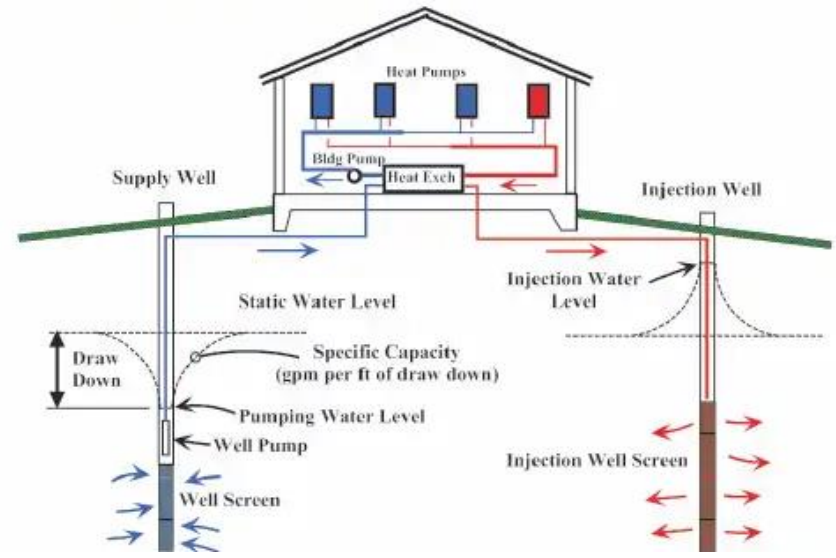


Figura 2.20 Esempio di impianto a circuito aperto con pompa di calore ad acqua di falda [38].

Prima di progettare un impianto GWHP, oltre ad aver verificato la legislazione e le limitazioni locali, è molto importante studiare il sottosuolo. In particolare, per poter concepire un ottimo progetto, è necessario sapere se le falde acquifere sono confinate o non confinato, la direzione del flusso, la permeabilità (quantità di acqua che attraverserà un metro quadrato di materiale in un giorno sotto una pendenza del 100%), la trasmissività che è a sua volta correlata allo spessore dell'acquifero e alla porosità. Il pozzo di iniezione, se presente, deve essere posizionato facendo attenzione a creare il minor numero di interferenze termiche tra il pozzo di produzione e quello di iniezione. Un'altra applicazione GWHP consiste in sistemi residenziali a pompa di calore ad anello aperto, la cui particolarità è l'assenza di un pozzo di iniezione (o reiniezione). Se correttamente applicato, può offrire un enorme vantaggio in termini di costi del capitale, pur mantenendo una performance produttiva paragonabile a quella dei sistemi a circuito chiuso. Lo svantaggio di questa configurazione rispetto alle altre è il maggior costo di manutenzione, ma è relativamente basso se paragonato alla riduzione del capitale investito [38].

3 Caso Studio: Energy Center

L'impianto geotermico studiato è pertinenza dell'Energy Center del Politecnico di Torino. L'Energy Center nasce con lo scopo di riunire in un unico edificio studenti, ricercatori, docenti e aziende, tutti attori fondamentali nella ricerca e nello sviluppo di tecnologie in ambito energetico. Il Politecnico di Torino ha lanciato nel 2016 l'Energy Center Initiative (ECI) per avviare una serie di azioni e progetti che forniranno supporto e consiglio strategico alle autorità locali, enti nazionali e transnazionali, sulle politiche e tecnologie energetiche da adottare. Il seguente capitolo descrive l'edificio e il sito in cui esso si trova. In particolare, sono presentate le apparecchiature installate nella centrale termica, per la produzione di energia termica e frigorifera, e nel sottosuolo per il funzionamento dell'impianto geotermico.

Figura 3.1 Foto della facciata principale dell'Energy Center.

3.1 Descrizione del sito

Geograficamente il sito analizzato è ubicato all'angolo tra via Nino Bixio e Paolo Borsellino nel Comune di Torino con coordinate 45° 4' 3'' N, 7° 39' 26'' E, la posizione è indicata con una stella nella figura 3.2. Situato nella parte centrale dell'area urbana di Torino, tra il fiume Sangone a sud, il fiume Dora Riparia a nord e il fiume Po a est. Quest'ultimo funge da drenaggio principale per le acque sotterranee e scorre a nord-est lungo il confine occidentale della collina torinese. Nel Torinese sono stati realizzati numerosi pozzi e, per questo motivo, la Regione Piemonte ha effettuato numerosi studi sull'idrogeologia della zona che permettono di conoscerne meglio le caratteristiche [40]. Grazie ai dati presenti in letteratura è quindi possibile distinguere due diverse zone litologiche con diverse proprietà idrauliche indicate con "Unit 1" e "Unit 2" nella Figura 3.2.

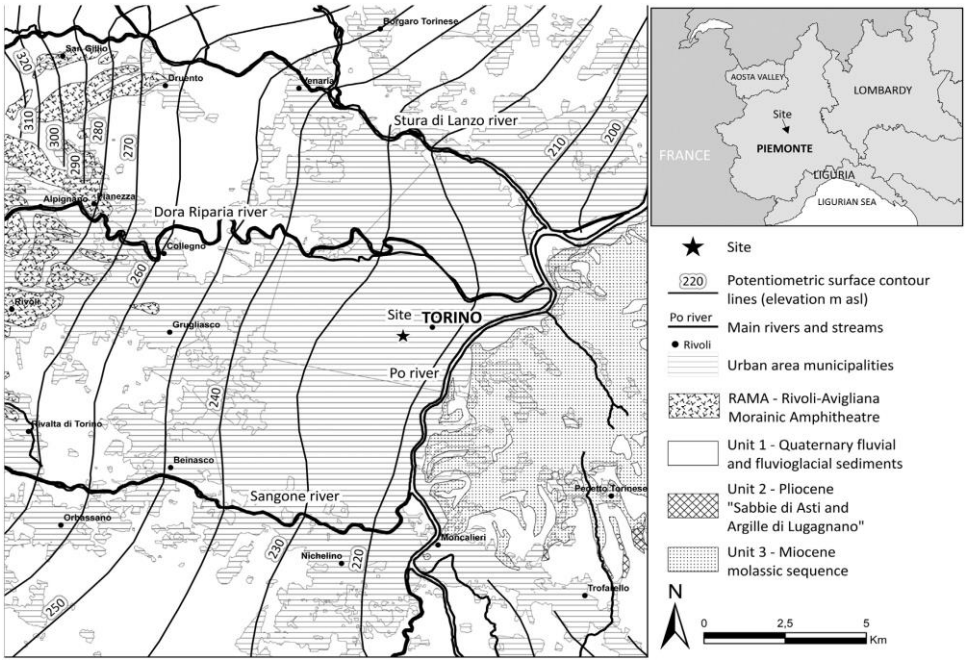


Figura 3.2 Mappa idrogeologica della città metropolitana di Torino [41].

.

L'unità 1, in bianco nella Figura 3.2, è costituita soprattutto da depositi alluvionali composti da ghiaia grossolana e sedimenti sabbiosi. L'unità 2 è invece formata da depositi di ambiente marino poco profondo ed è costituita da strati sabbioso-argillosi con ghiaia fine [41]. Dalle analisi idrogeologiche recuperate in bibliografia si evince che la direzione del flusso dell'acquifero va da NNW verso SSE [42].

L'impianto geotermico dell'Energy Center è un impianto a "circuito aperto" con pompa di calore ad acqua di falda, le cui caratteristiche sono descritte nella sezione 2.4.2. L'impianto è composto da un pozzo di prelievo e da un pozzo di immissione (con possibilità di interscambio) e da due piezometri di controllo localizzati a valle del flusso rispetto ai pozzi. Il sistema è da considerarsi reversibile, ossia in alcune occasioni il pozzo di prelievo può invertire il suo funzionamento e divenire pozzo di immissione e viceversa. Per effettuare l'operazione di interscambio è prima necessaria una lettera di concessione e accettazione da parte degli Uffici della Città Metropolitana di Torino. L'acqua attraverso l'impianto di scambio termico non subisce alcun tipo di modifica o di inquinamento chimico o microbiologico, salvo un leggero aumento della temperatura.

I pozzi ed i piezometri sono accessibili sia dall'esterno, attraverso l'apertura di chiusini, sia dall'interno attraverso corridoi e cunicoli presenti nei sotterranei dell'edificio. Date le loro posizioni geografiche, il pozzo P1 è chiamato anche pozzo sud, mentre il pozzo P2 è indicato anche come pozzo nord.

Le coordinate dei pozzi e dei Piezometri sono elencate nella Tabella 3.1.

	Coordinate	
Pozzo presa/resa 1 (Sud)	45° 4' 2.3" N	7° 39' 21.6"E
Pozzo presa/resa 2 (Nord)	45° 4' 4.0" N	7° 39' 22.9" E
Piezometro Sud	45° 4’ 2.4 N	7° 39’ 24.3 E
Piezometro Nord	45° 4’ 3.7 N	7° 39’ 24.9 E

Tabella 3.1 Coordinate dei pozzi e dei piezometri.

Le rispettive distanze, in metri, tra le teste dei pozzi e dei piezometri sono:

- P1 - P2 = 66,71 m;
- P2 - Piezometro Nord = 46 m;
- P1 - Piezometro Sud = 40 m;
- Piezometro Sud - Piezometro Nord = 70 m;

Nella Figura 3.3 è possibile osservare le posizioni dei pozzi e dei piezometri, inserite in una mappa del sito in cui è costruito l’edificio oggetto dello studio. Il rettangolo rosso nella figura evidenzia la parte della mappa occupata dall’Energy Center, mentre la freccia blu indica la direzione del flusso dell’acquifero.

Figura 3.3 Posizione dei pozzi e dei piezometri.

3.1.1 Stratigrafia e realizzazione dei pozzi

Entrambi i pozzi sono stati realizzati dalla ditta "IDROGEO S.R.L." ed hanno raggiunto la profondità di 45 m dall'attuale piano campagna (quota strada).
Nelle tabelle seguenti sono riportate le successioni litostratigrafiche rilevate durante la perforazione dei due pozzi in oggetto. La Tabella 3.2 fa riferimento alla stratigrafia del pozzo sud (P1), mentre la Tabella 3.3 riporta la stratigrafia del pozzo nord (P2).

POZZO SUD	
PROFONDITA'	**DESCRIZIONE STRATO**
0,00 – 1,00 m	Riporto ghiaioso
1,00 – 6,00 m	Riempimento con terreno
6,00 – 15,00 m	Sabbia compatta con ghiaia e ciottoli
15,00 – 17,30 m	Sabbia e ghiaia
17,30 – 18,00 m	Conglomerato
18,00 – 22,00 m	Sabbia compatta con ghiaia
22,00 – 42,00 m	Sabbia compatta con ghiaia, ghiaietto, strati di conglomerato e ciottoli
42,00 – 45,00 m	Ghiaia legata da argilla sabbiosa

Tabella 3.2 Stratificazione del sottosuolo in prossimità del Pozzo Sud (P1).

POZZO NORD	
PROFONDITA'	**DESCRIZIONE STRATO**
0,00 – 5,50 m	Cavedio
5,50 – 6,50 m	Cemento
6,50 – 22,00 m	Sabbia medio fine compatta con ghiaia, ciottoli e tracce di conglomerato
22,00 – 24,00 m	Strato di conglomerato ed arenaria compatta
24,00 – 26,00 m	Sabbia, ghiaia e ghiaietto
26,00 – 28,00 m	Conglomerato
28,00 – 31,50 m	Sabbia media, ghiaia e ghiaietto
31,50 – 33,00 m	Conglomerato
33,00 – 37,00 m	Sabbia compatta con ghiaia, ghiaietto e tracce di conglomerato
37,00 – 42,00 m	Ghiaia, ghiaietto e sabbia mediamente compatta
42,00 – 45,00 m	Ghiaia e ghiaietto con sabbia argillosa

Tabella 3.3 Stratificazione del sottosuolo in prossimità del Pozzo Nord (P2).

Per la realizzazione dei pozzi è stata effettuata una perforazione a rotazione a circolazione diretta e come fluidi sono stati utilizzati acqua e bentonite. Il pozzo P1 è stato rivestito con tubi in acciaio zincato dal diametro di 609 mm e spessore di 7 mm; da 0 m (-5,15 m per il pozzo P2) a 24 m e da 42 m a 45 m, mentre da 24 m a 42 m sono presenti filtri a ponte in acciaio zincato con spessore di 7 mm e con diametro di 609 mm. Infine, da 42 m a 45 m è stata realizzata una sacca di fondo e la chiusura del perforo. Le misure precedentemente elencate sono misurate a partire dalla quota della strada.

A protezione della testa di ognuno dei due pozzi è stata costruita una cameretta avampozzo. Per il Pozzo P1 la cameretta è interrata e leggermente sporgente dal piano campagna. A protezione della cameretta è stato posto un apposito coperchio in lamiera. All'interno della camera, le pareti ed il fondo sono state realizzate in cemento e rivestite con materiale isolante. Anche per il pozzo P2 sono stati effettuati questi accorgimenti, con la differenza che questo è stato invece realizzato ad una quota di 5,5 m in corrispondenza del cavedio esistente.
Dopo le operazioni di perforazione sono state eseguite delle prove di portata per verificare gli abbassamenti del livello statico dell'acqua nei due pozzi durante il funzionamento con successivi aumenti di portata. Con livello statico si indica, in assenza di emungimento, il livello dell'acqua nel pozzo, uguale a quello circostante della falda. La profondità del livello statico dei due pozzi misurato rispetto al piano campagna è di 22,10 m per il pozzo P1 e di 22,61 m per il pozzo P2. Nella Figura 3.4 sono rappresentate le sezioni di pozzi, facendo riferimento alle stratigrafie del terreno perforato e ai materiali utilizzati per il loro rivestimento.

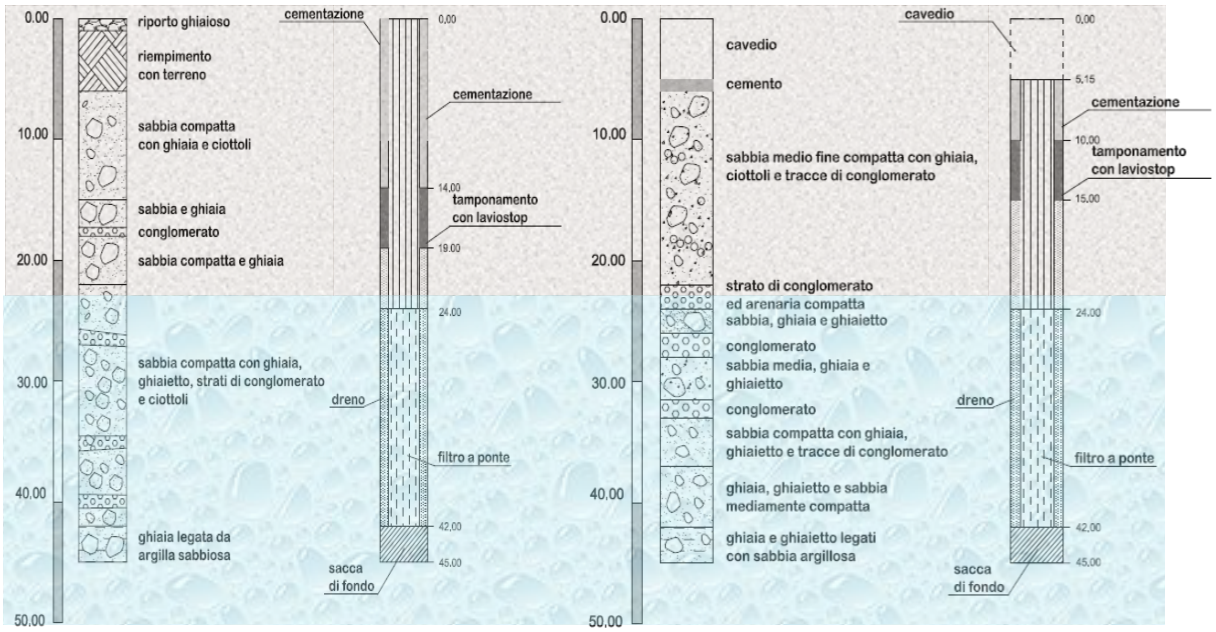


Figura 3.4 Stratigrafia e composizione del pozzo P1 a sinistra e del pozzo P2 a destra.

A completamento dei pozzi sono state poi installate due elettropompe sommerse e un misuratore di portata per ogni pozzo, per il funzionamento dei circuiti e per il loro monitoraggio. Nelle figure sotto sono riportate due fotografie effettuate durante il completamento dei pozzi. In Figura 3.5 è osservabile la cameretta avampozzo del pozzo P1, in Figura 3.6 la testa di chiusura del pozzo P2.

Figura 3.5 Cameretta avampozzo del pozzo sud P1.

Figura 3.6 Testa di chiusura del pozzo nord P2.

3.2 Descrizione dell'edificio

La struttura è caratterizzata da un volume lordo di 30.075 m^3, con una superficie utile di circa 5.441 m^2. L'edificio si sviluppa su quattro piani e un seminterrato. Al primo, secondo e terzo piano sono presenti uffici e sale riunioni utilizzate dai ricercatori del Politecnico di Torino e dal personale delle aziende esterne che hanno sede nel centro. Al piano terra si trova un Auditorium da circa 150 posti, un laboratorio open space dove si svolgono attività di ricerca e un'ampia Hall nella quale è situata la reception. È inoltre presente un piano ammezzato, in cui è collocata la sala di controllo, nella quale il personale dedicato si occupa della sicurezza e del monitoraggio dell'edificio.

Nel seminterrato vi è un parcheggio di circa 50 posti auto con postazioni di ricarica per veicoli elettrici, altri laboratori e i locali tecnici. Questi ultimi ospitano la centrale termofrigorifera, la centrale antincendio, le unità di trattamento aria (UTA), le batterie UPS (Uninterruptible Power Supply) per la continuità del servizio elettrico e il generatore diesel di emergenza.

L'Energy Center, dal punto di vista energetico, utilizza due vettori energetici:

- Calore: fornito attraverso la connessione alla rete di teleriscaldamento del Comune di Torino;
- Elettricità: fornita attraverso la connessione alla rete elettrica.

L'energia fornita da questi vettori viene utilizzata per soddisfare i servizi energetici dell'edificio:

- Illuminazione;
- Climatizzazione invernale ed estiva;
- Produzione di acqua calda sanitaria (ACS);
- Impianti per il trasporto di persone o cose;
- Impianti di ventilazione meccanica.

Dalla Attestazione di Prestazione Energetica (APE), redatta nel 2016, è possibile elencare i principali indicatori energetici dell'edificio, relativi ai servizi energetici analizzati in questo lavoro di tesi.

Servizio Energetico	**Efficienza media stagionale [%]**	**Ep,nren [kWh/m^2/anno]**
Climatizzazione invernale	532	21,46
Climatizzazione estiva	114	25,18
Produzione ACS	302,6	0,77

Tabella 3.4 Prestazioni energetiche dell'edificio secondo la certificazione APE.

Considerando tutti i servizi energetici presenti, l'edificio rientra nella classe energetica A1, con un indice di prestazione energetica globale non rinnovabile di 119,89 kWh/m^2/anno.

L'Energy Center è dotato di un sistema di automazione e controllo dell'edificio *BACS (Building Automation and Control System),* il quale è interfacciato con il software di supervisione Siemens DESIGO *CCTM.* Quest'ultimo permette di effettuare le operazioni di gestione e regolazione degli impianti di produzione, dei sistemi di illuminazione e dei sistemi di allarme e sicurezza generali. Il sistema è caratterizzato dalla presenza di numerose stazioni di automazione, suddivise per gruppi in base alla loro funzionalità e locazione. Ogni gruppo raccoglie le misurazioni di numerosi sensori installati nell'intero edificio (circa 8000). Le misurazioni sono di diversa tipologia e la comunicazione con il sistema di supervisione permette di comandare l'attivazione, lo spegnimento e la regolazione degli impianti e dei loro componenti al fine di mantenere le condizioni di comfort interno nei locali.

Per lo scopo del lavoro di tesi, le quantità energetiche di maggiore interesse sono quelle relative alla produzione di energia termica e frigorifera per soddisfare i fabbisogni di riscaldamento, acqua calda sanitaria e raffrescamento. Nei successivi paragrafi, sono descritti gli elementi installati nel locale in cui è collocata la centrale termofrigorifera e i terminali di erogazione, che permettono di raggiungere e mantenere le condizioni di comfort all'interno dei locali.

3.2.1 Centrale Termofrigorifera

Per soddisfare il fabbisogno dell'edificio di energia termica e frigorifera, nella centrale tecnologica sono installate le apparecchiature per la produzione, l'accumulo e la distribuzione di acqua calda e acqua refrigerata. In questa sezione sono presentati i principali elementi che costituiscono la centrale termica. Nella tabella 3.4 sono elencati i componenti installati in centrale, i corrispondenti servizi energetici da fornire e i parametri che li caratterizzano. In tabella 3.5 sono invece elencate le temperature operative, in uscita e in ingresso dalla macchina, dei flussi d'acqua che fungono da fluidi termovettori. I flussi d'acqua che circolano negli impianti di distribuzione dell'edificio hanno lo scopo di alimentare i terminali di erogazione, permettendo la climatizzazione dell'edificio attraverso il rilascio o l'asportazione di calore dagli ambienti. I valori riportati nella Tabella 3.5 e nella Tabella 3.6 sono ottenute dalle schede tecniche fornite dai costruttori di ogni macchina di produzione.

Componente	Servizio Energetico	Parametro Caratteristico	Valore
Sottostazione del Teleriscaldamento	Riscaldamento	Potenza nominale	350 kW
	ACS	Potenza nominale	50 kW
	Alimentazione gruppo ad Assorbimento	Potenza nominale	255 kW
Gruppo Polivalente Geotermico	Riscaldamento e ACS	Potenza nominale	474 KW
	Raffrescamento	Potenza nominale	442 kW
	Riscaldamento/Raffrescamento simultaneamente	Potenza nominale	459/362 kW
Chiller ad Assorbimento	Raffrescamento	Potenza nominale	155 kW
Serbatoi per accumulo termico	Acqua calda	Capacità	4.000 L
	Acqua fredda	Capacità	4.000 L
	Acqua calda da solare termico	Capacità	1.000 L
Boiler	Acqua calda sanitaria	Capacità	1.500 L

Tabella 3.5 Parametri energetici caratteristici delle apparecchiature installate nella centrale termica.

Componente	Fluido	Temperatura [°C] Mandata/Ritorno
Sottostazione del Teleriscaldamento	Acqua Calda	70/60
Gruppo Polivalente Geotermico	Acqua Calda	45/40
	Acqua Refrigerata	7/12
Chiller ad Assorbimento	Acqua Calda	131/110
	Acqua Refrigerata	7/12

Tabella 3.6 Temperature operative di mandata e ritorno delle macchine di produzione installate in centrale.

La richiesta di energia termica è soddisfatta principalmente grazie al collegamento alla rete di teleriscaldamento della città di Torino. Il calore, sotto forma di acqua surriscaldata, viene prodotto in moderne centrali e oltre il 98% dell'energia immessa in rete viene prodotta attraverso impianti di cogenerazione a ciclo combinato alimentati a gas naturale, nelle quali avviene la produzione simultanea di energia elettrica ed energia termica. Le potenze complessive di questi impianti, collocati nella cintura di Torino, sono di 1.200 MW elettrici e 740 MW termici [43]. Tramite reti di tubazioni interrate, l'acqua calda raggiunge le sottostazioni alle quali sono allacciati i singoli edifici. Nelle sottostazioni sono collocati gli scambiatori che permettono il trasferimento di energia termica dalla rete di teleriscaldamento agli impianti dell'edificio. Ceduto il calore, l'acqua completa il proprio ciclo ritornando ai centri di produzione ad una temperatura più bassa.

L'impianto è allacciato alla rete attraverso tre diversi scambiatori a piastre, ognuno con lo scopo di soddisfare una determinata utenza, come schematizzato nella Figura 3.7. Lo scambiatore utilizzato per il riscaldamento dell'edificio è quello con la potenza nominale di 350 kW (SC-02). La richiesta di acqua calda sanitaria è soddisfatta da uno scambiatore da 50 kW (SC-01), mentre il terzo scambiatore da 255 kW (SC-03) è collegato alla macchina frigorifera ad assorbimento (chiller).

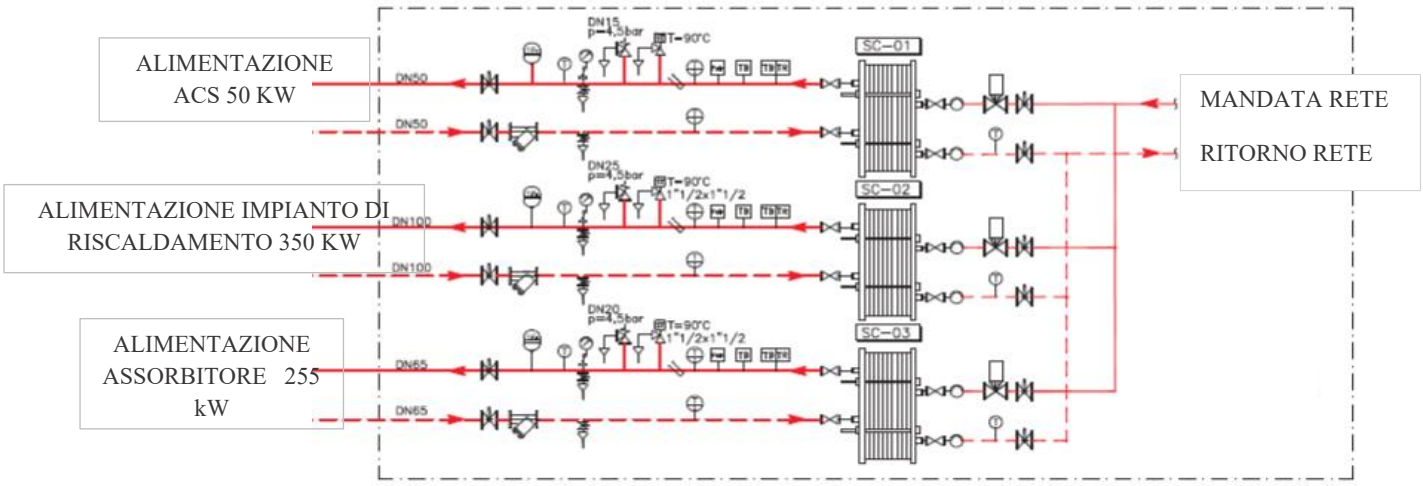


Figura 3.7 Schema dei tre scambiatori collegati alla rete del teleriscaldamento con relative potenze nominali.

Lo scambiatore SC-02 è quindi utilizzato per la produzione di acqua calda utile al riscaldamento dell'edificio. L'acqua calda, proveniente dalla rete, riscalda attraverso lo scambiatore a piastre l'acqua del circuito primario caldo che, tramite il circuito di distribuzione, assicura il mantenimento delle temperature di set point dell'aria nei locali durante i mesi invernali.

L'altro componente alimentato dalla rete è il boiler per la produzione di acqua calda sanitaria. Il serbatoio ha una capacità di accumulo di 1.500 lt di acqua che viene riscaldata da una serpentina al cui interno scorre acqua calda. Lo scambio termico avviene tra l'acqua che attraversa la serpentina e l'acqua contenuta nel boiler, con una potenza termica massima di 50 kW. L'acqua calda che cede energia termica all'accumulo può essere fornita sia dallo scambiatore SC-01, allacciato al teleriscaldamento, che dal gruppo polivalente geotermico. Le due modalità di alimentazione non avvengono mai contemporaneamente grazie alla presenza di un sistema di valvole a tre vie. In base alla logica di funzionamento impostata, l'acqua calda che attraversa la serpentina è resa disponibile o dal teleriscaldamento o dalla pompa di calore polivalente. La temperatura di set point prevista per l'acqua contenuta nel serbatoio è di 60°C. Nella Figura 3.8 è schematizzata l'alimentazione del boiler, la parte disegnata piena in nero della valvola deviatrice è sempre aperta e le connessioni possibili sono solo A-C se alimentata dal gruppo polivalente o A-B se alimentata dal Teleriscaldamento. Quando la temperatura di set point viene raggiunta, la pompa EP13, che permette al fluido caldo di alimentare la serpentina, si arresta. Il flusso rosso tratteggiato rappresenta il circuito di acqua calda sanitaria di ricircolo.

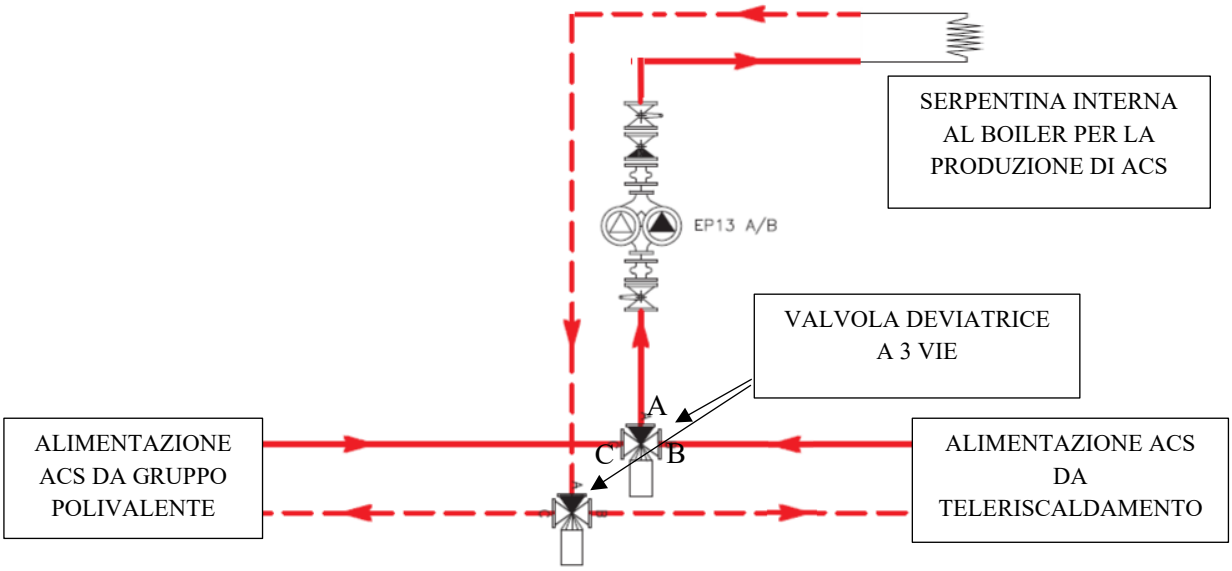


Figura 3.8 Alimentazione del boiler da 1500 lt per la produzione di ACS da Gruppo Polivalente e da TLR.

L'acqua calda prodotta per usi sanitari è inviata all'edificio attraverso un miscelatore elettronico programmabile, che garantisce la temperatura di utilizzo ed il lavaggio antilegionella. Quest'ultimo viene effettuato nel corso delle ore notturne, durante il non utilizzo dei locali.

Come riportato nella Tabella 3.5, nel locale tecnico, è installato anche un serbatoio di accumulo da 1.000 litri che contribuisce alla produzione di acqua calda sanitaria, alimentato da un impianto solare termico. Il sistema è costituito da collettori a tubi vetrati sottovuoto, con un angolo di inclinazione di 15 °. I pannelli sono posizionati in copertura ed hanno una superficie utile di cattura di circa 30 m^2 con cui si ottiene una potenza di picco di circa 10 kW e una producibilità annua di 12.500 kWh. Nella Figura 3.9 è rappresentato lo schema dell'impianto solare termico.

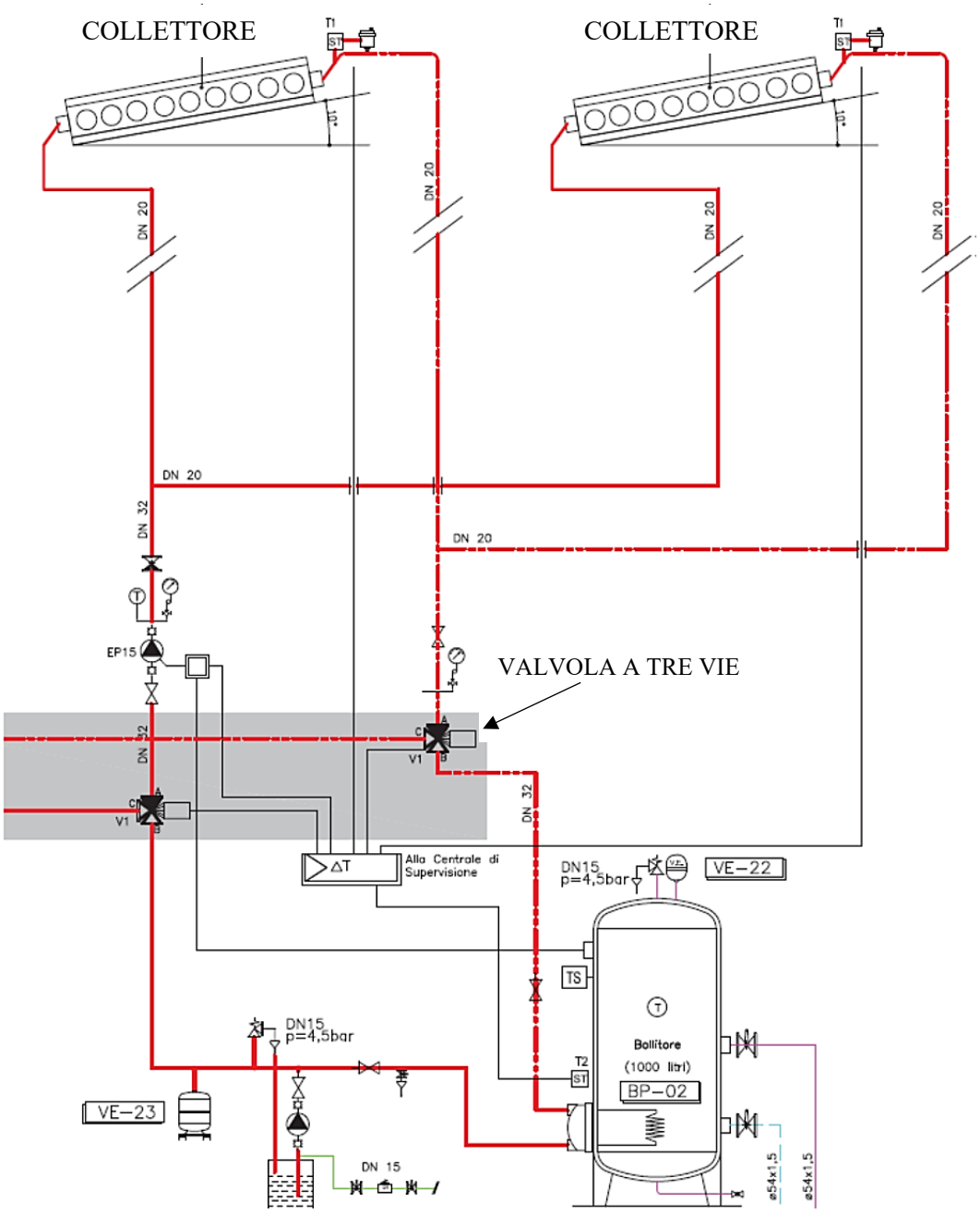


Figura 3.9 Schema dell'impianto solare termico.

L'acqua contenuta nel serbatoio da 1000 litri viene riscaldata da una serpentina nella quale scorre l'acqua calda prodotta dal circuito solare. La produzione dell'impianto solare termico è regolata dalla logica di controllo della pompa di ricircolo EP15. La pompa entra in funzione quando la temperatura dei pannelli supera di 5°C la temperatura del serbatoio, permettendo il passaggio di acqua calda "solare" attraverso la serpentina del boiler e si ferma solo quando viene raggiunta la temperatura di set-point impostata.

L’acqua calda prodotta dai collettori solari viene distribuita nel seguente modo:

- Se la temperatura è inferiore al valore di set-point (60°C) viene mandata nel serbatoio di accumulo da 1500 litri dove si mescola con l’acqua calda prodotta dal Gruppo Polivalente o dal Teleriscaldamento. Questo accade ogni volta che si verifica un prelievo di acqua calda che richiama l’ingresso di acqua fredda nel serbatoio solare, causando una diminuzione della temperatura.
- Se la temperatura è maggiore o uguale a quella impostata viene inviata direttamente al miscelatore.

Queste modalità di funzionamento garantiscono l’utilizzo dell’acqua calda prodotta dall’impianto solare termico anche quando la temperatura è inferiore a quella del boiler ACS. In questo modo l’acqua nel serbatoio da 1500 lt è scaldata dalla Centrale fino alla temperatura di set-point, ma con un salto termico minore in quanto l’acqua in ingresso è già riscaldata dal circuito solare. La diminuzione del salto termico necessario, per ottenere acqua calda sanitaria alla temperatura impostata, comporta la diminuzione del fabbisogno di energia termica relativo a questa utenza. Inoltre, quando le temperature di set point dei serbatoi sono state raggiunte, l’acqua calda prodotta dai pannelli solari e quindi l’energia termica, che non può essere utilizzata per il serbatoio solare, viene inviata al serbatoio di accumulo da 4000 litri tramite la regolazione di valvole a tre vie. Le connessioni del serbatoio BP-02 con il resto dell’impianto dell’ACS sono rappresentate, nella Figura 3.9, dalle linee in azzurro e in magenta, che costituiscono rispettivamente il reintegro con l’acqua fredda della rete idrica e la mandata all’impianto per la distribuzione dell’ACS alle utenze.

Le apparecchiature trattate fino a questo punto sono quelle che contribuiscono alla produzione di acqua calda, utile a soddisfare il fabbisogno di energia termica dell’edificio, sia per il riscaldamento che per l’acqua calda sanitaria, necessari a soddisfare le richieste dell’edificio.

Oltre ai sistemi descritti, un altro elemento della centrale termica in grado di produrre acqua calda è la pompa di calore polivalente geotermica. Quest’ultima, tramite l’assorbimento di energia elettrica, è in grado di produrre acqua calda e acqua refrigerata, anche simultaneamente, sfruttando un circuito di acqua di falda. Questo componente è caratterizzato da una potenzialità termica di 473 kW e da una potenzialità frigorifera di 442 kW che permette di soddisfare interamente il fabbisogno di energia frigorifera per il raffrescamento dell’edificio. Le modalità di funzionamento e le caratteristiche dell’unità polivalente sono approfondite nella sezione “Descrizione del gruppo polivalente” di questo capitolo.

Nella stanza in cui è ubicata la centrale è installata anche una macchina frigorifera ad assorbimento alimentata dalla rete di teleriscaldamento, tramite lo scambiatore SC-03 da 255 kW rappresentato in Figura 3.7. Questa tipologia di macchine frigorifere utilizza energia elettrica e il calore ceduto da una sorgente per produrre acqua refrigerata. Il circuito frigorifero ad assorbimento funziona con una miscela di acqua e bromuro di litio (LiBr) e deve essere alimentato con acqua calda ad una temperatura di 110°C. Dalla documentazione raccolta, la potenza frigorifera nominale del chiller ad assorbimento installato è di 155 kW. L’assorbitore non viene ancora utilizzato a causa della complessità del sistema e della manutenzione richiesta. Per funzionare necessita di elevate temperature del fluido caldo, da 90°C a 110°C, non sempre ottenibili col teleriscaldamento e, inoltre, non riesce a soddisfare da solo la richiesta di raffrescamento durante la stagione estiva.

Oltre ai boiler utilizzati per la produzione e l’accumulo di acqua calda sanitaria, per favorire l’inerzia termica degli impianti, sono installati due serbatoi di accumulo da 4.000 litri, uno di acqua calda e

uno di acqua refrigerata. Infine, nella stanza che ospita la centrale termofrigorifera, sono presenti anche le numerose pompe che appartengono al circuito di distribuzione primario, fatta eccezione per le pompe immerse nei pozzi usate per prelevare e scaricare l'acqua di falda.

3.2.2 Terminali di erogazione

L'energia termica e frigorifera prodotta dalle apparecchiature installate in centrale, descritte nel paragrafo precedente, viene distribuita alle utenze dell'edificio. I fabbisogni degli ambienti sono determinati seguendo le indicazioni della normativa UNI/TS 11300 parte 2-3, attraverso la quale vengono dimensionati gli impianti di climatizzazione dei singoli locali. La norma UNI 10339 indica i valori di set-point, intesi come valori di temperatura interna ottimale, da mantenere nei locali durante la stagione invernale e durante la stagione estiva [44]:

- Riscaldamento: $T_{set\text{-}point} = 20 \pm 2$ °C u.r.= 50 ± 5 % (*umidità relativa*)
- Raffrescamento: $T_{set\text{-}point} = 26 \pm 2$ °C u.r.= 50 ± 5 % (*umidità relativa*)

Per raggiungere e mantenere il livello di temperatura interna che rispetti il comfort degli occupanti, sia in regime invernale che in regime estivo, è quindi necessaria la climatizzazione degli ambienti. L'erogazione dell'energia termica o frigorifera richiesta dall'ambiente è attuabile attraverso appositi sistemi di erogazione e i relativi terminali installati nei locali da climatizzare. Le documentazioni raccolte, relative ai calcoli esecutivi effettuati, descrivono diverse tipologie di terminali di erogazione presenti all'Energy Center, distinguendo tipologie di circuiti ad acqua e circuiti ad aria.

I circuiti ad acqua, chiamati anche circuiti idronici, utilizzano come terminali dei pannelli radianti a soffitto e dei pannelli radianti a pavimento, posizionati nella hall e negli uffici del primo, secondo e terzo piano. L'acqua costituisce il fluido termovettore degli impianti di climatizzazione idronici presenti all'Energy Center e l'effetto utile è prodotto tramite i terminali installati nei locali della struttura.

I circuiti ad aria sono costituiti dalle unità di trattamento aria, chiamate "UTA". Gli impianti ad aria garantiscono il corretto ricambio di aria negli ambienti, il livello di temperature e di qualità dell'aria, in modo da rientrare nei parametri normativi relativi alla percentuale di umidità relativa e presenza di CO_2.

L'Energy Center dispone di 5 impianti UTA, di cui tre ad "aria primaria" e due a "tutt'aria". Le unità di trattamento aria ad aria primaria garantiscono sia il comfort termico che la qualità dell'aria. La tipologia a "tutt'aria" invece è in grado di soddisfare solo gli standard di qualità dell'aria, mentre il comfort termico è controllato dai terminali alimentati dal circuito idronico. Per compiere i processi di trattamento dell'aria, gli impianti UTA utilizzano batterie di riscaldamento e raffreddamento, richiedendo rispettivamente potenza termica e frigorifera. Le potenze di cui necessitano le batterie sono fornite dalla centrale termofrigorifera attraverso la produzione di acqua calda e acqua refrigerata. Per quanto riguarda le potenze termiche nominali delle batterie degli impianti UTA, esse comprendono le potenze richieste per antigelo, preriscaldamento e postriscaldamento dell'aria; le potenze frigorifere riguardano invece le fasi di preraffreddamento e raffreddamento.

Tramite la documentazione raccolta è possibile anche elencare, tramite la Tabella 3.7, i terminali installati nell'edificio, la loro ubicazione e le rispettive potenze nominali, calcolate in fase di progetto. Inoltre, nella Tabella 3.8 sono elencate le temperature di mandata e ritorno dei flussi d'acqua.

Impianto (ubicazione)	***Locali climatizzati***	***Potenza Termica [kW]***	***Potenza Frigorifera [kW]***
UTA (copertura)	Uffici NO Piano 1,2,3	217,4	121,9
UTA (copertura)	Uffici NE Piano 1,2,3	32,6	31,7
UTA (copertura)	Auditorium	50,2	55,4
UTA (piano int, Locale tecnico)	Ristorante	15,9	45,4
UTA (piano int, Locale tecnico)	Atrio	33,2	43,5
Pannelli radianti a pavimento	Atrio e uffici piano 1,2,3	36	20
Pannelli radianti a soffitto	Uffici piano 1,2,3	68	65
Radiatori e recuperatori	Servizi sanitari WC	96	/
Split ad espansione diretta	UPS Sala controllo	/	22

Tabella 3.7 Terminali di erogazione con rispettiva ubicazione e potenze richieste.

Utenza	*Fluido termovettore*	*Temperatura Mandata/Ritorno [°C]*
Pannelli radianti a soffitto	Acqua Calda	35/30
	Acqua Refrigerata	16/20
Pannelli radianti a soffitto	Acqua Calda	37/21
	Acqua Refrigerata	14/20
UTA	Acqua Calda	45/40
	Acqua Refrigerata	7/12
Radiatori	Acqua Calda	45/40

Tabella 3.8 Temperature di mandata e ritorno dei flussi d'acqua richiesti dalle utenze.

Il circuito idronico, avente come terminali i pavimenti e i soffitti radianti, rappresenta un sistema a due tubi. Ciò significa che, se necessario, lo staff tecnico della struttura effettua il passaggio dalla modalità di riscaldamento a quella di raffreddamento perché i tubi di mandata e di ritorno sono univoci. La commutazione viene eseguita da remoto attraverso il sistema di gestione, rispettando le norme delle autorità sulla stagione di riscaldamento che per Torino va dal 15 ottobre al 15 aprile. L'operazione viene effettuata agendo sul sistema *BACS* (*Building & Automation Control System)* installato nell'edificio, che opera di conseguenza sulle valvole di commutazione.

3.3 Descrizione del gruppo polivalente

Il componente principale installato nella centrale termofrigorifera è un'unità polivalente da interno (Figura 3.10), in grado di produrre energia termica e frigorifera tramite lo sfruttamento dell'energia geotermica dell'acqua di falda. La macchina è del tipo acqua-acqua, sia quando opera come pompa di calore che quando è in modalità raffrescamento. Per le analisi effettuate nei capitoli successivi, è importante conoscere il funzionamento del gruppo polivalente e in che modo esso interagisce con gli altri elementi della centrale.

Figura 3.10 Unità polivalente geotermica installata presso l'Energy Center.

La macchina è progettata per applicazioni su impianti a 4 tubi per la produzione di acqua sia refrigerata che riscaldata tramite due circuiti indipendenti. Ogni circuito utilizza un compressore di tipo a vite semiermetico per comprimere il fluido operativo. Il fluido refrigerante utilizzato dal gruppo polivalente è l'R134a. Oltre ai due circuiti interni, per il suo funzionamento, la macchina è collegata ad altri tre circuiti:

- Circuito caldo primario (lato utenza)
- Circuito freddo primario (lato utenza)
- Circuito acqua di falda (lato pozzo/sorgente)

I circuiti sono illustrati nella Figura 3.11, mentre nella Figura 3.12 è possibile osservare una schematizzazione della sezione interna della macchina e la posizione dei tre scambiatori a fascio tubiero. Il circuito in cui scorre l'acqua di falda è collegato allo scambiatore ausiliario.

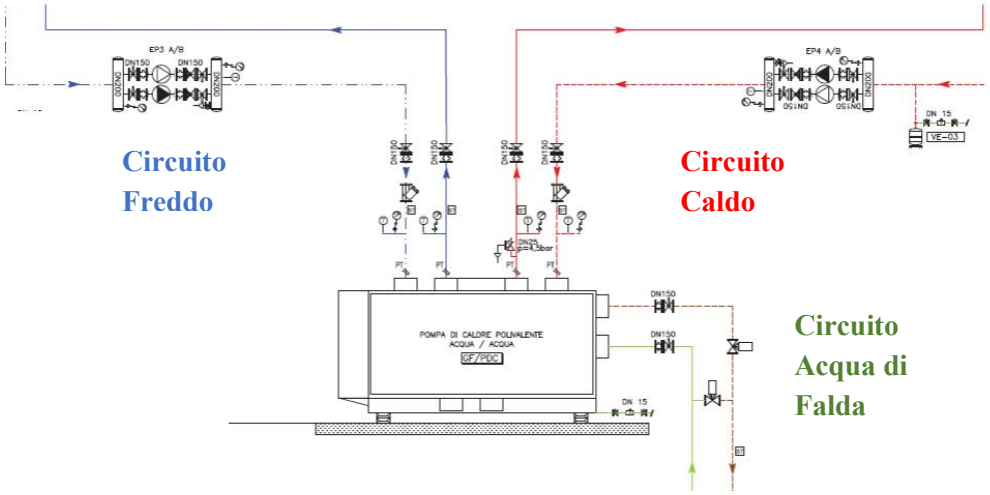


Figura 3.11 Schema dei circuiti connessi alla pompa di calore polivalente.

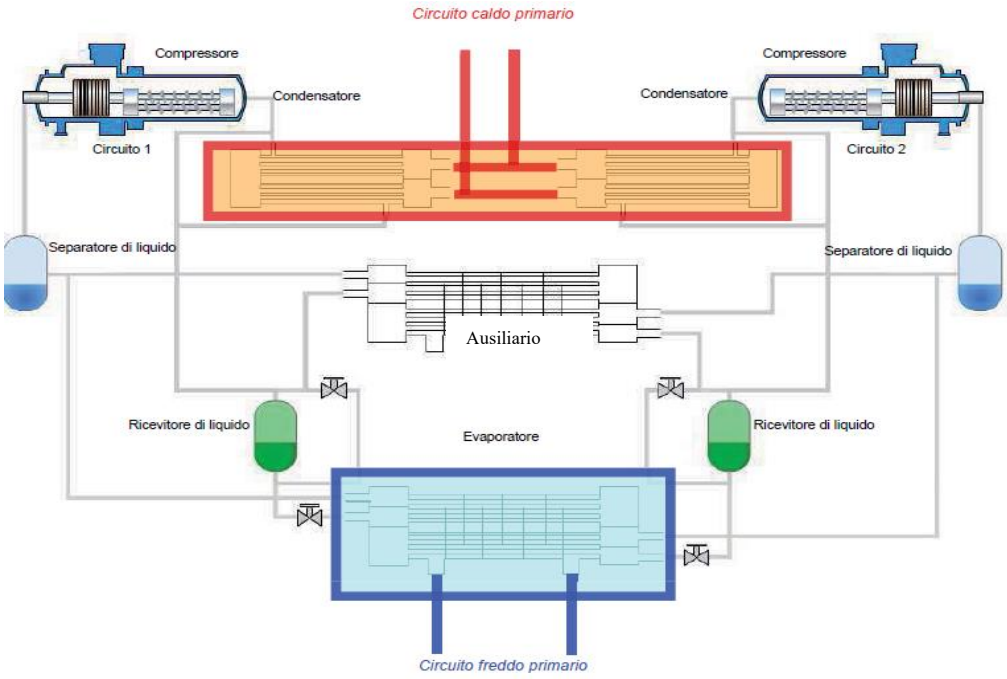


Figura 3.12 Circuiti e scambiatori dell'unità polivalente.

L'evaporatore ha la funzione di raffreddare il circuito freddo primario durante la produzione di acqua fredda: il fluido frigorigeno evapora sottraendo energia termica al circuito freddo. Le temperature dell'acqua in ingresso e in uscita allo scambiatore sono rispettivamente di 12°C e di 7°C. Nel condensatore il circuito caldo primario riceve energia termica dal fluido che condensa, producendo così acqua calda con temperature in/out allo scambiatore di 40/45°C.
Lo scambiatore ausiliario funge da evaporatore o da condensatore in base alla modalità di funzionamento della macchina, scambiando energia con il circuito dell'acqua prelevata dalla falda tramite i pozzi.

Attraverso la scheda tecnica fornita dal produttore è possibile riportare i dati di targa della macchina relativi alle massime prestazioni (Tabella 3.9 Dati di targa dell'unità polivalente CLIMAVENETA ERACS2-WQ/S 1702 forniti dal produttore.).

	Pompa di calore	***Chiller***	***Chiller con recupero***
Pot. Termica [kW]	473,7	-	459
Pot. Frigorifera [kW]	-	442,7	362,5
Pot. Elettrica assorbita [kW]	104,4	73,7	103,4
Coefficiente di prestazione	4,54	5,98	7,94
T in/out condensatore [°C]	40/45	16/26	40/45
T in/out evaporatore [°C]	15/10	12/7	12/7
Portata al condensatore [m^3/h]	82,3	44,2	120
Portata all'evaporatore [m^3/h]	64,7	76,2	76,2

Tabella 3.9 Dati di targa dell'unità polivalente CLIMAVENETA ERACS2-WQ/S 1702 forniti dal produttore.

3.3.1 Modalità di funzionamento

La principale caratteristica del gruppo polivalente è la sua capacità di operare in modalità combinata, producendo simultaneamente acqua calda e acqua refrigerata. Le diverse modalità di funzionamento dipendono dalle richieste di carico termico interno all'edificio e sono gestite in modo completamente automatico tramite un microprocessore installato a bordo unità, ottimizzando così l'energia spesa in ogni condizione di carico.

Si possono distinguere tre diverse configurazioni di funzionamento:

- Produzione di sola acqua fredda (*Chiller*): lo scambiatore ausiliario viene utilizzato come condensatore, viene ceduta energia termica all'acqua di falda e l'acqua del circuito primario freddo viene raffreddata attraverso lo scambio termico nell'evaporatore.

- Produzione di sola acqua calda (*Pompa di calore*): lo scambiatore ausiliario in questa configurazione funge da evaporatore, l'acqua del circuito primario caldo viene riscaldata attraverso lo scambio termico nel condensatore, mentre il calore di evaporazione viene ottenuto dall'acqua prelevata dalla falda.

- Produzione combinata di acqua calda e refrigerata: il gruppo si comporta come un'unità acqua-acqua, gestendo la condensazione e l'evaporazione su due distinti scambiatori associati alle sezioni dell'impianto rispettivamente preposte per la circolazione dell'acqua calda e refrigerata. L'energia frigorifera e termica viene resa disponibile rispettivamente all'evaporatore e al condensatore ai quali sono connessi idraulicamente i due circuiti (freddo e caldo rispettivamente) dell'impianto a 4 tubi.

La produzione simultanea prevede a sua volta diversi schemi di funzionamento, la Figura 3.13 ne rappresenta alcuni esempi.

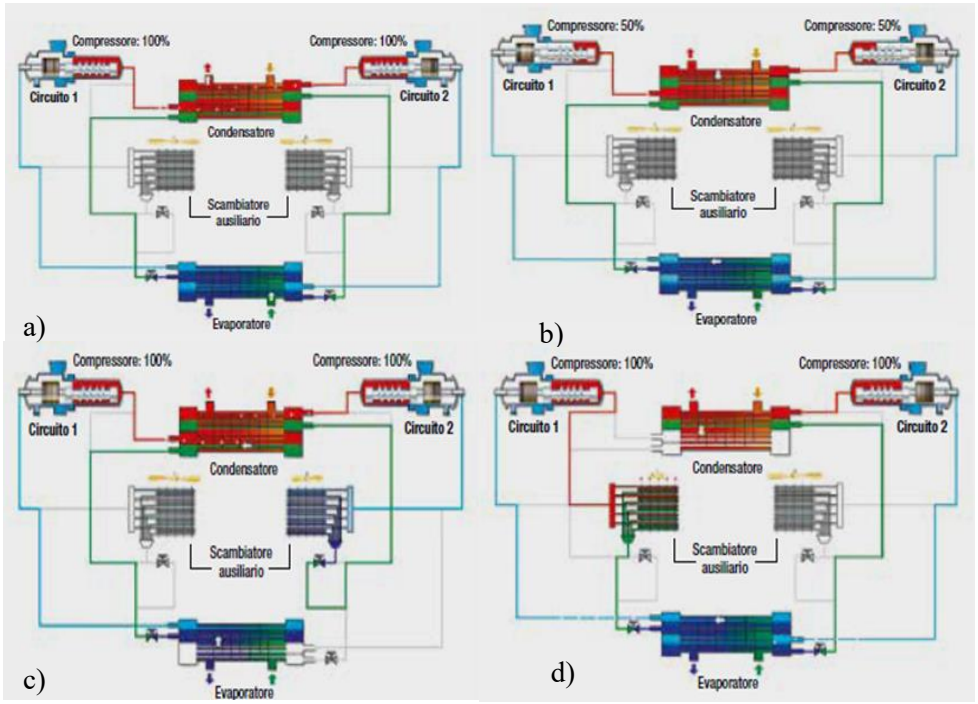


Figura 3.13 Logiche di funzionamento: a) 100% lato freddo e 100% lato caldo, b) 50% lato freddo e 50% lato caldo, c) 50% lato caldo e 100% lato freddo, d) 100% lato caldo e 50% lato freddo.

Le percentuali nella Figura 3.13 si riferiscono alla massima potenza erogabile dai due circuiti, che corrispondono alle prestazioni nominali della macchina. Nel primo esempio (caso "a") entrambi i circuiti lavorano alla massima potenza, il fluido evapora nello scambiatore posizionato nel lato freddo e condensa in quello nel lato caldo. Lo scambiatore ausiliario non viene quindi utilizzato, a confermare che in queste condizioni non viene smaltita energia termica attraverso il circuito di falda. Nell'esempio "b", il carico richiesto dal sistema è pari al 50% del totale, ogni circuito lavora quindi in parzializzazione attraverso la regolazione dei compressori e lo scambiatore ausiliario non entra in funzione. In questa particolare condizione l'evaporatore e il condensatore risultano sovradimensionati, consentendo di raggiungere efficienze ancora maggiori. Nei casi "c" e "d" entrambi i circuiti lavorano separatamente alla produzione dell'energia necessaria rispettivamente per il raffrescamento e il riscaldamento dell'ambiente, ma con diverse richieste da parte delle utenze. La configurazione "c" si ha quando la richiesta di energia termica è ridotta e lo scambiatore ausiliario viene usato per smaltire l'energia termica di condensazione in eccesso in falda: il fluido operativo della macchina si raffredda cedendo calore al flusso di acqua di falda. Il caso "d" è l'opposto del caso "c" e il circuito dell'acqua di falda viene raffreddato per smaltire l'energia frigorifera in eccesso, sempre attraverso lo scambiatore ausiliario.

Per interpretare meglio i dati di monitoraggio analizzati nei capitoli successivi, soprattutto per le misure che riguardano l'assorbimento elettrico dei compressori e le potenze prodotte, è importante conoscere le modalità di controllo e regolazione del gruppo polivalente. Grazie alla documentazione tecnica fornita dal produttore è possibile constatare che la a macchina è regolata attraverso una logica proporzionale a gradini in risposta alla temperatura di ritorno dell'acqua. Tramite la parzializzazione della potenza frigorifera ciascun compressore può erogare il 100%, 75% e il 50% della sua capacità nominale. In base alla richiesta, la regolazione avviene tramite una valvola a cassetto che, a seconda della posizione assunta, determina una riduzione a gradini della camera di compressione. Questo

metodo permette così di soddisfare simultaneamente le diverse richieste di riscaldamento e raffrescamento.

3.3.2 Collegamento col circuito dell'acqua di falda

Le analisi che seguono riguardano anche i livelli di temperatura dell'acqua di falda. Come descritto nelle sezioni precedenti, l'unità polivalente utilizza l'energia geotermica della falda grazie allo scambiatore ausiliario presente nella macchina. Nella sezione 3.1 di questo capitolo sono state presentate le stratigrafie dei pozzi e il processo attuato per la loro realizzazione. A completamento dei pozzi sono state installate due elettropompe sommerse in acqua e un misuratore di portata per ogni pozzo. Le pompe sono modello LOWARA Z8-75-5 e hanno una portata massima pari a 83 m^3/h (23 l/s) ed una prevalenza massima di 94 m. I pozzi sono stati condizionati con quattro pompe identiche (2 per singolo pozzo), considerando che una pompa dovrà funzionare come pompa di soccorso nel caso la pompa principale dovesse fermarsi. Inoltre, le due coppie di elettropompe sommerse sono alimentate con inverter, che permettono la circolazione della sola portata d'acqua necessaria per soddisfare la richiesta delle utenze.

La tipologia dell'impianto geotermico è quella a circuito aperto (*open-loop*) che utilizza due pozzi, uno per il prelievo di acqua e uno per lo scarico della stessa. Una caratteristica importante del sistema è l'intercambiabilità dei due pozzi, cioè la possibilità di invertire la funzione di quest'ultimi. Il processo avviene agendo sulla valvola deviatrice installata nel circuito e visibile nella Figura 3.14 che lo schematizza.

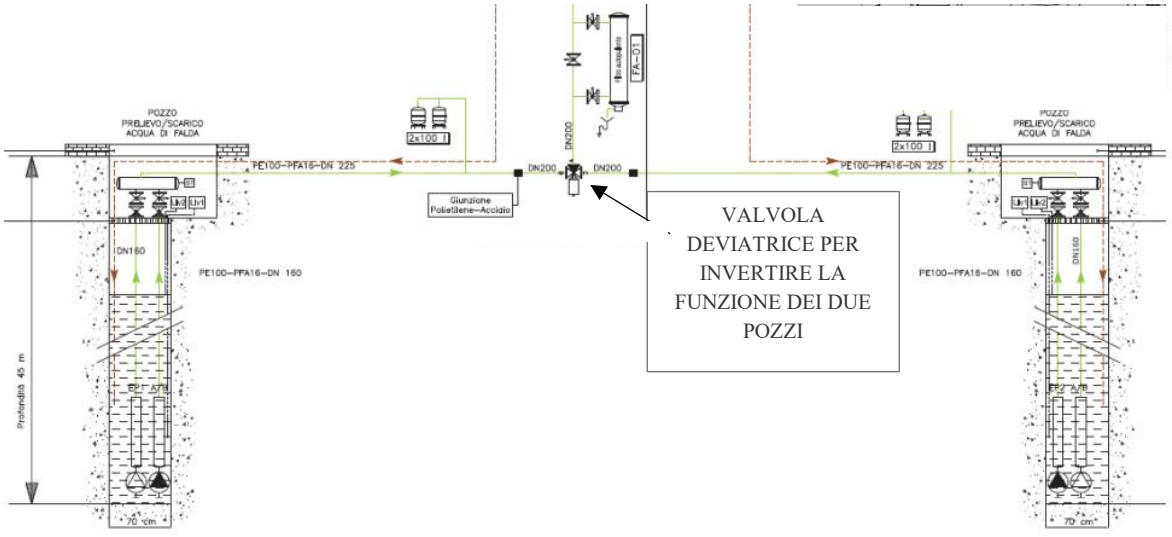


Figura 3.14 Schema dei due pozzi di presa/resa.

I circuiti di prelievo e scarico dell'acqua di falda sono realizzati mediante tubazioni interrate in polietilene ad alta densità con giunzioni termosaldate. Al fine di proteggere le apparecchiature che sfruttano l'acqua di falda è stata effettuata l'installazione di un gruppo di filtraggio, quest'ultimo esclude possibili infiltrazioni di sedimenti o altri elementi che possono essere presenti nell'acquifero e che potrebbero danneggiare i macchinari. Le tubazioni allacciate ad ogni pompa presentano un diametro calcolato in relazione alla portata nominale di ognuna. La tubazione di congiunzione tra i due pozzi ha un diametro maggiore, equivalente a una portata doppia rispetto a quelle collegate alle pompe immerse. Quest'ultima tubazione sarà quella che giungerà nel locale della Centrale Tecnologica. Una volta che l'acqua, all'uscita dallo scambiatore del gruppo polivalente, raggiunge il delta T previsto (intorno a 5°C), la stessa verrà inviata al pozzo che in quel momento funge da immissione. In fase di progetto, è stato calcolato che con una portata di 23 l/s si possono smaltire in falda fino a 485 kW, con salto termico di 5°C, per ottenere una potenza utile per il raffrescamento estivo di 400 kW. La gestione del funzionamento del sistema di prelievo, d'immissione e di circolazione dell'acqua di falda è affidata al sistema di supervisione, il quale opera in funzione del carico termico richiesto dall'edificio.

La Provincia di Torino ritiene che possa essere consentita una reimmissione in falda con una temperatura che si attesti, nelle condizioni di massimo esercizio, tra i 20°C e 22°C nella stagione estiva e tra i 7°C e 8°C, nella stagione invernale [45].

4 Metodologia

In questo capitolo sono descritte le sorgenti dei dati e le loro principali caratteristiche. Inoltre, sono illustrati i procedimenti adottati e le formule utilizzate durante l'analisi dei dati acquisiti dal sistema di monitoraggio.

4.1 Sorgenti dei dati

4.1.1 Dati climatici

I dati climatici utilizzati per il lavoro di tesi sono stati acquisiti mediante la banca dati metereologica del sito web dell'ente Arpa Piemonte. Attraverso il tool scaricabile "*meteoweb*" è stata selezionata la stazione climatica più vicina all'edificio oggetto della tesi e sono stati scaricati i valori delle temperature medie giornaliere, dal 1° giugno 2018 al 15 aprile 2020. La centralina meteo climatica è installata presso la Stazione Meteo ARPA di via della Consolata 10 a Torino, ubicata in una zona limitrofa all'edificio oggetto dello studio, come documentato dalla Figura 4.1 sottostante.

Figura 4.1 Collocazione della centralina meteo climatica (in rosso) rispetto alla posizione dell'edificio oggetto dell'analisi.

Nella centralina è installato un termoigrometro, un sensore completamente elettronico composto da un termometro e un igrometro: il primo misura la temperatura, il secondo l'umidità dell'aria.

I due elementi che compongono lo strumento di misura sono un termometro classe A e un igrometro, il cui elemento sensibile è un condensatore con dielettrico polimerico a film sottile, la cui capacità elettrica varia in maniera proporzionale all'umidità relativa. Le caratteristiche tecniche dei due sensori sono elencate di seguito.

TERMOMETRO

- Campo di misura: -40 ÷ +60 ° C
- Sensibilità: 0,02 ° C
- Precisione: 0,1 °C a 0 °C, 0,20 °C su tutta la scala
- Influenza della radiazione ambientale: < 0.8 °C

IGROMETRO

- Campo di misura: 0 ÷100% U.R
- Precisione della misura a 25 ° C: ± 2% fra 0 e 100% di U.R
- Temperatura di lavoro: -20 ÷ +50 ° C

Le misure raccolte, utili allo svolgimento del lavoro di tesi, riguardano la temperatura esterna media giornaliera e l'umidità relativa esterna media giornaliera.

4.1.2 Sistema di monitoraggio dell'edificio

Nello studio delle prestazioni energetiche degli edifici, il monitoraggio ricopre un ruolo di fondamentale importanza. Un sistema di monitoraggio adeguato permette di facilitare le operazioni di analisi richieste alle figure responsabili della gestione dell'edificio, risultando di grande aiuto nell'ottimizzazione dei consumi energetici o nelle valutazioni di una determinata operazione di risparmio energetico. Caratteristica fondamentale di un sistema di monitoraggio è l'accuratezza delle misurazioni effettuate e la facile e diretta visualizzazione dai dati di interesse. Quest'ultimo aspetto è legato alla tipologia di connessione e alle modalità di comunicazione specifiche tra il sensore installato e la base operativa di raccolta dei dati. Quanto detto, in aggiunta chiaramente ai costi di installazione e collaudo, è alla base della scelta del corretto sistema di monitoraggio [46].

Per la realizzazione dell'elaborato, i sensori utilizzati sono raggruppati come segue:

- "Multimetri": misurazioni di assorbimenti elettrici di ogni singolo quadro
- "Centrale termofrigo": misurazioni dei parametri tecnici di ogni componente in centrale (temperatura, pressioni, stato pompe, valvole, ecc.)
- "Contabilizzatori": misurazioni di energia termica e frigorifera

In particolare, il gruppo "contabilizzatori" permette di individuare i dispositivi di misurazione installati in centrale e quindi le loro caratteristiche. I misuratori sono posizionati a cavallo delle tubazioni di mandata e di ritorno, in cui si vuole calcolare il flusso energetico scambiato. Le misure ottenute fanno riferimento al calcolo dell'energia basata sulla formula seguente:

$$\text{Energia} = V * (T_{Risc} - T_{Raffr}) * k(Ti) \qquad \textit{Equazione 4.1}$$

Il contatore effettua le operazioni di calcolo a partire dalla differenza tra la temperatura misurata nella linea calda T_{Risc} e la temperatura misurata nella linea fredda T_{Raffr}, ottenute tramite la presenza di sonde di temperatura Pt500 a 2 o 4 fili. Il volume V indicato nell'equazione (4.1) è il volume in m^3, ottenuto dal flussometro situato su una linea di tubazione e comunicante con il dispositivo di misurazione dell'energia. Il coefficiente $k(Ti)$ indica il contenuto entalpico del fluido e il contenuto calorifico, esso è funzione della temperatura ad ogni istante temporale *i−esimo* che, da manuale, risulta di circa 2 secondi. L'integrazione del dispositivo con il sistema impiantistico è schematizzata nella Figura 4.2 e nella Figura 4.3, rispettivamente per le utenze di riscaldamento e di raffrescamento.

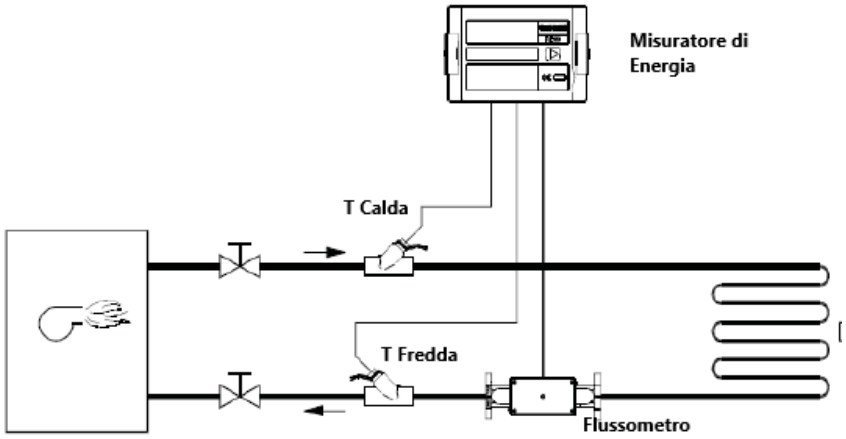


Figura 4.2 Misuratore per l'energia termica.

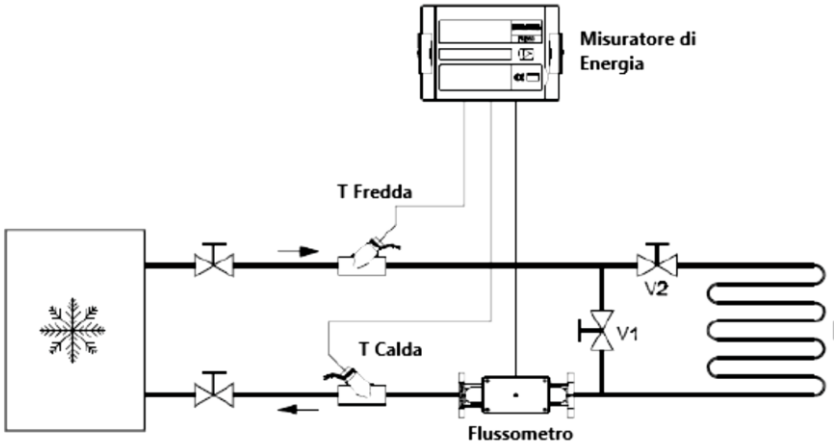


Figura 4.3 Misuratore per l'energia frigorifera.

Le rilevazioni sono storicizzate e i valori sono riferiti ad una discretizzazione temporale di 15 minuti. I dispositivi utilizzati hanno delle determinate codifiche che permettono di associare ogni flusso energetico al corrispondente dispositivo. La Tabella 4.1 elenca tutti i misuratori di energia termica installati all'interno dell'impianto.

ID	Misurazione	Servizio Energetico
MT1	Energia da/ad acqua di falda	Riscaldamento/Raffrescamento
MT2	Energia termica dal Gruppo Polivalente	Riscaldamento/ACS
MT3	Energia frigorifera dal Gruppo Polivalente	Raffrescamento
MT4	Energia frigorifera dal Gruppo ad Assorbimento	Raffrescamento
MT5	Energia termica da Teleriscaldamento	Riscaldamento
MT6	Energia termica da Teleriscaldamento/Gruppo Polivalente	ACS
MT7	Energia termica dal Solare Termico	ACS

Tabella 4.1 Misuratori di energia installati.

I misuratori restituiscono al sistema anche i valori di flusso, temperature di mandata e ritorno, potenza ed energia, quest'ultima è in termini di energia cumulata.

Altri sensori utilizzati per le analisi sono identificati con gli ID "QCF/PC1" e "QCF/PC2", i quali storicizzano ogni 15 minuti i valori di potenza elettrica assorbita dai due compressori del gruppo polivalente.

I dati sono ottenuti attraverso la piattaforma accessibile dallo staff dell'Energy Center e sono scaricati in formato Excel, con valori di potenza espressi in chilowatt ad intervalli da 15 minuti.

In una prima analisi è stata osservata la presenza di eventuali errori che è risultata essere ininfluente ai fini del lavoro di tesi. Infatti, per ogni misuratore, i dati errati e/o nulli risultano essere circa il 4% nell'arco di un intero anno di monitoraggio e perlopiù concentrati durante le ore notturne.

Per la descrizione dell'edificio e degli impianti presenti in esso sono stati utilizzati i numerosi documenti resi disponibili dallo staff dell'Energy Center. In particolare, i file contengono informazioni riguardanti le specifiche impiantistiche e costruttive della struttura, che hanno permesso di descrivere le diverse aree dell'edificio e di comprendere il funzionamento e le caratteristiche dei componenti e delle macchine presenti nei locali tecnici. Gli elaborati selezionati sono le documentazioni con denominazione "*As-Built*", aventi data di rilascio e di certificazione più recente e nelle quali sono raccolti gli schemi funzionali e le configurazioni impiantistiche degli elementi installati nei locali tecnici. Dove non sono disponibili documenti "*As-Built*" si fa riferimento alle relazioni svolte in fase di progetto. Inoltre, sono state utilizzate le schede tecniche fornite dai costruttori dei componenti installati in centrale, in modo da definire le caratteristiche di funzionamento delle macchine e i valori di riferimento in condizioni nominali.

4.1.3 Monitoraggio dell’acquifero

La temperatura dell’acqua di falda è monitorata dalle sonde multiparametriche installate nei pozzi, della tipologia mostrata in Figura 4.4.

Figura 4.4 Sonda multiparametrica installata nei pozzi.

Le sonde sono posizionate alla profondità di 31,9 m nel pozzo nord e 36,2 m nel pozzo sud. Costituiscono un sistema autonomo per la misurazione di livello dell'acqua, temperatura e conducibilità in applicazioni nell'ambito delle acque sotterranee e di superficie. Esse permettono la ricezione di dati, consentendo di eliminare le visite sul campo per il download dei dati e per la risoluzione dei problemi. I diversi parametri vengono registrati con time-step orario. I valori utilizzati per le analisi si riferiscono ai giorni che vanno dal 1° gennaio 2018 al 31 dicembre 2019.

4.2 Analisi dei dati

In questa sezione è descritta la metodologia seguita per le analisi effettuate. Sono quindi riportati i procedimenti seguiti per la definizione delle condizioni climatiche reali e per il calcolo degli indici di prestazione dell'edificio e del gruppo polivalente.

4.2.1 Calcolo dei gradi giorno

I gradi giorno sono stati calcolati per le stagioni considerate, due stagioni di riscaldamento e due stagioni di raffrescamento, in modo da poter paragonare i consumi rilevati in condizioni climatiche differenti.

Il Grado Giorno di riscaldamento riferito ad una località è una grandezza che quantifica la somma delle sole differenze positive fra la temperatura di setpoint per il comfort termico interno (fissata a 20°C) rispetto a quella esterna, durante un periodo di riscaldamento invernale stabilito convenzionalmente in base alla zona climatica della località stessa.

Per il periodo di riscaldamento, la norma UNI EN ISO 15927-6:2008 specifica la definizione e il metodo di calcolo dei dati relativi alle differenze di temperatura cumulate (gradi giorno), utilizzate per stimare l'energia utilizzata per il riscaldamento degli edifici.

In termini matematici i gradi giorno si esprimono come:

$$GG = \sum_{i=1}^{n} (T_{set} - T_e) \qquad \textit{Equazione 4.2}$$

dove:

- GG: gradi giorno di riscaldamento;
- n: numero di giorni del periodo convenzionale di riscaldamento;
- T_{set}: temperatura ambiente convenzionale fissata a 20°C;
- T_e: temperatura media esterna giornaliera.

Per le analisi effettuate i gradi giorno sono stati calcolati per i giorni di riscaldamento che vanno dal 15 ottobre 2018 al 15 aprile 2019 (stagione di riscaldamento 2018/2019) e per i giorni che vanno dal 15 ottobre 2019 al 15 aprile 2020 (stagione di riscaldamento 2019/2020). Le temperature medie esterne giornaliere sono quelle rilevate dalla centralina meteo selezionata e descritta precedentemente.

I gradi giorno di riscaldamento (GG) sono stati utilizzati per effettuare l'operazione di *destagionalizzazione dei consumi* di energia termica. Per effettuare tale processo di normalizzazione si sono utilizzati i GG reali delle due stagioni di riscaldamento analizzate ed i GG di riferimento valutati secondo il D.P.R. 412/93 - allegato A, definendo il fattore di normalizzazione a_{rif} come di seguito riportato:

$$a_{rif} = \frac{\sum_{i=1}^{n} Q_{h,i}}{\sum_{i=1}^{n} GG_{reali,i}} \qquad \textit{Equazione 4.3}$$

Dove:

- $GG_{real,i}$ = Gradi giorno valutati considerando le temperature esterne reali, durante la stagione i-esima;
- n = numero di stagioni di cui si hanno a disposizione i consumi;
- $Q_{h,i}$ = Consumo termico reale per riscaldamento dell'edificio nell'anno i-esimo, [kWh/anno].

In modo analogo a quanto viene fatto per i consumi energetici invernali, sarebbe auspicabile stabilire una relazione tra il fabbisogno di energia per il condizionamento estivo e un parametro climatico opportunamente determinato. La sensazione di caldo che viene avvertita è in realtà la risultante di una serie di condizioni ambientali. Per questa ragione si parla spesso di "temperatura percepita" e il parametro più diffuso per il calcolo di quest'ultima è l'indice Humidex così definito [47]:

$$H = T + \frac{5}{9} * (6.11 * \frac{Ur}{100} * 10^{\frac{7,5*T}{237,7+T}} - 10) \qquad \textit{Equazione 4.4}$$

Dove:

- H = indice humidex [°C]
- T = Temperatura esterna [°C]
- Ur = umidità relativa [%]

Per un calcolo più corretto e preciso della media giornaliera dell'indice Humidex sarebbe opportuno utilizzare coppie di valori "istantanei" di temperatura e umidità relativa e non le medie giornaliere, essendo le due grandezze non linearmente correlate. In caso contrario, il rischio, in alcune circostanze, porterebbe ad una sottostima o ad una sovrastima dell'Humidex stesso. Di seguito (vedi Figura 4.5) è riportato come esempio la differenza tra l'andamento della temperatura esterna e quello della temperatura percepita a Torino durante le ultime due settimane di luglio calcolato con valori orari di umidità relativa e temperatura esterna, i dati utilizzati sono stati esportati dal software "meteoweb" creato da ARPA e sono relativi stazione meteo di Torino situata in Via della Consolata.

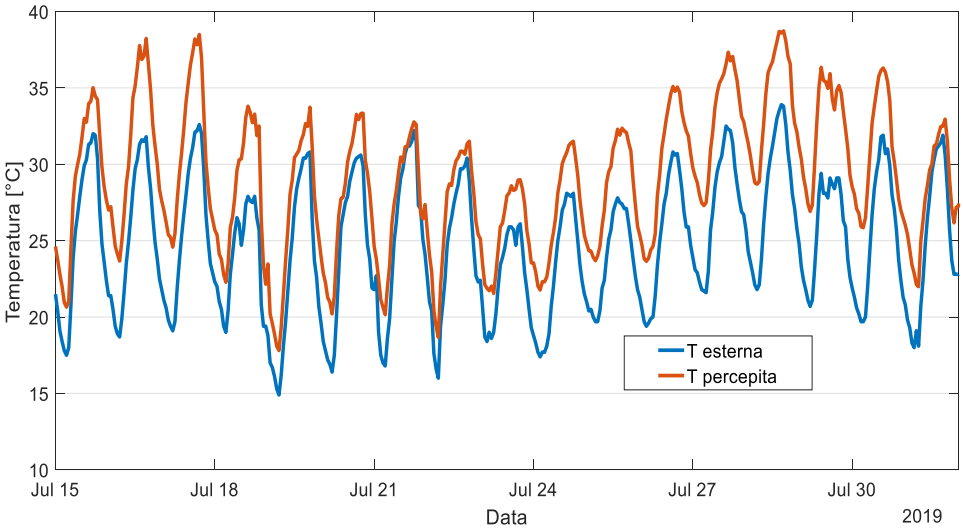


Figura 4.5 Andamenti orari della temperatura esterna e temperatura percepita a Torino dal 15 al 31 luglio 2019.

I *gradi giorno estivi* vengono così calcolati come differenza tra la media giornaliera della temperatura percepita (H) e la temperatura di set point estiva (26°C), secondo l'*Equazione 4.5*. Analogamente al caso invernale, vengono considerate per il calcolo solo le differenze di temperatura positive.

$$GGE = \sum_{i=1}^{n} (H - T_{set}) \qquad \textit{Equazione 4.5}$$

dove:

- *GGE*: gradi giorno di raffrescamento;
- *n*: numero di giorni del periodo di raffrescamento;
- *H*: temperatura percepita media esterna giornaliera*;*
- T_{set}: temperatura di set point interna fissata a 26°C.

Il periodo di analisi scelto per le stagioni estive comprende i giorni che vanno dal 1° giugno al 30 settembre, sia per il 2018 che per il 2019.

4.2.2 Indici di prestazione termica ed energetica dell'edificio

Una parte dell'analisi effettuata riguarda il calcolo degli indici di prestazione termica ed energetica dell'edificio.

Dal 1° ottobre 2015, secondo le linee guida per la certificazione energetica, la prestazione energetica dell'edificio è espressa attraverso l'*indice di prestazione energetica globale non rinnovabile*.

Esso tiene conto del fabbisogno di energia primaria non rinnovabile per la climatizzazione invernale ed estiva ($EP_{H,nren}$ ed $EP_{C,nren}$), per la produzione di acqua calda sanitaria ($EP_{W,nren}$), per la ventilazione ($EP_{V,nren}$) e, nel caso di edificio non residenziale, per l'illuminazione artificiale ($EP_{L,nren}$) e il trasporto di persone o cose ($EP_{T,nren}$). La metodologia di calcolo dei vari indicatori è definita dalla norma UNI/TS-11300.

La valutazione energetica effettuata è del tipo "adattata all'utenza" (tipologia di valutazione "A3" definita nel prospetto 2 della norma UNI/TS-11300) e può consentire una stima realistica dei consumi energetici. Questa tipologia di analisi è utilizzata per effettuare diagnosi energetiche e per la validazione dei modelli di calcolo attraverso il confronto di questi ultimi con i consumi reali dell'edificio.

Nella definizione dei requisiti di prestazione energetica relativi alla climatizzazione si distingue tra:

- prestazione termica del fabbricato, riferita all'energia termica utile per riscaldamento ($Q_{H,nd}$) e per il raffrescamento ($Q_{C,nd}$);
- prestazione energetica dell'edificio, riferita all'energia primaria per la climatizzazione invernale ($E_{P,H}$) e per la climatizzazione estiva ($E_{P,C}$).

I dati in ingresso, ricavati dal monitoraggio, sono l'energia termica ed elettrica fornite ai sottosistemi di produzione degli impianti di climatizzazione e produzione di acqua calda sanitaria, cioè alla sottostazione di teleriscaldamento e al gruppo polivalente.

Per i servizi energetici considerati, il fabbisogno di energia primaria è ricavato secondo le seguenti formule:

$$E_{p,h} = \sum_j Q_{h,j} * f_j + E_{h,aux} * f_{el} \qquad \textit{Equazione 4.6}$$

$$E_{p,c} = \sum_j Q_{c,j} * f_j + E_{c,aux} * f_{el} \qquad \textit{Equazione 4.7}$$

$$E_{p,w} = \sum_j Q_{w,j} * f_j + E_{w,aux} * f_{el} \qquad \textit{Equazione 4.8}$$

Dove:

- $E_{p,h}$, $E_{p,c}$, $E_{p,w}$: fabbisogni di energia primaria per riscaldamento, per raffrescamento e per la produzione di acqua calda sanitaria [kWh];
- $Q_{h,j}$, $Q_{c,j}$ $Q_{w,j}$: fabbisogni di energia per riscaldamento, per raffrescamento e per la produzione di acqua calda sanitaria ottenuto da ciascun vettore energetico [kWh];
- $E_{h,aux}$, $E_{c,aux}$, $E_{w,aux}$: fabbisogni di energia elettrica per gli ausiliari dell'impianto di riscaldamento, di raffrescamento e di produzione di acqua sanitaria [kWh];
- f_j è il fattore di conversione in energia primaria del vettore energetico j [-];
- f_{el} è il fattore di conversione in energia primaria dell'energia elettrica [-].

I fabbisogni di energia elettrica per il funzionamento dei sistemi ausiliari sono, per ipotesi, soddisfatti dall'impianto fotovoltaico installato nell'edificio e non considerati ai fini del calcolo del fabbisogno di energia primaria non rinnovabile.

I vettori energetici utilizzati dall'edificio per soddisfare i suddetti servizi energetici sono il calore prelevato dalla rete di teleriscaldamento e l'energia elettrica assorbita dalla rete. I fattori di conversione in energia primaria non rinnovabile dell'energia termica prelevata dalla rete di teleriscaldamento e dell'energia elettrica consumata dal gruppo polivalente sono indicati nella Tabella 4.2.

Vettore energetico	**$f_{P,nren}$**
Teleriscaldamento	0,945 [48]
Energia Elettrica	1,95 [49]

Tabella 4.2 Fattori di conversione in energia primaria non rinnovabile.

Dai dati di monitoraggio, sono stati ottenuti i valori mensili di energia termica ed elettrica consumata dall'edificio. I valori di potenza, storicizzati ogni 15 minuti ed espressi in kW, sono stati convertiti in energia e sommati per ottenere i valori giornalieri, mensili e annuali, espressi in kWh.

I dati acquisiti dal misuratore MT5 sono stati utilizzati per ricavare il consumo di energia termica da teleriscaldamento, mentre tramite le rilevazioni dei sensori con ID "QCF/PC1" e "QCF/PC2" è stato calcolato il consumo di energia elettrica del gruppo polivalente.

Le stagioni di calcolo considerate per gli indici di prestazione per il riscaldamento e il raffrescamento sono le stesse utilizzate per i gradi giorno (vedi paragrafo 4.2.1). Per il fabbisogno di acqua calda sanitaria, il periodo di analisi va dal 1° gennaio al 31 dicembre 2019.

Il fabbisogno termico *utile* è stato ottenuto moltiplicando il fabbisogno ottenuto dal monitoraggio (Q_h e Q_c) per i rendimenti degli impianti di distribuzione, emissione e regolazione, valutati in fase di progetto ed elencati in Tabella 4.3.

$$Q_{h,nd} = Q_h * \eta_{rg} * \eta_{em} * \eta_d \qquad \textit{Equazione 4.9}$$

$$Q_{c,nd} = Q_c * \eta_{rg} * \eta_{em} * \eta_d \qquad \textit{Equazione 4.10}$$

Descrizione	Valore	Simbolo
Rendimento di distribuzione	98,8 %	η_d
Rendimento di emissione	97,0 %	η_{em}
Rendimento di regolazione	97,0 %	η_{rg}

Tabella 4.3 Rendimenti dell'impianto idronico.

Dopo aver ottenuto i fabbisogni di energia primaria e di energia termica utile, sono stati calcolati l'indice di prestazione energetica non rinnovabile e l'indice di prestazione termica dell'involucro. Le formule utilizzate sono le seguenti:

$$EP_{h,nren} = \frac{E_{ph,nren}}{S_{utile}} \qquad \textit{Equazione 4.11}$$

$$EP_{c,nren} = \frac{E_{pc,nren}}{S_{utile}} \qquad \textit{Equazione 4.12}$$

$$EP_{w,nren} = \frac{E_{pw,nren}}{S_{utile}} \qquad \textit{Equazione 4.13}$$

$$EP_{h,inv} = \frac{Q_{h,nd}}{S_{utile}} \qquad \textit{Equazione 4.14}$$

$$EP_{c,inv} = \frac{Q_{c,nd}}{S_{utile}} \qquad \textit{Equazione 4.15}$$

Dove:

- $EP_{H,nren}$, $EP_{C,nren}$, $EP_{W,nren}$ *:* indici di prestazione energetica per riscaldamento, per raffrescamento e per la produzione di acqua calda sanitaria [kWh/m^2];
- $EP_{h,inv}$, $EP_{c,inv}$: indici di prestazione termica per riscaldamento e per raffrescamento [kWh/m^2];
- S_{utile}*:* superficie utile dell'edificio [m^2].

4.2.3 Firma energetica

La costruzione della firma energetica si basa sul presupposto che il consumo per il riscaldamento di un edificio è una funzione decrescente della temperatura esterna e consiste nel rappresentare il valore di consumo in funzione di essa per tutti i mesi o settimane del periodo di osservazione.

Per una rappresentazione migliore della firma energetica bisogna effettuare intervalli regolari di letture. La frequenza ottimale è quella settimanale. Intervalli giornalieri sarebbero troppo frequenti perché la durata non è sufficiente a mediare l'effetto dei transitori quotidiani di funzionamento dell'impianto, ottenendo una dispersione dei punti troppo elevata. Un periodo settimanale è molto vicino ai cicli di variazione climatica e la durata è sufficiente a mediare i transitori. Nell'analisi è così considerato anche l'effetto della ciclicità tipicamente settimanale nell'uso dell'edificio. Un periodo mensile darebbe valori mediati, ma poco correlati alle variazioni climatiche [50].

I dati, storicizzati ogni 15 minuti, sono stati rielaborati in modo da ottenere l'energia termica giornaliera fornita dal teleriscaldamento e dal gruppo polivalente. Sono quindi stati ottenuti i chilowattora medi giornalieri per ogni settimana, considerando solo i giorni lavorativi. Per questa analisi sono stati esclusi anche i sabati, durante i quali le ore di funzionamento dell'impianto sono ridotte. L'analisi è quindi effettuata per giorni in cui le ore di funzionamento dell'impianto risultino sempre costanti (15 h/giorno). La potenza termica media assorbita dall'edificio (espressa in chilowatt) è stata calcolata dividendo l'energia termica media, precedentemente ottenuta, per le ore di funzionamento dell'impianto.

Per ogni settimana considerata è stata poi calcolata la temperatura media esterna, riferiti allo stesso periodo delle misure di assorbimento termico. Come fatto per le altre analisi, sono stati utilizzati i dati giornalieri della stazione meteo di Via della Consolata (Torino), forniti attraverso l'applicazione "METEOWEB" del sito internet dell'ARPA Piemonte.

Nella Tabella 4.4 è riportato un esempio dei dati utilizzati e dei risultati ottenuti durante il procedimento seguito per calcolare la potenza termica media in uscita dai generatori e la temperatura esterna media settimanale, corrispondenti alle coordinate del punto relativo alla quarta settimana della stagione di riscaldamento.

Data	$Q_{h,tlr}$ [kWh]	$Q_{h,pdc}$ [kWh]	Q_h [kWh]	T_{est} [°C]	Q_h media [kWh]	P_{th} media [kW]	T_{est} media [°C]
lunedì 4 novembre 2019	7,50	55,43	62,93	10,7			
martedì 5 novembre 2019	3,00	81,01	84,01	12,3			
mercoledì 6 novembre 2019	824,25	434,62	1258,87	10,4	1043,3	**69,6**	**10,2**
giovedì 7 novembre 2019	1810,25	0	1810,25	8,7			
venerdì 8 novembre 2019	2000,25	0	2000,25	8,8			

Tabella 4.4 Calcolo della potenza termica media in uscita dai generatori per la costruzione della firma energetica.

Le formule utilizzate sono le seguenti:

$$En_{th,Tot} = En_{th,TLR} + En_{th,PDC} \qquad \textit{Equazione 4.16}$$

$$En_{th,media} = \frac{\sum_{i=1}^{n} En_{th,Tot,i}}{n} \qquad \textit{Equazione 4.17}$$

$$P_{th,media} = \frac{En_{th,media}}{h} \qquad \textit{Equazione 4.18}$$

Dove:

- $En_{th,TLR}$: energia termica giornaliera da teleriscaldamento [kWh];
- $En_{th,PDC}$: energia termica giornaliera da pompa di calore geotermica [kWh];
- $En_{th,media}$: energia termica media settimanale [kWh];
- n: numero di giorni lavorativi nella settimana di calcolo;
- $P_{th,media}$: potenza termica media giornaliera per la settimana di calcolo [kW];;
- h: ore di funzionamento dell'impianto di climatizzazione [h].

Il procedimento adottato per la costruzione della firma energetica durante la stagione estiva è analogo a quello utilizzato per il periodo di riscaldamento, con la differenza che le ore di funzionamento dell'impianto di raffrescamento sono 12 h/giorno.

La firma è stata costruita per due parametri diversi della macchina: la potenza elettrica assorbita e la potenza frigorifera prodotta. Nelle figure sotto sono mostrate le firme estive sull'energia frigorifera del 2019, sia funzione della temperatura esterna (a) che dell'indice Humidex (b).

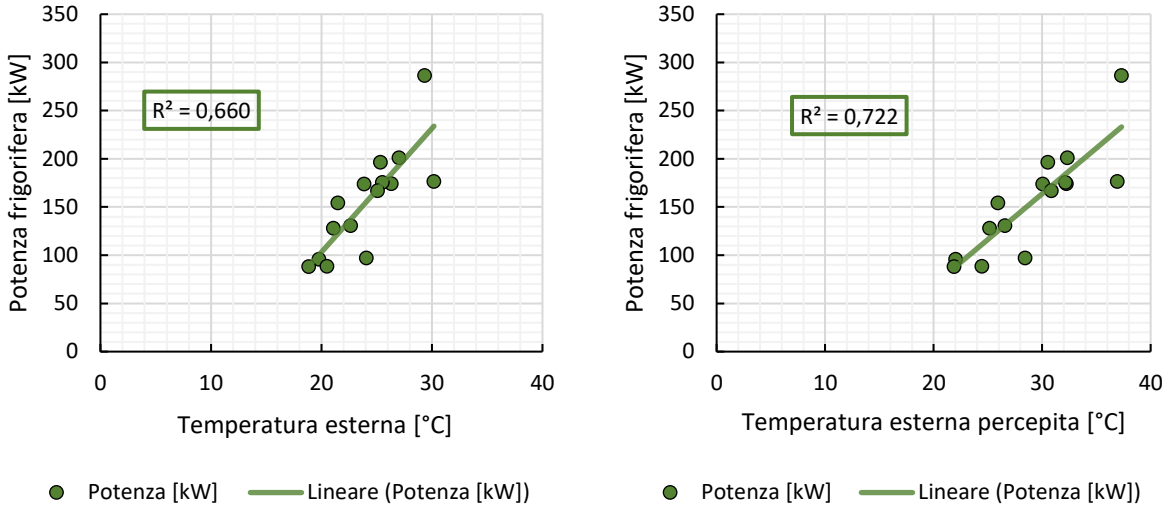


Figura 4.6 Firma energetica con temperatura esterna e con indice humidex.

I risultati di R^2 per le temperature di riferimento utilizzate sono elencati in Tabella 4.5.

Tipologia firma energetica	R^2 con T esterna	R^2 con T esterna percepita
Potenza elettrica 2018	0,491	0,552
Potenza elettrica 2019	0,326	0,412
Potenza frigorifera 2018	0,529	0,670
Potenza frigorifera 2019	0,660	0,722

Tabella 4.5 Valori di R2 della firma energetica con temperatura esterna e con indice Humidex.

I valori di R^2 indicano una minore dispersione dei punti utilizzando come riferimento la temperatura esterna percepita (indice Humidex), calcolata settimanalmente per gli stessi giorni di analisi.

4.3 Calcolo delle prestazioni del gruppo polivalente

4.3.1 Coefficienti prestazionali

Le prestazioni del gruppo polivalente sono state valutate in regime estivo e in regime invernale. Gli indicatori definiti dalle normative vigenti sono l'EER per il raffrescamento e il COP per il riscaldamento. La pompa di calore studiata ha la caratteristica di operare in modalità simultanea e il coefficiente utilizzato per valutare l'effetto utile della macchina è il TER. Tramite i valori giornalieri di assorbimento elettrico e di produzione termica e frigorifera, sono stati calcolati gli indici suddetti utilizzando le seguenti formule:

$$COP = \frac{Q_{h,pdc}}{E_{el,pdc}} \qquad \textit{Equazione 4.19}$$

$$EER = \frac{Q_{c,pdc}}{E_{el,pdc}} \qquad \textit{Equazione 4.20}$$

$$TER = \frac{Q_{c,pdc} + Q_{h,pdc}}{E_{el,pdc}} \qquad \textit{Equazione 4.21}$$

I valori giornalieri sono stati poi utilizzati per il calcolo dei coefficienti medi mensili e stagionali.

$$SCOP = \frac{\sum_{i=1}^{n} Q_{h,pdc}}{\sum_{i=1}^{n} E_{el,pdc}} \qquad \textit{Equazione 4.22}$$

$$SEER = \frac{\sum_{i=1}^{n} Q_{c,pdc}}{\sum_{i=1}^{n} E_{el,pdc}} \qquad \textit{Equazione 4.23}$$

$$STER = \frac{\sum_{i=1}^{n} Q_{h,pdc} + \sum_{i=1}^{n} Q_{c,pdc}}{\sum_{i=1}^{n} E_{el,pdc}} \qquad \textit{Equazione 4.24}$$

Dove:

- $Q_{h,pdc}$: energia termica prodotta dalla pompa di calore [kWh];
- $Q_{c,pdc}$: energia frigorifera prodotta dalla pompa di calore [kWh];
- $E_{el,pdc}$: energia elettrica assorbita dalla pompa di calore [kWh];
- n: numero di giorni lavorativi stagionali;
- *SCOP, SEER, STER*: coefficienti di prestazione stagionali.

Un altro parametro utile all'analisi è il fattore di carico della pompa di calore. Indica il rapporto tra l'energia erogata e la massima energia erogabile dalla macchina durante le ore di funzionamento considerate. È stato calcolato sia per la produzione termica che per quella frigorifera, seguendo le equazioni mostrate in basso.

$$Q_{h,pdc,max} = P_{h,max} * h \qquad \textit{Equazione 4.25}$$

$$Q_{c,pdc,max} = P_{c,max} * h \qquad \textit{Equazione 4.26}$$

$$F_h = \frac{Q_{h,pdc}}{Q_{h,pdc,max}} \qquad \textit{Equazione 4.27}$$

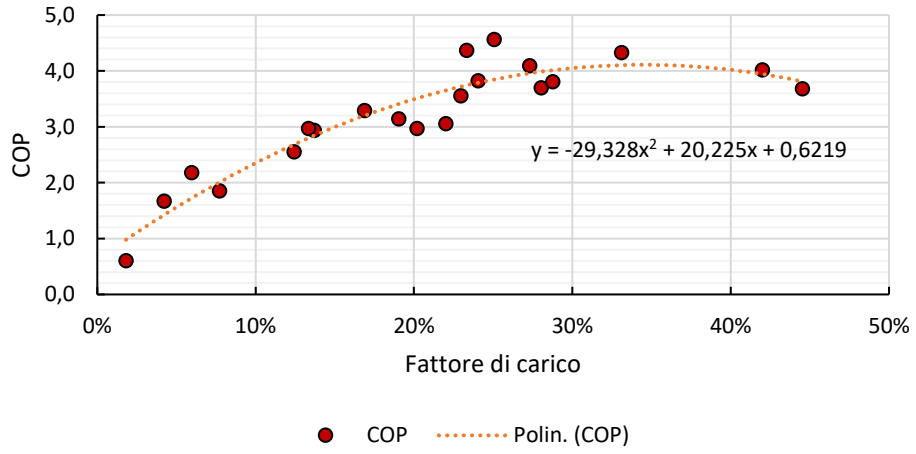
$$F_c = \frac{Q_{c,pdc}}{Q_{c,pdc,max}} \qquad \textit{Equazione 4.28}$$

Dove:

- $Q_{h,pdc,max}$, $Q_{c,pdc,max}$: massima energia termica e frigorifera erogabile [kWh];
- $P_{h,max}$, $P_{c,max}$: potenza nominale termica e frigorifera [kW];
- F_h, F_c: fattore di carico termico e frigorifero;

4.4 Simulazione dello scenario solo pompa di calore

Utilizzando i valori giornalieri di energia termica assorbiti dalla rete di teleriscaldamento è stato ipotizzato uno scenario in cui la pompa di calore soddisfa interamente il fabbisogno di riscaldamento, in sostituzione al teleriscaldamento. Il COP della macchina per il riscaldamento è stato valutato, in condizioni reali, per i giorni che vanno dal 20 ottobre al 21 novembre, giorni della stagione di riscaldamento in cui la pompa di calore è in funzione.



La curva ottenuta in figura è stata utilizzata per i giorni in cui il fattore di carico termico è minore o uguale al 35%, valore in cui la curva raggiunge il suo massimo, calcolato ponendo la derivata uguale a 0. Per valori maggiori il COP della macchina è stato ipotizzato costante e uguale al valore nominale di 4,54. Successivamente sono stati calcolati i valori giornalieri del fattore di carico della pompa di calore per l'intera stagione di riscaldamento. I valori minori o uguali al 35% sono stati sostituiti nell'equazione della curva per ottenere il COP giornaliero corrispondente. L'energia elettrica consumata è stata ricavata dall' Equazione 4.19 ed è stata utilizzata per il calcolo dell'indice di prestazione energetica, le emissioni di CO_2 e i costi di esercizio. Le emissioni e i costi sono stati calcolati, sia per lo scenario ipotizzato che per la stagione 2018/2019, utilizzando i fattori elencati nelle tabelleTabella 4.6 Tabella 4.7.

Trimestre	€/kWh
1	0,088491
2	0,078478
3	0,07255
4	0,075453

Tabella 4.6 Tariffe Iren 2019 per il teleriscaldamento [51].

Vettore energetico	gCO2/kwh
Teleriscaldamento **[52]**	149
Energia elettrica **[53]**	276,3

Tabella 4.7 Fattori di emissione per il teleriscaldamento e per l'energia elettrica

5 Fabbisogni di energia per la climatizzazione

In questo capitolo sono mostrati i risultati dell'analisi dei dati di monitoraggio, effettuato tramite i multimetri installati nei pressi degli impianti di generazione e distribuzione presenti nell'edificio. Le caratteristiche del sistema di monitoraggio sono illustrate nella sezione 4.1.2 del capitolo 4. I periodi analizzati comprendono i giorni che vanno dal 1° giugno 2018 al 15 aprile 2020. In particolare, i risultati ottenuti sono suddivisi per stagione di riscaldamento e stagione di raffrescamento. Nei primi paragrafi sono analizzate le condizioni climatiche del sito e i fabbisogni stagionali di energia dell'Energy Center, utili a soddisfare le richieste delle utenze per la climatizzazione dei locali. Le restanti sezioni sono dedicate alle analisi relative al funzionamento della centrale termofrigorifera. In particolare, sono state analizzate le prestazioni del gruppo polivalente geotermico e la temperatura dell'acqua di falda a cui esso è collegato.

5.1 Dati Climatici

In questa sezione dell'elaborato sono mostrate le condizioni climatiche del sito in cui è ubicato l'Energy Center. Nei successivi sottoparagrafi, sono riportati i dati climatici di riferimento definiti dalla norma UNI 10349:2016 le condizioni climatiche reali registrate dalla stazione meteo durante i periodi di osservazione.

5.1.1 Dati Climatici di riferimento

L'edificio oggetto del lavoro di tesi è ubicato nel Comune di Torino, il quale ricade nella zona climatica E, a cui corrispondono 2.617 Gradi Giorno (GG) (D.P.R. 412/93 - allegato A). La stagione di funzionamento degli impianti di riscaldamento è compresa tra il 15 ottobre e il 15 aprile, con un periodo di accensione consentito degli impianti di 14 ore al giorno (DPR 74/2013).

Le medie mensili delle temperature esterne medie giornaliere caratteristiche del Comune, definite dalla norma UNI 10349:2016, sono riportate nella tabella sottostante:

TEMPERATURE ESTERNE GIORNALIERE MEDIE MENSILI [°C] (UNI 10349:2016)											
Gen	***Feb***	***Mar***	***Apr***	***Mag***	***Giu***	***Lug***	***Ago***	***Set***	***Ott***	***Nov***	***Dic***
1.2	3.1	8.3	11.9	18.0	22.1	23.6	22.6	19.1	12.3	6.8	2.6

Tabella 5.1 Temperature esterne giornaliere medie mensili caratteristiche del Comune di Torino, definite dalla norma UNI 10349:2016.

Alle temperature sopra indicate corrispondono 2.617 GG di riferimento, valutati in condizioni standard di utilizzo dell'edificio, come la sommatoria, estesa a tutti i giorni del periodo annuale di riscaldamento compreso tra il 15 ottobre e il 15 aprile, delle sole differenze positive giornaliere tra la temperatura interna di 20°C e quella esterna giornaliera media mensile riportata in tabella. Tale valore di Gradi Giorno è stato utile ai fini del processo di normalizzazione dei consumi reali dell'edificio.

5.1.2 Dati climatici reali

Ai fini della realizzazione dell'analisi si è resa necessaria la definizione delle condizioni climatiche reali, ovvero dei gradi giorno calcolati in funzione della temperatura esterna media giornaliera. I dati climatici utilizzati sono stati rilevati dalla centralina meteo climatica installata presso la Stazione Meteo ARPA di via della Consolata a Torino ed utilizzati nel processo di destagionalizzazione dei consumi annuali in funzione delle caratteristiche climatiche della zona.

Di seguito sono riportate le temperature esterne medie giornaliere rilevate dalla centralina meteo durante le due stagioni di riscaldamento e le due stagioni di raffrescamento, rispettivamente in Figura 5.1 e in Figura 5.2.

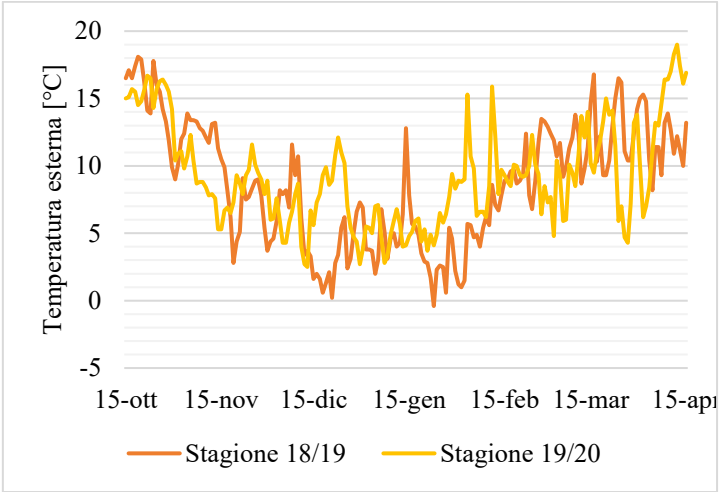


Figura 5.1 Temperature esterne giornaliere durante le stagioni di riscaldamento.

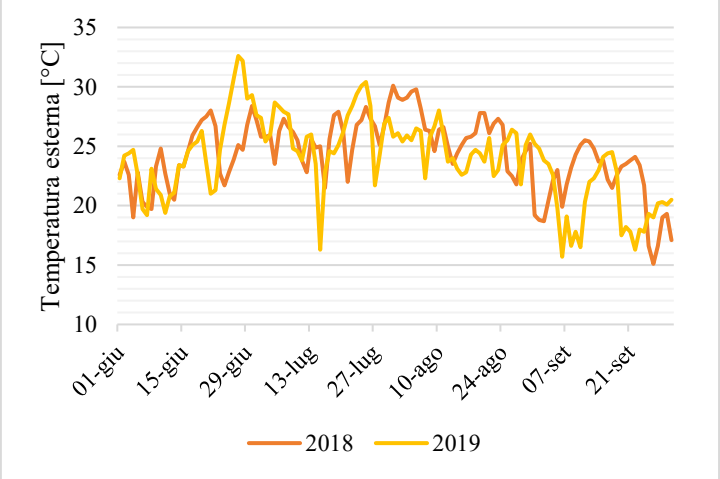


Figura 5.2 Temperature esterne giornaliere durante le stagioni di raffrescamento.

Nella Tabella 5.2 e nella Tabella 5.3 in basso sono riportate le temperature medie mensili rilevate dalla centralina meteo, rispettivamente durante i periodi di riscaldamento e di raffreddamento considerati nelle analisi.

TEMPERATURE ESTERNE MEDIE MENSILI [°C]							
Stagione di riscaldamento	*Ott*	*Nov*	*Dic*	*Gen*	*Feb*	*Mar*	*Apr*
2018/2019	15.0	9.7	4.9	4.0	7.6	12.1	11.9
2019/2020	15.2	8.8	6.7	5.6	9.4	9.8	14.5

Tabella 5.2 Temperature esterne medie mensili rilevate durante le stagioni di riscaldamento.

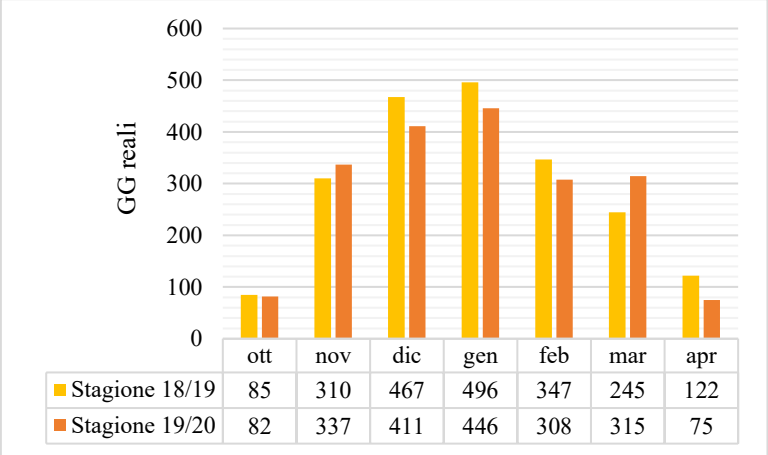
TEMPERATURE ESTERNE MEDIE MENSILI [°C]				
Stagione di raffrescamento	*Giu*	*Lug*	*Ago*	*Set*
2018	23.7	26.0	25.9	21.7
2019	24.4	26.0	24.8	20.3

Tabella 5.3 Temperature esterne medie mensili rilevate durante le stagioni di raffrescamento.

Gradi giorno stagione di climatizzazione invernale

Di seguito si riportano i valori mensili dei GG reali, valutati in funzione delle temperature esterne medie giornaliere per le stagioni di riscaldamento (2018/2019 e 2019/2020), secondo la metodologia descritta nel paragrafo 4.2.1. Tale valutazione è finalizzata alla destagionalizzazione dei consumi di energia termica destinati al servizio di condizionamento invernale dell'edificio. L'eliminazione della componente climatica dai dati di consumo riferiti ad annualità differenti permette di rendere confrontabili tali valori e procedere ad un'osservazione più precisa.

Nella Figura 5.3 sono riportate le variazioni mensili dei gradi giorno reali calcolati per le due stagioni di riscaldamento considerate.



	ott	nov	dic	gen	feb	mar	apr
Stagione 18/19	85	310	467	496	347	245	122
Stagione 19/20	82	337	411	446	308	315	75

Figura 5.3 Gradi giorno reali mensili calcolati per le stagioni di riscaldamento.

I valori dei gradi giorno mensili sono più alti durante il periodo di riscaldamento 18/19 rispetto a quelli calcolati per l'anno seguente, fatta eccezione per i mesi di marzo e novembre. I gradi giorno totali risultano essere 2.071 per il 18/19 e 1,974 per la stagione 19/20, con un valore medio di 2.022 gradi giorno reali e una variazione del -4,7%.

Gradi giorno stagione di climatizzazione estiva

Successivamente sono stati definiti i gradi giorno relativi alla stagione di climatizzazione estiva.

I GG reali estivi, relativi ai due anni di riferimento (2018 - 2019), sono stati calcolati in funzione dei valori medi giornalieri di temperatura esterna ed umidità relativa, rilevati dalla stazione Arpa sita in Via della Consolata (TO) e utilizzati per il calcolo della temperatura percepita definita dall'indice Humidex (vedi paragrafo 4.2.1).

Dopo aver calcolato tale valore per ciascun giorno del biennio di riferimento, si è proceduto alla definizione dei GG estivi, valutati come la sommatoria, estesa a tutti i giorni del periodo annuale di raffrescamento, delle sole differenze positive giornaliere tra la temperatura interna di 25°C e quella esterna percepita (indice Humidex). I giorni annuali di raffrescamento considerati in questa analisi vanno dal 1° giugno al 30 settembre.

Nella Figura 5.4 sono mostrati i valori ottenuti dai calcoli illustrati precedentemente.

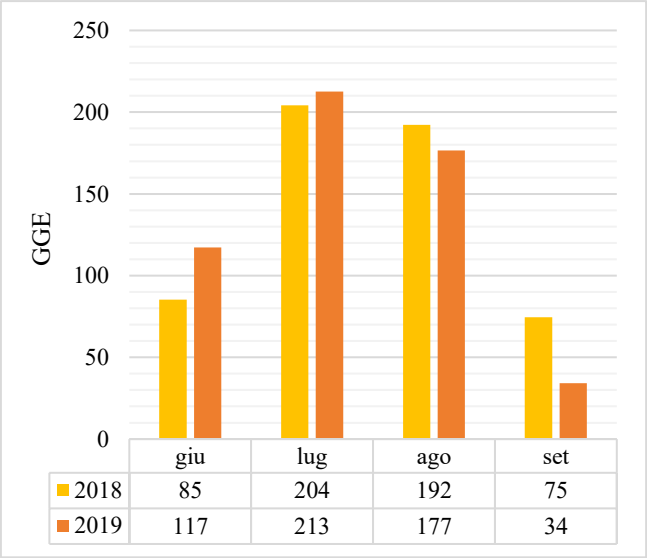


Figura 5.4 Gradi giorno estivi mensili durante il periodo di raffrescamento del 2018 e del 2019.

Il totale dei gradi giorno estivi è di 556 per il 2018 e di 541 per il 2019, la media tre le due stagioni è di 548 e la variazione tra i due anni è del -2.8%, indice di condizioni climatiche simili tra le due stagioni.

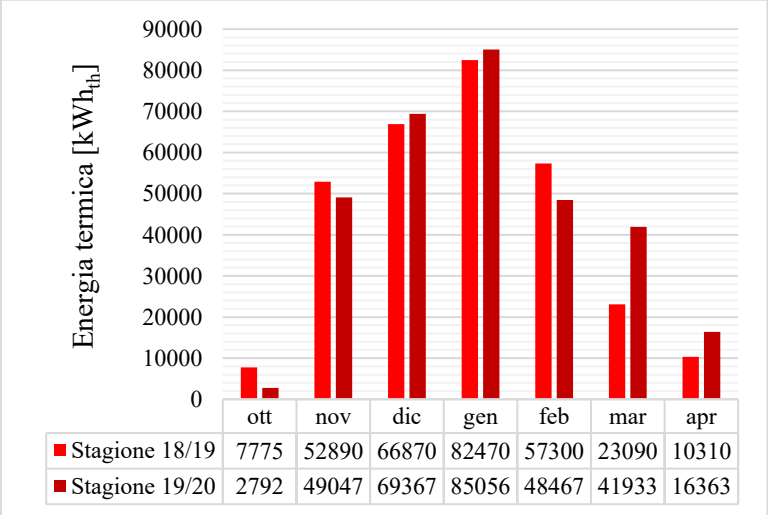
5.2 Climatizzazione invernale

In questo paragrafo sono riportati i fabbisogni mensili di energia termica ed elettrica dell'edificio durante le stagioni di riscaldamento definite nella sezione precedente, ottenuti tramite l'analisi dei dati di monitoraggio. In particolare, è stato valutato il fabbisogno di energia primaria dell'edificio e l'indice di prestazione energetica dell'edificio per la climatizzazione invernale. Inoltre, è riportato lo studio della firma energetica effettuato sui generatori di energia termica e le prestazioni dell'unità polivalente in regime invernale. I vettori energetici analizzati sono l'energia termica prelevata dalla rete di teleriscaldamento e l'energia elettrica assorbita dal gruppo polivalente per la produzione del fluido termovettore caldo, utilizzato per il riscaldamento dei locali.

5.2.1 Fabbisogni di energia termica e di energia primaria per la climatizzazione invernale

La centrale termica, collocata nel piano interrato dell'edificio, è in grado di produrre acqua calda da utilizzare per il riscaldamento e per alimentare il boiler per la produzione di acqua calda sanitaria, attraverso gli scambiatori collegati alla rete di teleriscaldamento del Comune di Torino e grazie alla presenza di una pompa di calore polivalente, come illustrato nella sezione "Centrale Termofrigorifera". Tramite il sistema di monitoraggio sono stati raccolti i valori di potenza termica, sia quella prelevata dalla rete che quella prodotta dal gruppo polivalente, per poi ottenere i valori di energia termica mensili secondo il procedimento descritto nel capitolo 4 "Metodologia".

I fabbisogni considerati includono, quindi, l'energia termica assorbita dall'edificio per la produzione di acqua calda durante la stagione di riscaldamento, utilizzata per alimentare i terminali di erogazione che effettuano il riscaldamento dei locali. Le stagioni di riscaldamento considerate (2018/2019 e 2019/2020) sono le stesse dell'analisi effettuata precedentemente sui dati climatici.



	ott	nov	dic	gen	feb	mar	apr
Stagione 18/19	7775	52890	66870	82470	57300	23090	10310
Stagione 19/20	2792	49047	69367	85056	48467	41933	16363

Figura 5.5 Energia termica per riscaldamento durante le due stagioni considerate.

Il totale per la stagione 18/19 è di 300.705 kWh_{th} e di 313.024 kWh_{th} per la stagione 19/20, con un valore medio tra la due stagioni di 306.865 kWh_{th}. La variazione di energia termica tra i due anni è del -4,1%. Questa percentuale indica una diminuzione del consumo non particolarmente rilevante che può essere dovuta ad una diversa regolazione dell'impianto di riscaldamento, oltre che alle diverse condizioni climatiche tra le due stagioni analizzate.

L'utilizzo di energia termica a servizio degli impianti di riscaldamento degli ambienti è soggetto a variazioni dovute all'andamento degli effettivi dati climatici che hanno caratterizzato le due stagioni osservate. Per questa ragione, si è reso necessario riportare tali utilizzi ad un valore destagionalizzato, ottenuto attraverso il procedimento descritto nella sezione 4.2.1. Quest'ultimi sono stati normalizzati in funzione dei dati climatici di riferimento definiti dalla norma UNI 10349:2016. Il processo permette di confrontare tra loro stagioni termiche caratterizzate da condizioni climatiche differenti, che potrebbero alterare la definizione della baseline reale di energia utilizzata. La destagionalizzazione dei consumi è un metodo utilizzato nelle fasi di realizzazione delle diagnosi energetiche, durante la validazione del modello di calcolo dell'edificio oggetto della diagnosi.

I risultati ottenuti sono riassunti in Tabella 5.4.

Stagione	**GG reali**	**Energia termica misurata Q_h [kWh_{th}]**	**GG normativa**	**α_{rif}**	**Energia termica destagionalizzata [kWh_{th}]**
18/19	2.071	300.705	2.617	151,7	397.066
19/20	1.974	313.024			
Media	2.022	306.865			

Tabella 5.4 Risultati ottenuti per la destagionalizzazione del fabbisogno di energia termica durante il periodo di riscaldamento.

Il valore ottenuto è di 397.066 kWh_{th} e indica il fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione invernale, durante la stagione di riscaldamento definita dalla normativa e avente 2.617 GG. Il valore è destagionalizzato, non risente quindi delle diverse condizioni climatiche tra le due stagioni considerate. Questo dato può essere utilizzato per la validazione del modello termico dell'edificio realizzato tramite gli appositi software.

Il fabbisogno ideale di energia termica è stato calcolato tenendo conto dei rendimenti dei sottosistemi di distribuzione, regolazione ed emissione presenti nell'impianto di riscaldamento, come illustrato nella sezione 4.2.2.

I vettori energetici utilizzati dall'impianto di climatizzazione sono l'energia termica prelevata dalla rete di teleriscaldamento e l'energia elettrica assorbita dalla pompa di calore polivalente. Quest'ultima, in entrambe le stagioni, ha contribuito al riscaldamento dell'edificio solo durante i mesi di ottobre e novembre.

Nella Figura 5.6 sono mostrati i contributi percentuali dei due sistemi di generazione di acqua calda per la climatizzazione invernale, durante i due periodi di riscaldamento.

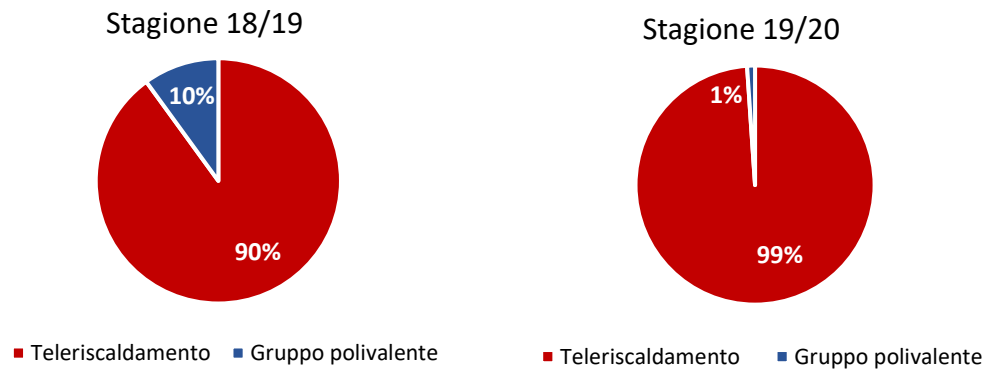


Figura 5.6 Percentuale di energia termica prodotta dai due sistemi di generazione durante le stagioni analizzate.

Il fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione invernale è soddisfatto, dal gruppo polivalente, per il 10% nella prima stagione osservata e per l'1% durante la seconda.

I fabbisogni mensili di energia primaria per la climatizzazione invernale dell'edificio sono rappresentati nella Figura 5.7. In blu è indicata l'energia primaria corrispondente all'energia elettrica consumata dal gruppo polivalente, in rosso quella dovuta al teleriscaldamento.

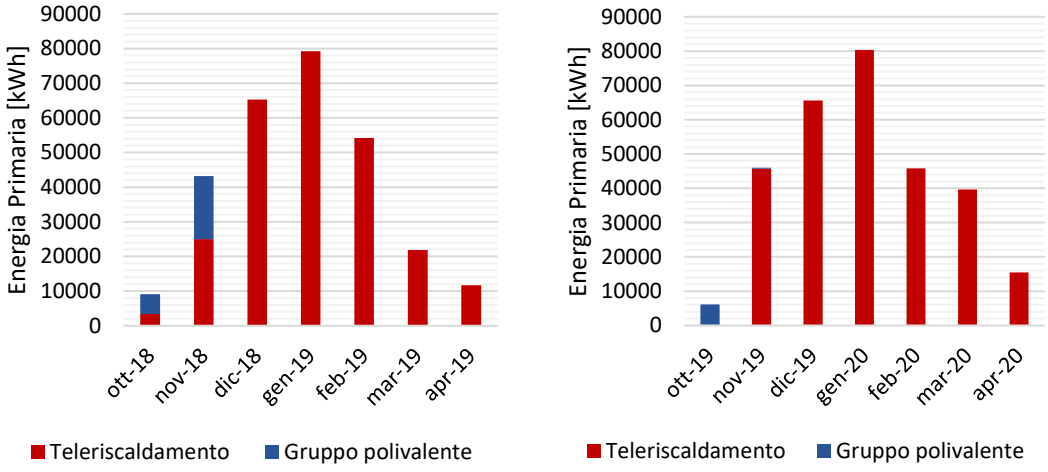


Figura 5.7 Fabbisogni mensili di energia primaria durante le stagioni di riscaldamento.

Anche dai grafici in Figura 5.7 è visibile il diverso impiego della pompa di calore polivalente durante i mesi di ottobre e novembre delle due stagioni considerate.

Seguendo il procedimento illustrato nella sezione 4.2.2, è stato calcolato *l'indice di prestazione energetica non rinnovabile per la climatizzazione invernale* EP_h, espresso in kWh/m^2, e l'*efficienza media stagionale*. Nella tabella seguente sono riportati gli *indici di prestazione energetica e non rinnovabile* per la climatizzazione invernale per le due stagioni monitorate, confrontati con i valori presenti nel documento APE redatto nel 2016 e con il valore di benchmark calcolato da ENEA per gli edifici adibiti ad uso uffici situati nel nord Italia.

Stagione di riscaldamento	$EP_{H,nren}$ *[kWh/m²]*	η_H *[%]*
18/19	52,27	99,9
19/20	54,95	97,7
APE	21,46	532
Benchmark [5]	102,35	-

Tabella 5.5 Prestazione energetiche per la climatizzazione invernale.

I risultati presentano uno scostamento del 144% per la stagione 18/19 e del 156% per la successiva, rispetto al valore teorico per l'indice $EP_{H,nren}$. L'efficienza media stagionale risulta, al contrario, ridotta del 430% rispetto al valore riportato nell'attestazione. Confrontato al valore di benchmark proposto per gli edifici adibiti ad uso uffici da ENEA [5], l'indice risulta inferiore del 49% e del 46%, rispettivamente per la stagione 18/19 e per quella 19/20.

5.2.2 Firma energetica durante la stagione di risaldamento

La “firma energetica” consiste nell’analisi della relazione che intercorre fra la temperatura esterna e la potenza termica media assorbita da un edificio. È uno strumento grafico attraverso il quale è possibile: analizzare i consumi reali di un edificio, fare un confronto tra i consumi reali e i valori calcolati in fase di progetto, dimensionare il generatore e/o verificarne il dimensionamento.

Seguendo la metodologia descritta nel sottoparagrafo 4.2.3, è stata costruita la firma energetica dell’edificio, analizzando le due stagioni di riscaldamento considerate nei paragrafi precedenti.

Sull’asse delle ascisse è indicata la temperatura media esterna settimanale, sull’asse delle ordinate è riportata la potenza giornaliera media settimanale del generatore. I punti sono stati ottenuti con medie settimanali tenendo conto solo dei giorni lavorativi dal lunedì al venerdì. La Firma Energetica è quindi rappresentata dalla retta interpolante, costruita per regressione lineare (Figura 5.8).

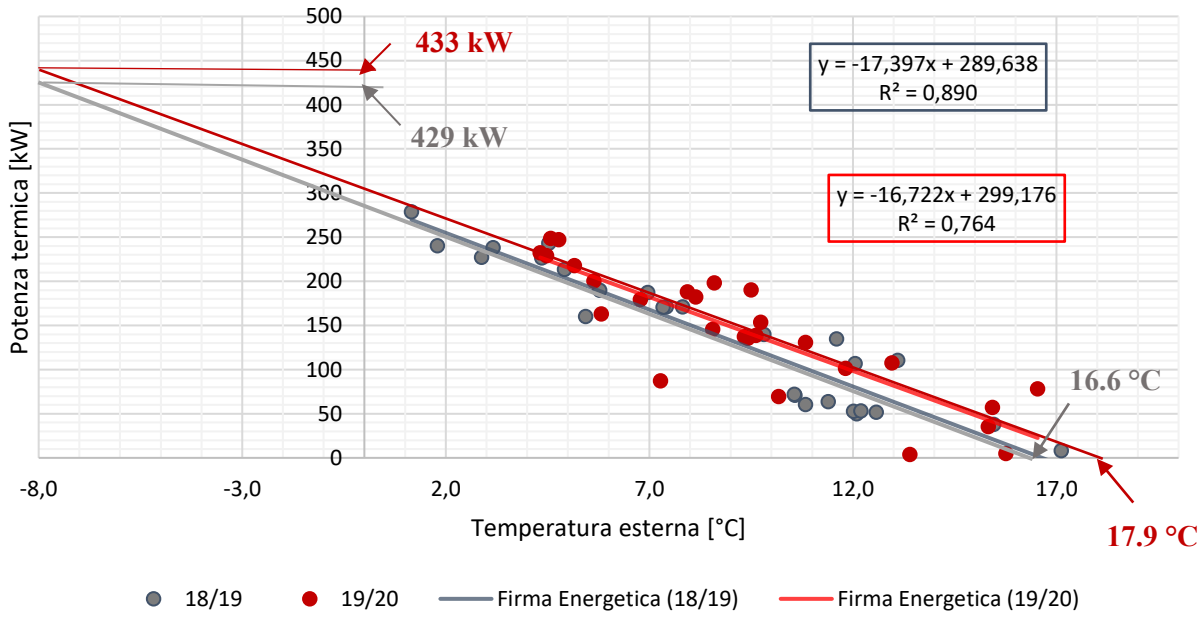


Figura 5.8 Firma energetica dell'edificio durante il periodo di riscaldamento.

In Figura 5.8 è raffigurata la firma energetica durante il periodo di riscaldamento, le rette mostrano come il sistema edificio/impianto reagisce alla variazione di temperatura esterna. Il fattore R^2 indica l’approssimazione delle due rette, più il suo valore è prossimo a 1, migliore sarà la distribuzione dei punti ottenuti lungo la retta.

Sostituendo all'equazione della retta il valore della temperatura di progetto (x = -8 °C) è possibile ottenere la massima potenza richiesta al generatore dall'edificio.

Stagione di riscaldamento	R^2	P max [kW]
2018/2019	0,890	429
2019/2020	0,764	433

Tabella 5.6 Valori di R2 e della potenza massima richiesta al generatore nei due anni monitorati.

Il valore di R^2 è un ottimo indice per verificare l'affidabilità dei dati ottenuti, punti lontani dalla retta possono essere dovuti a particolari condizioni climatiche (forte vento, maggiori apporti gratuiti) o ad errori di acquisizione durante la fase di monitoraggio. Entrambi i valori di R^2 indicano un discreto andamento dei dati raccolti e della regolazione dell'impianto di riscaldamento.

La potenza termica massima richiesta dall'edificio alla temperatura di progetto per la stagione 2018/2019 risulta essere di 429 kW, mentre per il periodo di riscaldamento 2019/2020 è di 433 kW. I risultati dei due periodi analizzati presentano una variazione dell'1% che è dovuto principalmente all'incertezza della misura e non indica particolari differenze nell'utilizzo e nella regolazione degli impianti di riscaldamento tra le due stagioni.

I generatori di energia termica considerati sono due, teleriscaldamento e gruppo polivalente. La potenza massima ottenuta con la firma energetica in condizioni di progetto dovrebbe quindi essere paragonabile a quella installata in centrale.

La potenza termica totale installata è data dalla somma delle potenze nominali degli scambiatori collegati alla rete del teleriscaldamento e della potenza termica erogabile dal gruppo polivalente (Tabella 5.7).

Generatore	Potenza nominale [kW]	Potenza totale installata [kW]
Teleriscaldamento	350	824
Gruppo Polivalente	474	

Tabella 5.7 Potenza termica installata in centrale.

La potenza installata per soddisfare la richiesta di riscaldamento dell'Energy Center è di 824 kW, maggiore del 52,5% rispetto a quella ricavata dalla firma energetica della stagione invernale 2019/2020. Dai documenti relativi agli impianti dell'edificio è stato riscontrato che tale sovradimensionamento è stato considerato, in fase di progetto, per soddisfare il fabbisogno termico della struttura anche nel caso di un suo eventuale ampliamento. Inoltre, essendo l'edificio di recente costruzione, alcuni uffici presenti nella struttura non sono ancora utilizzati e la potenza termica richiesta dalle utenze, in futuro, potrebbe essere maggiore all'aumentare del numero dei locali occupati.

Intersecando la retta rappresentante la firma energetica e l'asse delle ascisse (valore di potenza nullo), si ottiene il valore di temperatura esterna per il quale l'impianto entra in funzione per effettuare il riscaldamento dei locali. Il valore della temperatura di accensione dell'impianto di riscaldamento ($T_{r,on}$) dipende soprattutto dagli apporti gratuiti interni all'edificio e dalla regolazione della temperatura interna di set point. Negli edifici esistenti questo valore di temperatura è compreso comunemente fra i 16 e i 18°C. Nel caso di edifici nuovi o di recente costruzione, termicamente più isolati, la temperatura in esame si abbassa intorno ai 14-15°C. Per l'edificio oggetto del caso studio si ottiene una temperatura di accensione di 16.6 °C per la stagione 18/19 e di 17.9 °C per la stagione 19/20. I coefficienti angolari delle rette rappresentano le dispersioni dell'involucro e le perdite dell'impianto, dovute alla variazione di temperatura esterna. Questi coefficienti valgono -17,40 kW/°C e -16,72 kW/°C, rispettivamente per la stagione 18/19 e 19/20.

5.3 Climatizzazione estiva

Per il periodo di raffrescamento sono stati considerati i giorni dal 1° giugno al 30 settembre, stessi giorni utilizzati per il calcolo dei gradi giorno estivi. Sono stati quindi osservati i consumi di energia elettrica e la produzione frigorifera del gruppo polivalente per la climatizzazione estiva durante il biennio di riferimento. Come precedentemente fatto per la stagione invernale, è stato calcolato l'indice di prestazione energetica per la climatizzazione estiva, è stata ricavata la firma energetica dell'unità polivalente e sono state valutate le prestazioni di quest'ultima in regime estivo.

5.3.1 Fabbisogno di energia frigorifera e di energia primaria per la climatizzazione estiva

La produzione di energia per soddisfare le richieste di raffrescamento è interamente dedicata all'operazione del Gruppo Polivalente geotermico, la cui produzione di acqua refrigerata è inviata al collettore freddo dal quale l'acqua fredda viene poi trasmessa alle utenze dedicate per raffrescare i singoli locali dell'edificio. I dati fanno riferimento alla potenza elettrica assorbita dai compressori della macchina e alla potenza frigorifera prodotta. Le misurazioni sono raccolte su una base di 15 minuti e sono state riordinate su base mensile, ottenendo i valori mensili di energia elettrica consumata ed energia frigorifera prodotta per il raffrescamento riportati nella Figura 5.9 Consumi mensili di energia elettrica per il raffrescamento dell'edificio.e nella Figura 5.10.

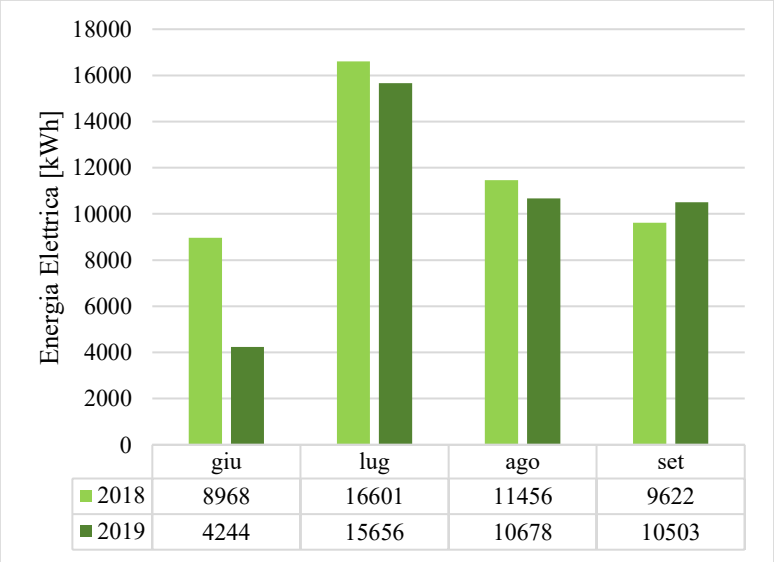


Figura 5.9 Consumi mensili di energia elettrica per il raffrescamento dell'edificio.

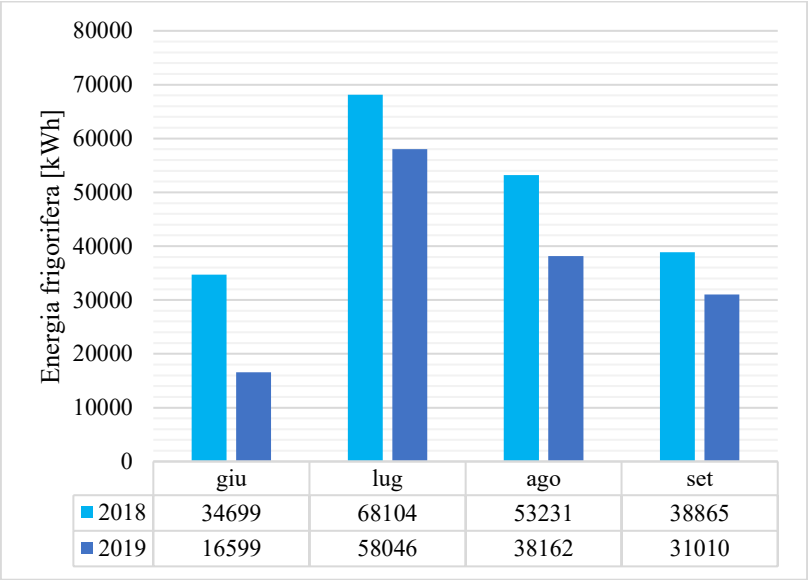


Figura 5.10 Energia frigorifera prodotta dal gruppo polivalente per il raffrescamento dell'edificio.

Durante il periodo compreso tra giugno e settembre sono stati assorbiti dalla rete 46,646 kWh_{el} di energia elettrica nel 2018 e 41,082 kWh_{el} nel 2019. A differenza della stagione invernale, non è disponibile un dato di riferimento dei gradi giorno estivi definito da una normativa per riportare i consumi ad un valore destagionalizzato rispetto alle condizioni climatiche. La differenza di energia elettrica e frigorifera tra i mesi di giugno delle due stagioni è dovuta alla mancanza di dati di monitoraggio per le prime due settimane di giugno 2019.

È possibile osservare che l'energia elettrica consumata dall'edificio per la produzione di acqua refrigerata nel 2019 è diminuita del 12% rispetto la stagione estiva dell'anno precedente. Come mostrato nel paragrafo "Dati climatici reali", i gradi giorno estivi presentano una diminuzione del 2.8%, indice di condizioni climatiche più favorevoli. Infatti, l'energia frigorifera prodotta nel periodo estivo del 2019 risulta essere minore del 26%.

I fabbisogni di energia frigorifera, riferiti alla superficie utile dell'edificio sono di 35.8 kWh/m^2 nel 2018 e di 26.4 kWh/m^2 nel 2019.

Seguendo la metodologia descritta nella sezione 4.2.2, sono stati ottenuti i valori dell'indice di energetica ($EP_{C,nren}$) per le due stagioni di raffrescamento. I fabbisogni mensili di energia primaria per la climatizzazione estiva sono rappresentati graficamente nella Figura 5.11.

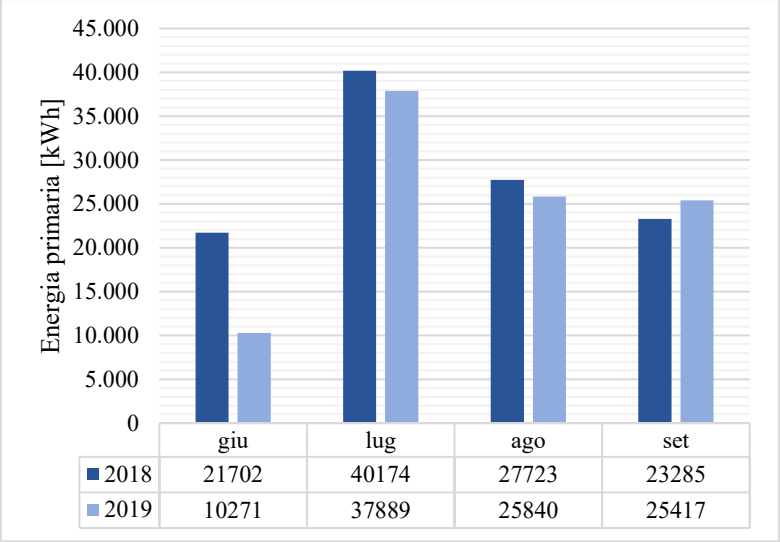


Figura 5.11 Fabbisogno mensile di energia primaria durante le due stagioni di raffrescamento.

L'indice di prestazione energetica per la climatizzazione estiva $EP_{C,nren}$ è di 20.75 kWh/m^2 per il 2018 e 18.27 kWh/m^2 per il 2019.

In Tabella 5.8 sono confrontati i risultati del monitoraggio con quelli presenti nell'APE dell'edificio e con il valore di benchmark calcolato da ENEA per gli edifici adibiti ad uso uffici situati nel nord Italia.

Stagione di raffrescamento	***EP*$_{c,nren}$ *[kWh/m^2]***	***η*$_H$** *[%]*
2018	20.75	173
2019	18.27	145
APE	25.18	114
Benchmark [5]	67.41	-

Tabella 5.8 Prestazioni energetiche per la climatizzazione estiva.

5.3.2 Firma energetica durante la stagione estiva

La firma energetica è stata costruita graficamente anche per le due stagioni di raffrescamento, seguendo la stessa procedura adottata per il periodo invernale. La firma è stata ricavata considerando due diverse grandezze caratteristiche dell'unità polivalente durante il suo funzionamento. Nel primo caso (Figura 5.12 Firma energetica sulla potenza elettrica assorbita dall'unità polivalente durante la stagione estiva.) sono stati utilizzati i valori settimanali di potenza elettrica media giornaliera assorbita dai due compressori del gruppo polivalente. Nella Figura 5.13, anziché la potenza elettrica assorbita, è stata considerata la potenza media giornaliera frigorifera prodotta dalla macchina. Per quanto riguarda la temperatura, il dato utilizzato è la temperatura esterna percepita media settimanale (indice H, vedi sezione 4.2.1 "Calcolo dei gradi giorno"). Le ore di funzionamento giornaliere durante i giorni di raffrescamento sono 12 ore al giorno.

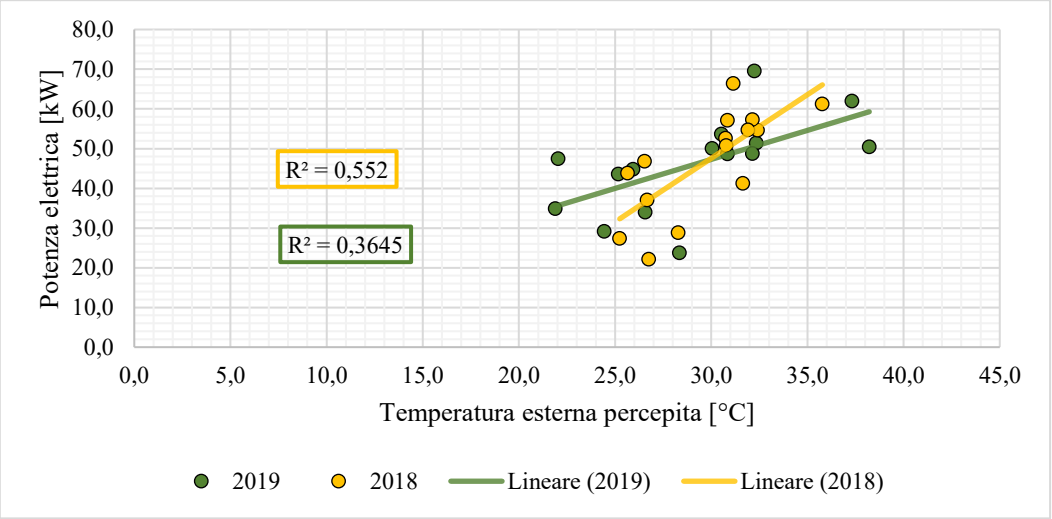


Figura 5.12 Firma energetica sulla potenza elettrica assorbita dall'unità polivalente durante la stagione estiva.

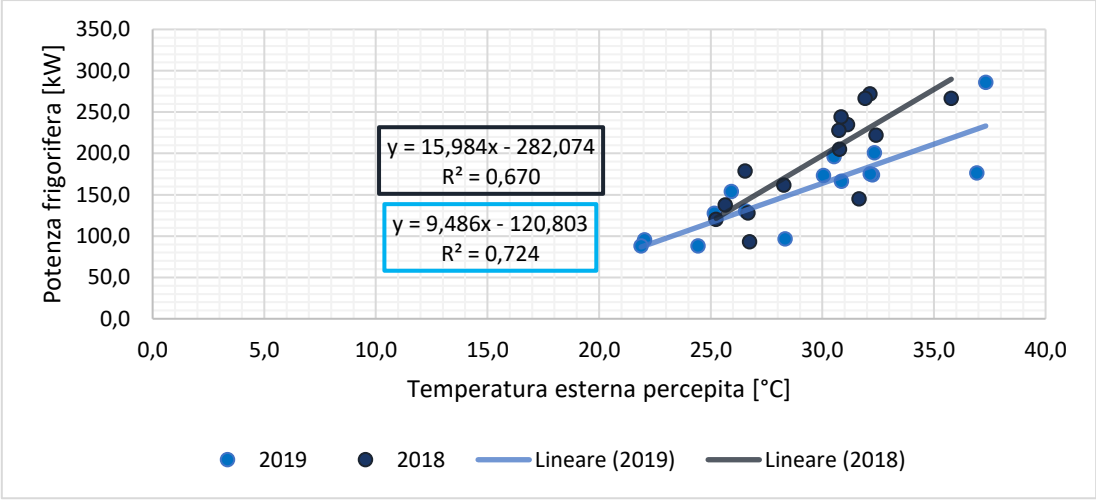


Figura 5.13 Firma energetica sulla potenza frigorifera prodotta dal gruppo polivalente.

I valori di R^2 sono più bassi rispetto a quelli ottenuti nel caso invernale e indicano una regolazione meno lineare dell'impianto durante i mesi estivi. La maggiore dispersione dei punti può essere causata da una parziale e non costante occupazione dell'edificio durante la stagione estiva. Dalle due figure sopra si osserva che le rette interpolanti delle due stagioni differiscono tra loro, sia quelle ricavate utilizzando la potenza elettrica assorbita che quelle ottenute tramite la potenza frigorifera generata Le rette raffigurate in Figura 5.12 e Figura 5.13 hanno una pendenza diversa: durante la stagione estiva del 2018, all'aumentare della temperatura esterna, l'aumento della potenza frigorifera prodotta e dell'energia elettrica consumata è maggiore rispetto al 2019.

Nei due anni analizzati l'impianto di climatizzazione reagisce quindi diversamente all'aumento di temperatura esterna. In particolare, la pendenza della retta è dovuta agli effetti proporzionali alla temperatura esterna: dispersioni termiche dell'edificio e perdite dell'impianto. Considerando le rette ricavate dalla potenza frigorifera prodotta, si ottengono coefficienti angolari uguali a 15,98 kW/°C per il 2018 e 9,49 kW/°C per il 2019.

Analogamente a quanto fatto per la stagione di riscaldamento, sostituendo nell'equazione delle rette ricavate con la potenza frigorifera prodotta il valore di temperatura esterna di progetto, si può verificare il dimensionamento della macchina. Per le condizioni estive non è definita una temperatura di progetto standard, ipotizzando una temperatura esterna percepita massima di 42°C si ottiene la massima potenza frigorifera prodotta dalla macchina polivalente geotermica per il raffrescamento dei locali. Quest'ultima risulta essere 389,26 kW per l'estate 2018 e 277,42 kW per l'estate 2019, rispettivamente l'88% e il 63% della potenza frigorifera nominale della pompa di calore polivalente. Come osservato con l'analisi effettuata nella sezione 5.2.2, nel 2019, il gruppo polivalente presenta un comportamento diverso rispetto al 2018 che può essere dovuto ad un malfunzionamento dell'impianto o ad una diversa logica di funzionamento. Le prestazioni della pompa di calore polivalente geotermica sono discusse in dettaglio nella sezione successiva.

6 Risultati

6.1 Prestazioni del gruppo polivalente in regime estivo

Durante il funzionamento estivo, la pompa di calore geotermica soddisfa interamente il fabbisogno di energia frigorifera per il mantenimento delle condizioni di comfort all'interno dei locali. La parte 3 della norma UNI TS 11300 definisce, oltre all'indice di prestazione energetica per la climatizzazione estiva, anche la procedura per il calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera. Le prestazioni delle macchine frigorifere dipendono, non solo dalla configurazione impiantistica scelta e dai livelli termici operativi (condensazione ed evaporazione), ma anche dall'andamento del fabbisogno dell'edificio. Quest'ultimo è indicato dal fattore di carico F, rapporto tra l'energia erogata dalla macchina e l'energia massima erogabile nello stesso periodo.

6.1.1 Energy Efficiency Ratio

Considerando la sola produzione frigorifera del gruppo polivalente, è stato calcolato l'indice EER (Energy Efficiency Ratio) come il rapporto tra l'energia frigorifera prodotta e l'energia elettrica assorbita dalla macchina. Il procedimento, descritto in Metodologia, è stato seguito per entrambe le stagioni estive. Sono stati ottenuti i valori mensili del fattore di carico F e dell'indice EER, utilizzando i valori di energia elettrica assorbita ed energia frigorifera prodotta acquisiti dal monitoraggio.

Stagione 2018	Ore di funzionamento [h]	Energia frigo erogabile [kWh]	Energia frigo erogata [kWh]	Energia elettrica assorbita [kWh]	F	EER
Giugno	270	97.740	34.699	8.968	**36%**	**3,87**
Luglio	288	104.256	68.104	16.601	**65%**	**4,10**
Agosto	216	78.192	53.231	11.456	**68%**	**4,65**
Settembre	270	97.740	38.865	9.622	**40%**	**4,04**
Stagionale	1.044	377.328	194.898	46.646	**52%**	**4,16**

Tabella 6.1 Prestazioni frigorifere del gruppo polivalente nella stagione estiva 2018.

Stagione 2019	Ore di funzionamento [h]	Energia frigo erogabile [kWh]	Energia frigo erogata [kWh]	Energia elettrica assorbita [kWh]	F	EER
Giugno	132	47.784	16.599	4.244	**35%**	**3,91**
Luglio	300	108.600	58.046	15.656	**53%**	**3,71**
Agosto	228	82.536	38.162	10.678	**46%**	**3,57**
Settembre	276	99.912	31.009	10.503	**31%**	**2,95**
Stagionale	946	338.832	143.817	41.082	**41%**	**3,50**

Tabella 6.2 Prestazioni frigorifere del gruppo polivalente nella stagione estiva 2019.

Le tabelleTabella 6.1 eTabella 6.2 mostrano le prestazioni frigorifere dell'unità polivalente tra i due anni di osservazione. L'indice SEER (EER medio stagionale) della stagione 2019 risulta diminuito del 15,9%, rispetto a quello della prima stagione analizzata. Anche il fattore di carico è minore nei mesi estivi del 2019, il quale, a meno di un diverso fabbisogno dell'edificio, indice di uno sfruttamento più basso delle potenzialità frigorifere della macchina.

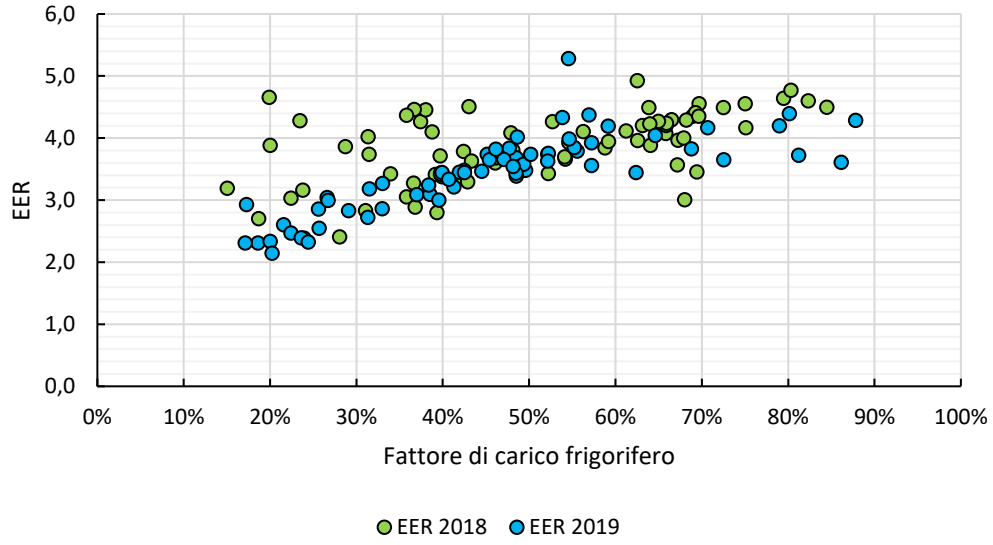


Figura 6.1 Indice EER al variare del fattore di carico durante le due stagioni estive.

In Figura 6.1 sono mostrati i valori giornalieri dell'indice EER in funzione del fattore di carico frigorifero durante le due stagioni estive analizzate. Il 2018 mostra una distribuzione con un'alta deviazione, quindi è difficile determinare la correlazione tra fattore di carico e EER. I valori non sono ben distribuiti, in particolare, per fattori di carico tra il 20% e il 40%. Nel 2019 la deviazione standard è abbastanza concentrata ed è evidente un aumento dell'EER all'aumentare di F, fino a raggiungere un valore di plateau di EER di circa 4 per fattori di carico frigorifero maggiori del 60%. I valori ottenuti si distribuiscono con un $R^2 = 0.74$ lungo la curva di tendenza logaritmica.

6.1.2 Total Efficiency Ratio

La modalità di funzionamento dell'unità polivalente, durante la stagione estiva, prevede anche l'erogazione di energia termica, recuperata dal circuito frigorifero secondo la logica illustrata nel paragrafo 3.3, per la produzione di acqua calda sanitaria e per soddisfare le richieste delle batterie di post-riscaldamento presenti negli impianti di climatizzazione dell'atrio e degli uffici.

Il parametro caratteristico per il calcolo dell'efficienza delle pompe di calore polivalenti è l'indice TER (Total Efficiency Ratio), dato dal rapporto tra l'energia totale prodotta dalla macchina (frigorifera e termica) e l'energia elettrica assorbita (sezione 4.3.1). Attraverso questo dato si tiene conto dell'effetto utile complessivo della macchina che, oltre al raffrescamento dei locali, soddisfa anche il fabbisogno di energia termica dell'edificio. Considerando anche l'energia termica prodotta e sostituendo l'indice EER con l'indice TER, sono state ottenute le tabelleTabella 6.3 eTabella 6.4.

Stagione 2018	Energia elettrica assorbita [kWh]	Energia frigorifera [kWh]	Energia termica [kWh]	Fattore di carico frigorifero	Fattore di carico termico	TER
Giugno	8.968	34.699	8.017	**36%**	**6%**	**4,76**
Luglio	16.601	68.104	16.726	**65%**	**13%**	**5,10**
Agosto	11.456	53.231	11.796	**68%**	**12%**	**5,68**
Settembre	9.622	38.865	11.587	**40%**	**10%**	**5,24**
Stagionale	46.646	194.898	48.126	**52%**	**10%**	**5,19**

Tabella 6.3 Prestazioni del gruppo polivalente nella stagione estiva 2018

Stagione 2019	Energia elettrica assorbita [kWh]	Energia frigorifera [kWh]	Energia termica [kWh]	Fattore di carico frigorifero	Fattore di carico termico	TER
Giugno	4.244	16.599	2.258	**35%**	**4%**	**4,41**
Luglio	15.656	58.046	8.025	**53%**	**6%**	**4,22**
Agosto	10.678	38.162	6.005	**46%**	**5%**	**4,14**
Settembre	10.503	31.009	9.976	**31%**	**8%**	**3,90**
Stagionale	41.082	143.817	26.264	**41%**	**6%**	**4,14**

Tabella 6.4 Prestazioni del gruppo polivalente nella stagione estiva 2019.

Nelle figure seguenti, tramite due grafici a dispersione, sono stati riportati graficamente i valori giornalieri dei fattori di carico frigorifero e termico.

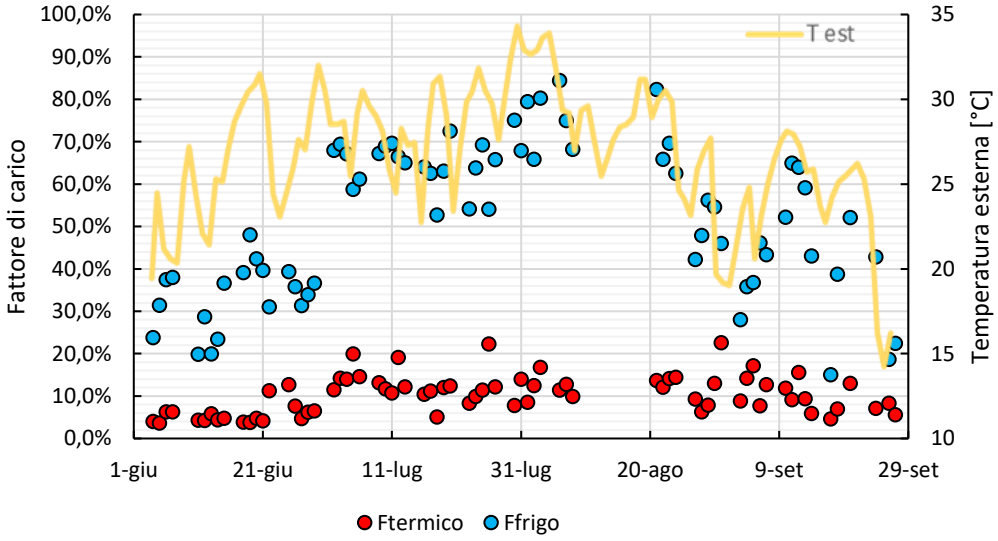


Figura 6.2 Fattori di carico del gruppo polivalente durante la stagione estiva 2018.

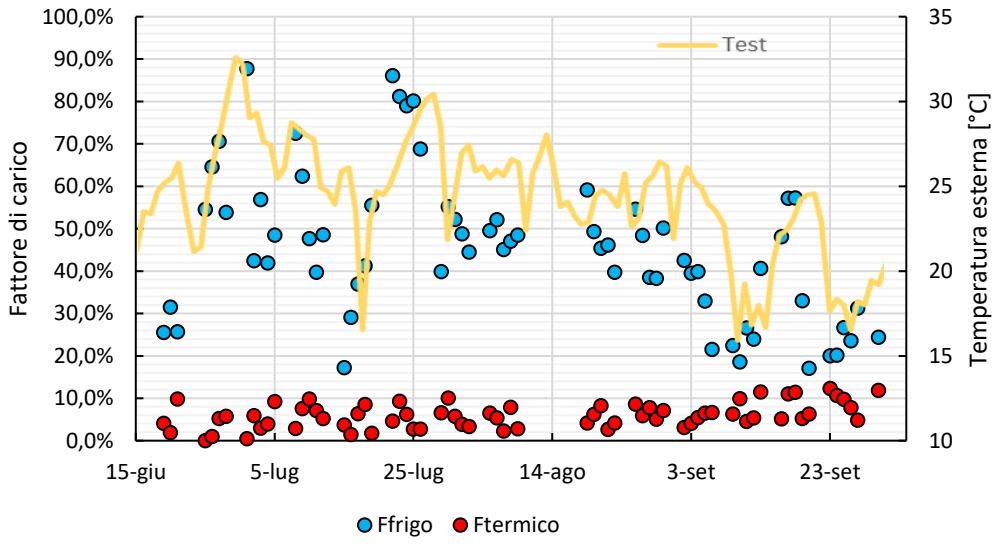


Figura 6.3 Fattori di carico del gruppo polivalente durante la stagione estiva 2019.

In entrambe le stagioni, il fattore di carico frigorifero segue l'andamento della temperatura esterna (linea gialla), a conferma che, come osservato con lo studio della firma energetica (sezione 5.3.2), l'erogazione di energia frigorifera risponde alle variazioni delle condizioni climatiche esterne. Il fattore di carico termico, durante l'estate del 2018, cresce all'aumentare del carico frigorifero, raggiungendo il 22% del carico nominale il 26 luglio. Nella stagione seguente Figura 6.3**Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**, l'energia termica recuperata è indipendente dal carico frigorifero e raggiunge i valori massimi durante i giorni meno caldi, arrivando al 12% il 23 settembre con una temperatura esterna di 17°C.

In Figura 6.4 sono riportati i valori giornalieri dell'indice TER in funzione del fattore di carico frigorifero.

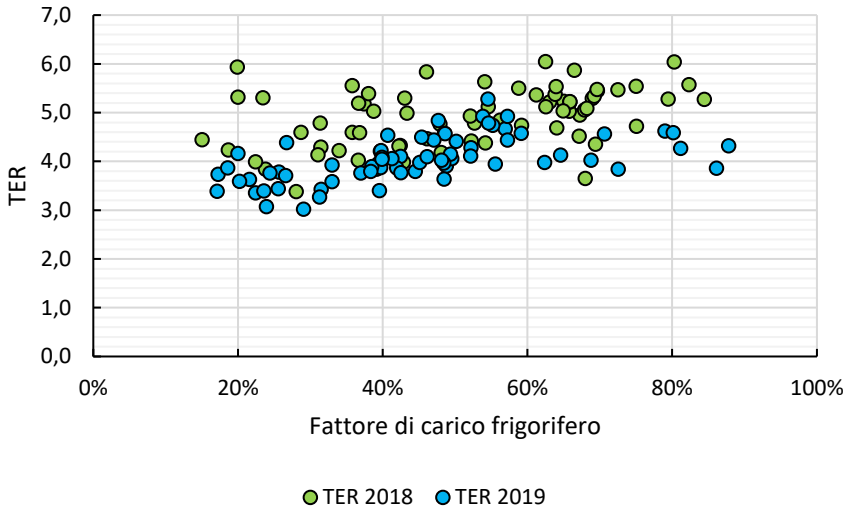


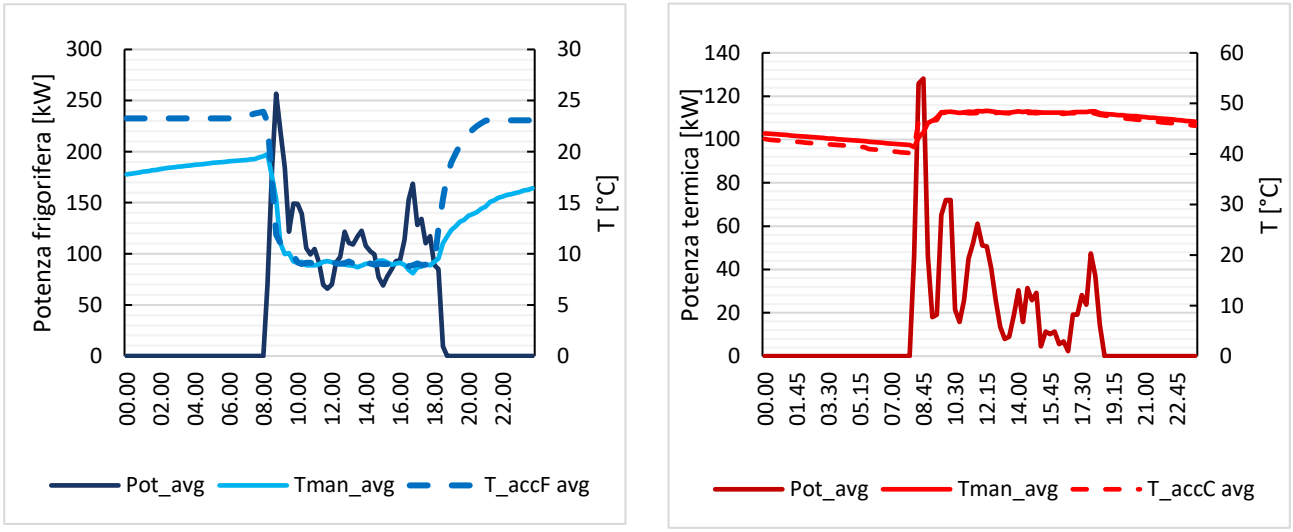
Figura 6.4 Valori giornalieri dell'indice TER in funzione del fattore di carico frigorifero.

Durante la stagione estiva del 2019, il valore medio dell'indice TER è di 4,15, con una deviazione standard di 0,471. Durante il 2019, le prestazioni migliori si ottengono per valori di F superiori al 50% del carico frigorifero nominale. Per il 2018 si ha una maggiore dispersione dei punti, indice di una minor costanza delle prestazioni della macchina, che comunque si mantengono più alte, indipendentemente dal carico termico richiesto dall'edificio. L'indice TER medio giornaliero per il 2018 è di 5,19, con una deviazione standard di 0,610.

6.1.3 Modalità di funzionamento

La logica di funzionamento della macchina da priorità al carico frigorifero da soddisfare e il frazionamento della potenza totale (calda e fredda) avviene su due circuiti frigoriferi indipendenti. Tale soluzione permette, grazie alla logica di controllo implementata sull'unità, di meglio assecondare le variazioni di carico termico interno. I due circuiti sono gestiti dal processore a bordo macchina e sono in grado di assumere in modo svincolato l'uno dall'altro la configurazione di funzionamento ritenuta energeticamente più idonea.

È stato osservato come il funzionamento dell'unità polivalente segua il set-point di temperatura dei due serbatoi di accumulo freddo e caldo. I due profili seguenti mettono a confronto, durante una settimana lavorativa estiva del 2018, la potenza media registrata, la temperatura di mandata e la temperatura del serbatoio, sia per il collettore freddo che per il collettore caldo dell'impianto.



(a) (b)

Figura 6.5 Profili di produzione e delle temperature di mandata del circuito freddo (a) e del circuito caldo (b).

Per il lato freddo (a), a partire dalle 19.00 (orario di spegnimento dell'impianto) si osserva un rapido incremento della temperatura del serbatoio freddo quando il gruppo polivalente. Questo è dovuto al fatto che la macchina è in funzione fino alle 19:00, mentre sono presenti utenze secondarie che richiedono ancora fluidi freddi sino alle 21:00. Durante il periodo di richiesta dopo le 19:00, i fluidi freddi sono forniti esclusivamente dall'accumulo freddo che ha una capacità di 4 m^3. Considerando che le utenze possono richiedere sino a 40 m^3/h, è plausibile il rapido aumento della temperatura in quanto, essendo il circuito chiuso, il fluido ritorna più caldo nel serbatoio e va a miscelarsi con quello già presente incrementandone la temperatura, poiché non è attivo l'impianto che manterrebbe il set-point di 9°C. Per il lato caldo (b) si osservano dei profili di temperature circa coincidenti, ciò è spiegato dall'assenza di richiesta termica da parte dell'impianto, per cui è necessaria energia termica solo per mantenere il set-point dell'accumulo di 48 °C.

6.1.4 Smaltimento in falda

L'energia termica prodotta durante i mesi estivi viene utilizzata per la produzione di acqua calda sanitaria e per il mantenimento del set point dell'accumulo caldo.

La potenza termica in uscita dal volume di controllo della macchina non è interamente recuperata e utilizzata dalle utenze, ma solo una piccola parte che ammonta, in percentuale, al valore del fattore di carico termico. La restante parte viene smaltita in falda attraverso lo scambiatore ausiliario collegato al circuito dell'acqua di falda, illustrato nella Figura 3.11.

Tramite il sistema di monitoraggio della struttura è possibile osservare le temperature dell'acqua prelevata e scaricata dal circuito di falda e la potenza scambiata nello scambiatore ausiliario del gruppo polivalente.

Il misuratore MT1 rileva la potenza smaltita nella falda acquifera e le sonde multiparametriche installate nei pozzi registrano le temperature dell'acqua. Attraverso la Figura 6.6 è possibile osservare i valori giornalieri di energia scambiata dallo scambiatore posto lato sorgente e l'andamento della temperatura media giornaliera dei due pozzi utilizzati.

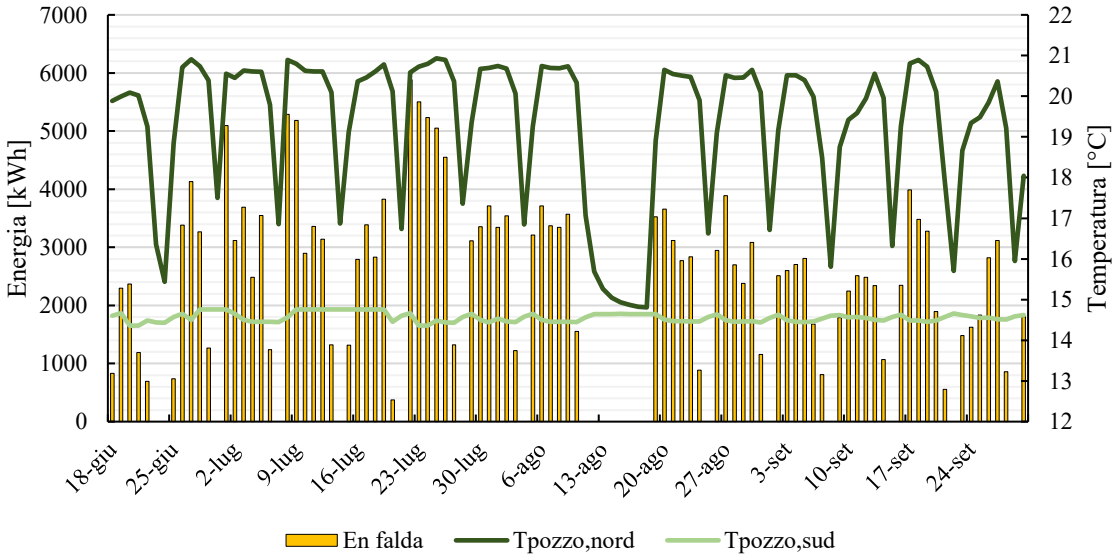


Figura 6.6 Energia termica smaltita in falda e temperature dei due pozzi.

Dall'andamento delle temperature dei due pozzi è possibile stabilire quale dei due è utilizzato come pozzo di presa e quale è utilizzato come pozzo di resa dell'acqua di falda. Il pozzo sud è quello utilizzato per il prelievo dell'acqua dalla falda acquifera, i valori di temperatura rilevati dalla sonda sono, infatti, sempre compresi tra i 14°C e i 15°C, valori tipici per l'acqua presente nel sottosuolo. La temperatura del pozzo nord, invece, presenta delle variazioni che seguono l'andamento settimanale dell'energia scambiata nello scambiatore ausiliario. Quando l'impianto è in funzione, la temperatura raggiunge picchi superiori ai 20°C, senza mai superare i 21°C. I valori minimi, intorno ai 16°C, si raggiungono il lunedì mattina, nelle ore antecedenti all'accensione. In corrispondenza dei giorni di chiusura estiva, dal 10 al 18 agosto, si osserva che la temperatura del pozzo nord diminuisce rapidamente e tende ad avvicinarsi alla temperatura della falda imperturbata misurata nel pozzo sud, raggiungendo i 14.8°C il 18 agosto.

La settimana in cui viene smaltita più energia in falda corrisponde alla settimana in cui è stata registrata la maggior richiesta di energia frigorifera dell'edificio al gruppo polivalente. La figura seguente mostra, in dettaglio, gli andamenti orari delle potenze scambiate e delle temperature dei pozzi, durante la settimana che va dal 22 luglio al 29 luglio 2019.

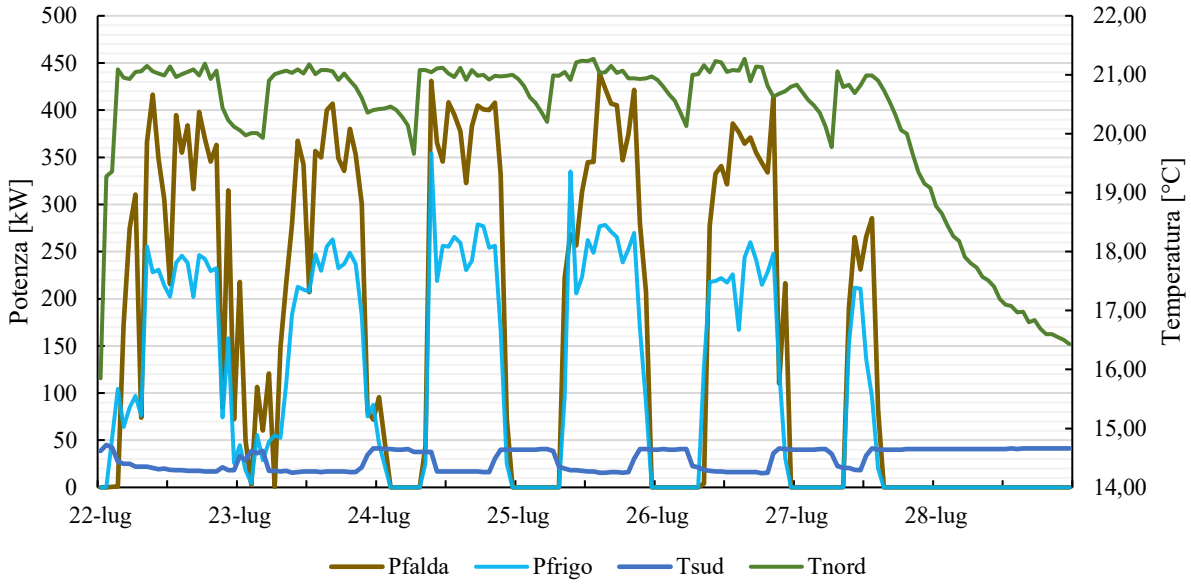


Figura 6.7 Profilo settimanale della potenza smaltita in falda e delle temperature dei due pozzi.

I dati mostrano il profilo settimanale della potenza media oraria scambiata al collettore freddo (Pfrigo), di quella scambiata allo scambiatore ausiliario collegato al circuito di falda (Pfalda) e delle temperature medie orarie dell'acqua nei due pozzi. Si osserva che, durante le ore in cui l'impianto produce potenza frigorifera, l'acqua di falda viene utilizzata per smaltire la potenza termica non recuperata, con conseguente aumento della temperatura dell'acqua presente nel pozzo utilizzato per lo smaltimento (pozzo nord). In particolare, i picchi di potenza smaltita superano i 400 kW e si hanno durante le ore centrali della giornata, dopo che il serbatoio di accumulo caldo ha raggiunto la temperatura di set point, perché la macchina recupera meno energia termica. La temperatura massima dell'acqua calda scaricata in falda è di 21.27 °C, con valori che si mantengono comunque superiori ai 20°C durante le ore giornaliere di accensione dell'impianto. Il salto termico massimo registrato tra le temperature dei due pozzi è di 7.01°C, quando in falda vengono smaltiti 406 kW. Nelle ore in cui la macchina è spenta, il flusso dell'acquifero raffredda l'acqua presente nel pozzo nord, la quale scende appena al di sotto dei 20°C. Il sabato, alle 14.00, il gruppo polivalente si spegne e la temperatura del pozzo di resa si abbassa fino a raggiungere il suo valore minimo il lunedì della settimana seguente, appena prima dell'orario di accensione. Durante la notte, la temperatura del pozzo di resa si alza leggermente, mediamente di 0.5°C. Il sistema geotermico è della tipologia a circuito aperto (open-loop) e il flusso dell'acquifero permette un ripristino della temperatura della falda abbastanza rapido, mantenendo quest'ultima entro i limiti previsti dalle normative, senza creare un accumulo di energia termica nel sottosuolo.

6.2 Prestazioni del gruppo polivalente in regime invernale

Il gruppo polivalente ha contribuito al riscaldamento dell'edificio durante i mesi di ottobre e novembre 2018, in particolare dal 22 ottobre al 20 novembre. Per il 2019 è stata monitorata l'accensione dell'unità, sempre durante i giorni iniziali della stagione di riscaldamento, ma non è stato monitorato un contributo utile al riscaldamento e all'analisi.

I valori di energia elettrica assorbita ed energia termica prodotta dal gruppo polivalente sono riassunti nella Tabella 6.5.

	Energia elettrica assorbita [kWh_{el}]	**Energia termica prodotta [kWh_{th}]**
Stagione 18/19	9,887	30,085
Stagione 19/20	2,609	3,348
Variazione	-74%	-89%

Tabella 6.5 Energia elettrica assorbita ed energia termica prodotta dalla pompa di calore polivalente durante le due stagioni di riscaldamento.

6.2.1 Coefficient Of Performance

Durante i primi giorni della stagione di riscaldamento, il gruppo polivalente geotermico è utilizzato per il riscaldamento dei locali. Considerando la sola energia termica prodotta, sono state calcolate le prestazioni della macchina in modalità pompa di calore. Nella Tabella 6.6 sono mostrati i valori ottenuti seguendo il procedimento descritto in metodologia.

	Ore di funzionamento [h]	**Energia termica erogabile [kWh]**	**Energia termica erogata [kWh]**	**Energia elettrica assorbita [kWh]**	**Fattore di carico**	**COP**
Ottobre	120	55,104	34,699	8,968	11%	2.45
Novembre	195	89,544	68,104	16,601	9%	3.72
Stagionale	315	144,648	30,066	11,456	10%	3.23

Tabella 6.6 Prestazioni termiche del gruppo polivalente in regime invernale.

Nella Figura 6.8 sono mostrati i valori giornalieri del COP rilevati durante il funzionamento della macchina in regime invernale. Si osserva che all'aumentare del fattore di carico, il COP dell'unità polivalente aumenta, raggiungendo i valori massimi a partire dal 25% del fattore di carico e di circa 4.

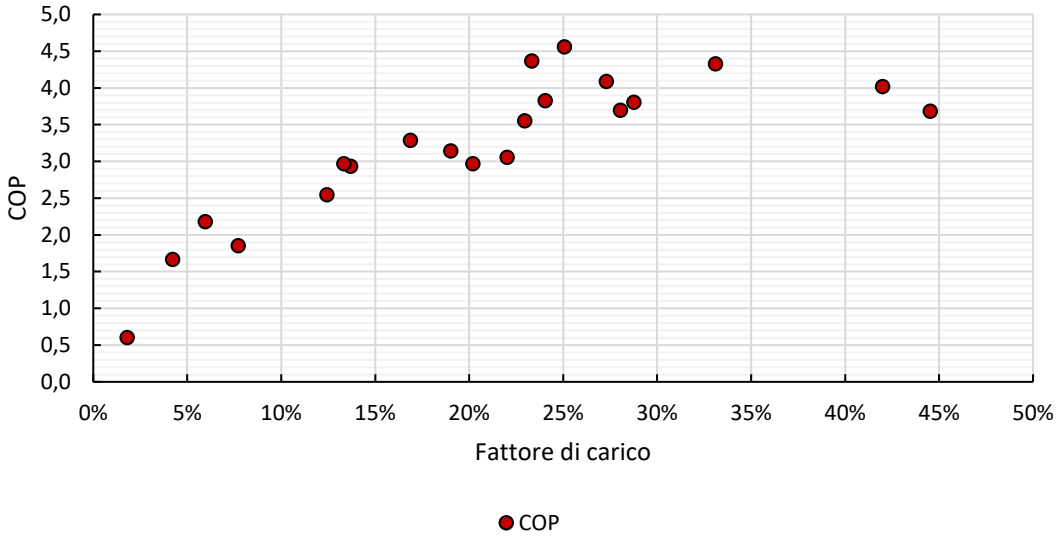


Figura 6.8 Valori giornalieri del COP in funzione del fattore di carico termico.

6.2.2 Total Efficiency Ratio

Anche in regime invernale, il gruppo polivalente opera in modalità combinata producendo anche acqua refrigerata per mantenere il set point del serbatoio di accumulo freddo. In tabella sono mostrate le prestazioni della macchina, ricavate dai dati di monitoraggio.

Mese	Energia elettrica [kWh]	Energia termica [kWh]	Energia frigorifera [kWh]	Fattore di carico termico	Fattore di carico frigorifero	TER
Ottobre	2182	5805	5717	11%	13%	5,21
Novembre	6514	24261	6119	27%	9%	4,75
Stagionale	8697	30066	11837	21%	10%	4,92

Tabella 6.7 Prestazioni del gruppo polivalente in regime invernale.

Rielaborando i dati acquisiti dal monitoraggio, sono stati ricavati i profili medi di produzione dell'unità polivalente in regime invernale. In Figura 6.9, sono rappresentate le potenze medie, termica e frigorifera, prodotte e la potenza media elettrica assorbita dalla macchina dal lunedì al venerdì.

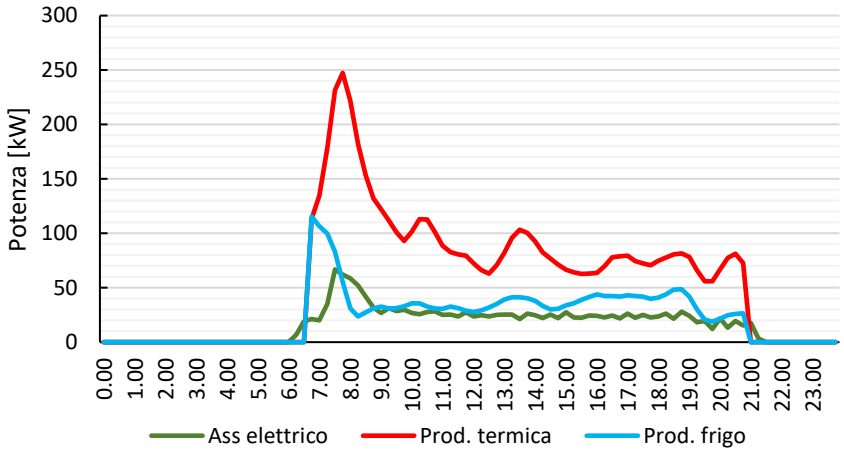


Figura 6.9 Profilo medio durante i giorni lavorativi dell'assorbimento elettrico e della produzione del gruppo polivalente in regime invernale.

Il gruppo polivalente, in regime invernale, risulta in funzione dalle 6.15 alle 21.15, per un totale di 15 ore al giorno. I picchi di potenza erogata sono in corrispondenza delle prime ore di funzionamento, quando le temperature degli accumuli sono lontane dal valore di set point.

Come già visto per il periodo estivo, i fattori di carico, dati dal rapporto tra l'energia erogata e la massima energia erogabile durante le ore di funzionamento, sono regolati automaticamente dal processore della macchina, in base alla variazione della temperatura esterna.

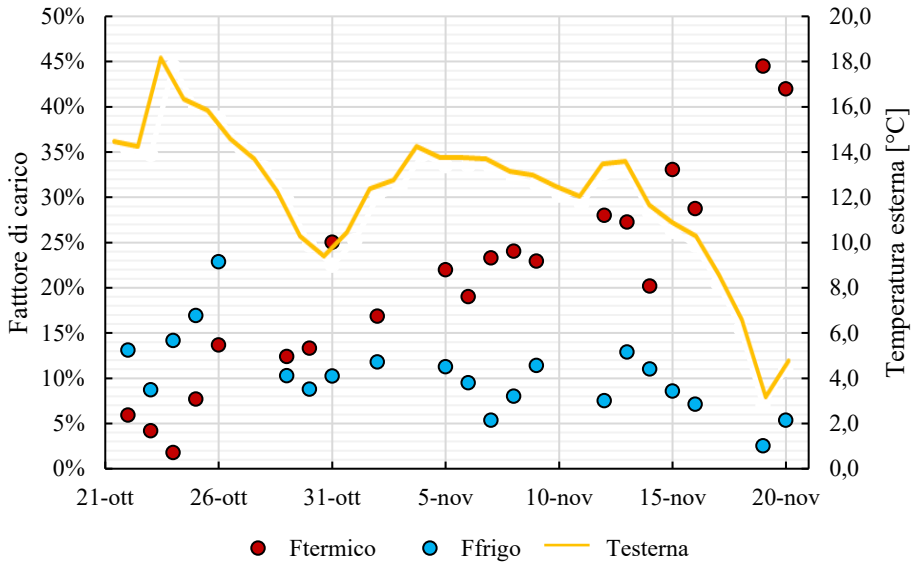


Figura 6.10 Fattore di carico termico e frigorifero in regime invernale in funzione della temperatura esterna

Nel grafico della Figura 6.10 sono mostrati i valori giornalieri del fattore di carico termico e del fattore di carico frigorifero, in relazione alla temperatura esterna rilevata dalla centralina meteo durante gli stessi giorni di osservazione. I valori più alti del fattore di carico frigorifero sono raggiunti durante i giorni più caldi e la produzione di acqua refrigerata è maggiore. Il fattore di carico termico, al contrario, aumenta al diminuire della temperatura esterna, cioè all'aumentare del fabbisogno di energia termica per il riscaldamento.

Come osservato per la stagione estiva, la reale efficienza del gruppo polivalente è data dall'indice TER. Nella figura sotto sono rappresentati i valori giornalieri del parametro e dei fattori di carico della macchina, durante il periodo di funzionamento invernale della macchina.

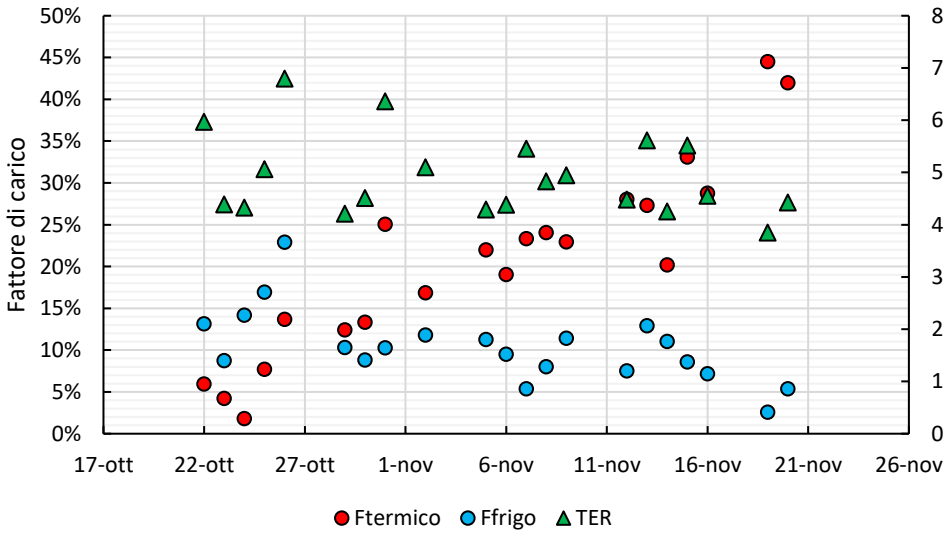


Figura 6.11 Valori giornalieri dell'indice TER del gruppo polivalente in regime invernale.

Il valore minimo dell'indice TER è di 3.85, quando i carichi, termico e frigorifero, sono rispettivamente il 45% e il 3% dei valori nominali. Il valore massimo di 6.79 si raggiunge quando i carichi, termico e frigorifero, sono più bilanciati. Il valore medio del TER della macchina in regime invernale è di 4.92, con una deviazione standard di 0.76.

6.2.3 Smaltimento in falda

Il funzionamento in modalità combinata, durante il periodo di riscaldamento, prevede un parziale recupero dell'energia frigorifera per soddisfare le richieste delle utenze che necessitano di acqua refrigerata, come indicato nel paragrafo precedente dal fattore di carico frigorifero. Come avviene in regime estivo con la potenza termica, lo scambiatore ausiliario scambia energia con la falda attraverso il circuito dedicato collegato al gruppo polivalente. Nel grafico seguente (Figura 6.12), sono mostrati i valori giornalieri di energia scambiata con la falda e delle temperature misurate dalle sonde posizionate nei pozzi dell'impianto geotermico.

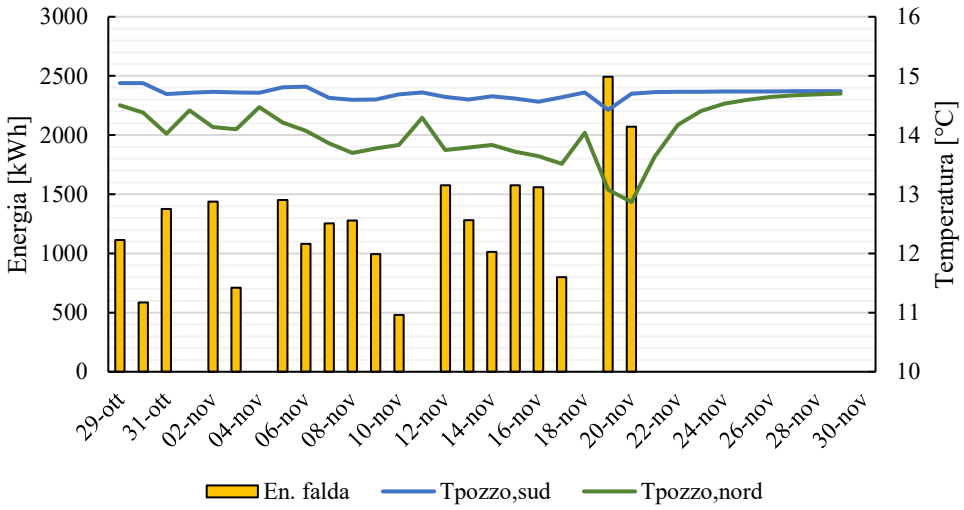


Figura 6.12 Energia termica giornaliera assorbita dalla falda e temperature medie giornaliere dei pozzi.

Dagli andamenti delle temperature dei pozzi si osserva che il pozzo nord è utilizzato come pozzo di resa. In quest'ultimo, le temperature minime si hanno in corrispondenza dei giorni in cui viene smaltita più energia. Nei giorni di chiusura, 1° novembre e domeniche, la temperatura dell'acqua nel pozzo nord si riavvicina al valore di quella nel pozzo sud, utilizzato come pozzo di prelievo. Il gruppo polivalente viene spento il 21 novembre e la temperatura nel pozzo di scarico torna al valore della falda imperturbata il 27 novembre.

Gli andamenti orari delle grandezze osservate sono riportati nella figura seguente, per i giorni compresi tra il 12 e 21 novembre.

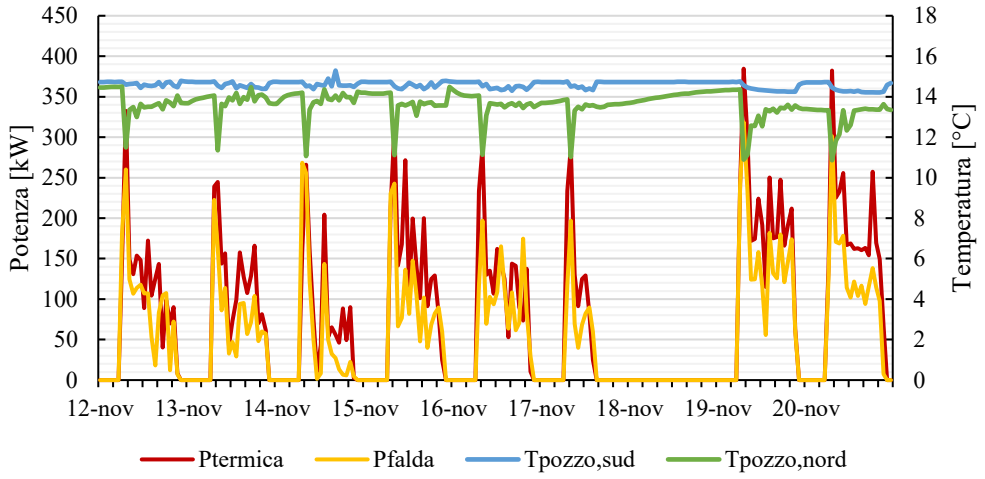


Figura 6.13 Andamento orario della potenza media scambiata con la falda e delle temperature dei pozzi.

La potenza allo scambiatore ausiliario segue l'andamento della produzione termica del gruppo polivalente. Per effettuare la climatizzazione invernale, l'acquifero è utilizzato come sorgente fredda e lo scambiatore lato falda è utilizzato come evaporatore per sottrarre energia termica all'acqua prelevata dal pozzo sud. Le temperature del pozzo nord raggiungono i valori minimi in corrispondenza dei picchi di potenza scambiata con l'acquifero, che si hanno durante le prime fasi di accensione dell'impianto. Il 19 e il 20 novembre si ha la maggior produzione di energia termica e i picchi di potenza scambiata con la falda risultano rispettivamente di 319 kW e 301 kW. Le temperature nel pozzo di resa, in corrispondenza dei picchi, sono 10.86 °C e 10.89°C. La potenza termica fornita dal gruppo polivalente alle utenze è di 385 kW e 382 kW. La massima variazione della temperatura dell'acqua di falda, tra pozzo di presa e pozzo di resa, è di 3.68°C e 3.59°C. Durante il week end, la temperatura dell'acquifero tende a ristabilizzarsi, passando dai 13.59 °C, alle 14.00 del sabato, ai 14.35°C alle 06.00 del lunedì.

6.3 Scenario: stagione di riscaldamento con pompa di calore

Nella sezione 4.4 è stato descritto il procedimento adottato per simulare un'intera stagione di riscaldamento che prevede l'utilizzo della sola pompa di calore polivalente, azzerando l'utilizzo del teleriscaldamento. In questo paragrafo sono mostrati i risultati ottenuti in termini di prestazioni energetiche, costi di esercizio ed emissioni di CO_2. È stato inoltre analizzato il consumo di energia dovuto alla produzione di acqua calda sanitaria, sia per lo scenario reale che per quello ipotizzato.

6.3.1 Consumi e prestazioni energetiche

Nella figura seguente sono mostrati i fabbisogni mensili di energia primaria del gruppo polivalente, ipotizzando un funzionamento continuo durante l'intera stagione di riscaldamento, dal 15 ottobre al 15 aprile. I fabbisogni di energia primaria per il riscaldamento da teleriscaldamento sono quelli ricavati dai dati di monitoraggio della stagione di riscaldamento 2019/2020.

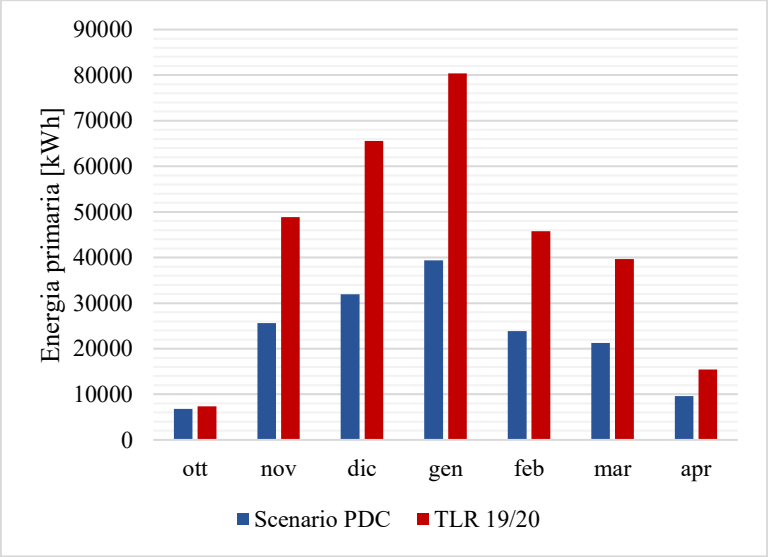


Figura 6.14 Fabbisogno di energia primaria dello scenario, confrontato con quello della stagione di riscaldamento 2019/2020.

Dopo aver ricavato il fabbisogno di energia primaria è stato ricalcolato l'indice di prestazione energetica non rinnovabile per la climatizzazione invernale che, per lo scenario ipotizzato, risulta di 29,14 kWh/m^2. Quest'ultimo, paragonato a quello ottenuto utilizzando il teleriscaldamento per la stagione di riscaldamento 2019/2020, indica un teorico miglioramento delle prestazioni del 48%.

L'efficienza stagionale valutata per il riscaldamento con pompa di calore è del 208%.

Nella figura seguente è riportato l'andamento del COP durante i giorni della stagione di riscaldamento in funzione del fattore di carico termico, valutato secondo i passaggi descritti nella sezione 4.4.

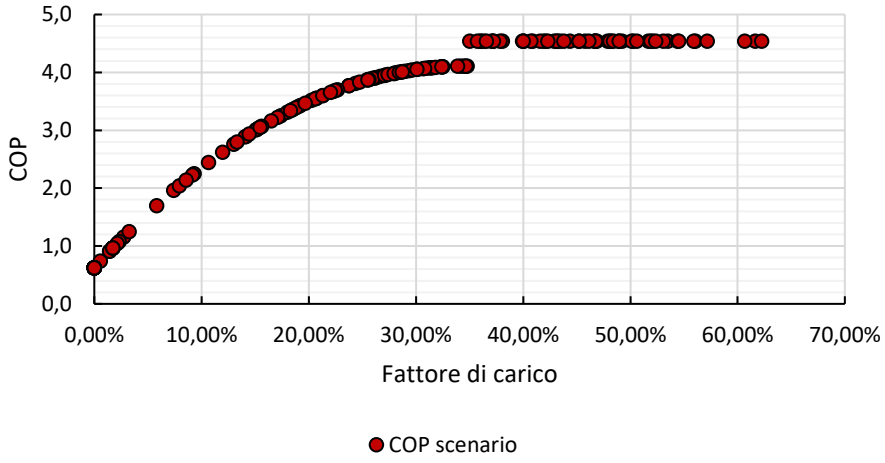
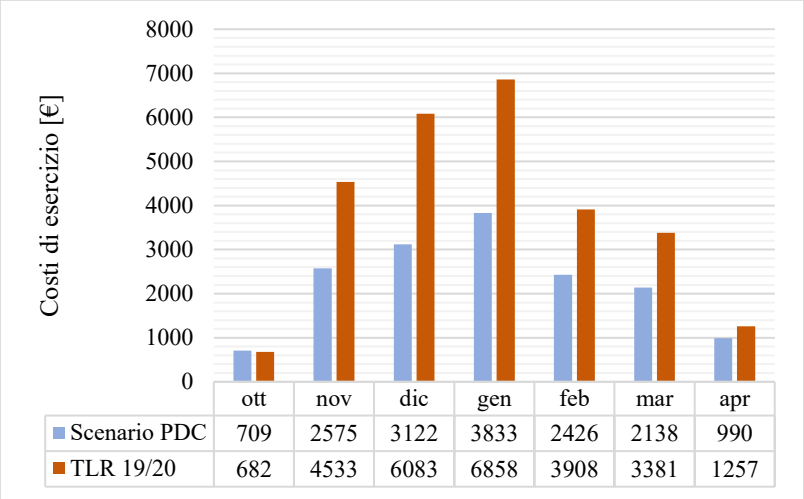


Figura 6.15 COP teorico giornaliero della pompa di calore al variare del fattore di carico termico.

Il fattore di carico termico giornaliero massimo risulta del 62,5% e indica che la macchina è in grado di soddisfare autonomamente l'intero fabbisogno per la climatizzazione invernale dell'edificio durante una stagione di riscaldamento.

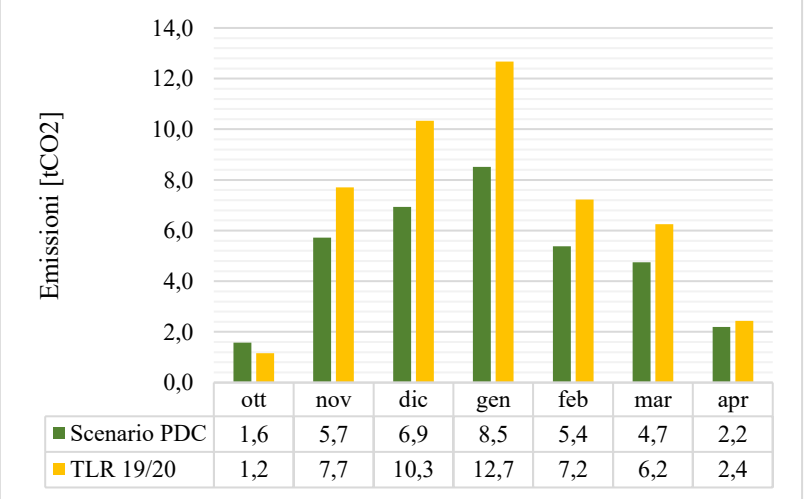
6.3.2 Costi del vettore energetico ed emissioni di CO_2

Dopo aver ricavato i consumi elettrici della pompa di calore per lo scenario ipotizzato, è stato possibile valutare gli eventuali risparmi in termini di costi del vettore energetico ed emissioni di CO_2. Sono stati quindi ottenuti i valori mensili mostrati in Figura 6.16 e in Figura 6.17, utilizzando le tariffe e i fattori di emissione per il teleriscaldamento e per l'energia elettrica introdotti nella sezione 4.4.



	ott	nov	dic	gen	feb	mar	apr
Scenario PDC	709	2575	3122	3833	2426	2138	990
TLR 19/20	682	4533	6083	6858	3908	3381	1257

Figura 6.16 Costi mensili del vettore energetico utilizzato per lo scenario PDC e per la stagione 2019/2020.



	ott	nov	dic	gen	feb	mar	apr
Scenario PDC	1,6	5,7	6,9	8,5	5,4	4,7	2,2
TLR 19/20	1,2	7,7	10,3	12,7	7,2	6,2	2,4

Figura 6.17 Emissioni mensili di CO2 per lo scenario PDC e per la stagione 19/20.

Lo scenario in cui la pompa di calore soddisfa la richiesta di energia termica per il riscaldamento dell'edificio genera risparmi sia per le tonnellate di CO_2 prodotte che per il costo del vettore energetico. In particolare, è stato valutato un risparmio di 13 t di CO_2 pari ad una diminuzione del 54% rispetto alle emissioni calcolate per la stagione di riscaldamento 19/20 in cui è utilizzato il teleriscaldamento. In termini di costi del vettore energetico, per lo stesso periodo, le spese risultano inferiori del 40%.

6.3.3 Fabbisogno di energia termica per la produzione di acqua calda sanitaria

Il sistema di monitoraggio dell'edificio permette di valutare anche il fabbisogno di energia termica per la produzione di acqua calda sanitaria (ACS). Nella sezione 3.2.1 sono descritte le modalità in cui viene alimentato il boiler dedicato alla produzione di acqua calda. In particolare, è descritta l'interazione tra i generatori di energia termica posti nel locale tecnico (teleriscaldamento e pompa di calore) e l'impianto solare termico posizionato sul tetto della struttura. I risultati in Figura 6.18 Produzione di energia termica per ACS da centrale termica e da solare termico. fanno riferimento ad un anno di analisi e mostrano le produzioni mensili di energia termica per ACS della centrale termica (sonda MT6) e dell'impianto solare termico (sonda MT7).

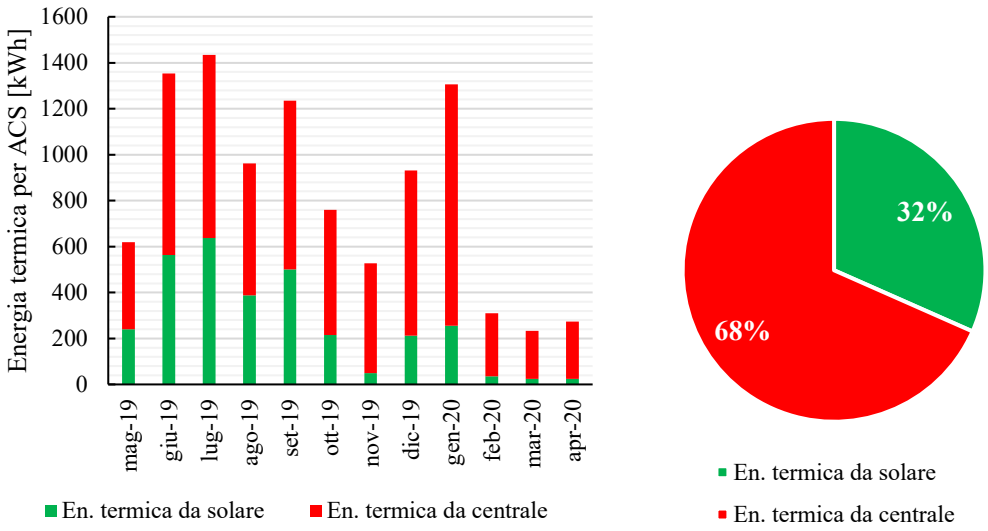


Figura 6.18 Produzione di energia termica per ACS da centrale termica e da solare termico.

La produzione della centrale termica per ACS è effettuata dal gruppo polivalente quando questo è in funzione, da giugno a settembre. Durante gli altri mesi il teleriscaldamento soddisfa il fabbisogno relativo a questo servizio. Nel periodo analizzato l'impianto solare termico ha coperto il 32% del fabbisogno di energia termica richiesto per l'ACS, con produzioni maggiori durante i mesi più caldi. Come fatto per gli altri servizi energetici, è stato calcolato l'indice di prestazione energetica non rinnovabile e l'efficienza stagionale per la produzione di acqua calda sanitaria, considerando solo i mesi in cui è utilizzato il teleriscaldamento. I consumi dovuti alla pompa di calore sono stati esclusi perché, durante i mesi estivi, l'energia termica prodotta è energia recuperata dal circuito frigorifero e non comporta consumi di energia elettrica aggiuntivi rilevanti rispetto a quelli dovuti al raffrescamento. L'indice $Ep_{w,nren}$, definito nella sezione 4.2.2, risulta di 0,61 kWh/m^2, con efficienza media stagionale dell'impianto dell' 88%.

Lo scenario ipotizzato nei sottoparagrafi precedenti può essere modificato aggiungendo, per la stagione di riscaldamento, al fabbisogno per la climatizzazione invernale richiesto alla pompa di calore, anche quello per la produzione di acqua calda sanitaria. Questo permetterebbe alla macchina di lavorare con fattori di carico maggiori, migliorando l'efficienza soprattutto per i giorni ACS a quello per il riscaldamento sono stati ricalcolati i fattori di carico giornalieri, ottenendo così i COP e i relativi consumi teorici della macchina. Le prestazioni ricavate sono state utilizzate per valutare i consumi elettrici ed ottenere l'indice di prestazione energetica non rinnovabile per la produzione di ACS da pompa di calore. L'indice di risulta di 0,41 kWh/m^2, con efficienza media stagionale del 131%.

Nella tabella sotto sono riassunti i valori medi degli indici di prestazione energetica non rinnovabile ottenuti dalle analisi dei dati di monitoraggio delle stagioni osservate, confrontati con i valori di progetto.

	Monitoraggio		**Progetto (APE 2016)**		**Scostamento**	
Servizio energetico	*Efficienza media stagionale [%]*	*$E_{p,nren}$ [kWh/m^2]*	*Efficienza media stagionale [%]*	*$E_{p,nren}$ [kWh/m^2]*	*Efficienza media stagionale [%]*	*$E_{p,nren}$ [%]*
Climatizzazione invernale	99	53,61	532	21,46	-81,4%	+149,8%
Climatizzazione estiva	159	19,51	114	25,18	+0,4%	-22,5%
Produzione ACS	131	0,41	302	0,77	-56,7%	-46,8%

Tabella 6.8 Indice di prestazione energetica non rinnovabile ed efficienza media stagionale per riscaldamento, raffrescamento e ACS.

7 Conclusioni

Il lavoro di tesi è stato svolto con l'obiettivo di valutare, in condizioni reali di esercizio, i fabbisogni e le prestazioni energetiche per la climatizzazione e per la produzione di acqua calda sanitaria dell'Energy Center, un edificio non residenziale situato nel comune di Torino. Gli impianti utilizzati per i suddetti servizi energetici sono alimentati da teleriscaldamento e da una pompa di calore polivalente geotermica. Per lo svolgimento delle analisi sono stati utilizzati i dati di monitoraggio acquisiti tramite il sistema *BACS* installato nell'edificio e le documentazioni fornite dal personale della struttura. Quest'ultime hanno permesso di descrivere le caratteristiche, geografiche e idrogeologiche, del sito e le soluzioni impiantistiche adottate per la produzione di energia. Sono stati osservati i consumi di energia per due stagioni di riscaldamento, durante le quali la pompa di calore ha contribuito per il 10% e l'1% alla produzione totale di energia termica. La restante parte del fabbisogno per la climatizzazione invernale è soddisfatta dall'utilizzo del teleriscaldamento. Il periodo estivo prevede il solo utilizzo del gruppo polivalente che, operando in modalità combinata, soddisfa simultaneamente il fabbisogno di energia frigorifera per il raffrescamento e il fabbisogno di energia termica per l'acqua calda sanitaria. Gli indici di prestazione energetica non rinnovabile per la climatizzazione invernale ed estiva risultano di 53,61 kWh/m^2 e di 27,55 kWh/m^2, inferiori rispettivamente del 49% e del 59% se confrontati ai valori di benchmark per gli edifici ad uso uffici situati nel Nord Italia. I risultati, inoltre, mostrano uno scostamento del 150% dal dato ottenuto in fase di progetto per la stagione di riscaldamento e del 23% per la stagione di raffrescamento. Tramite lo studio della firma energetica è stato verificato il dimensionamento degli impianti di produzione e l'andamento della potenza richiesta ai generatori al variare della temperatura esterna, sia per la stagione invernale che per quella estiva. L'analisi è stata poi focalizzata sulle prestazioni e le modalità di funzionamento del gruppo polivalente geotermico. Le prestazioni migliori in termini di SEER e STER stagionali sono state osservate per la prima stagione estiva, con valori rispettivamente di 4,16 e 5,19. Il limitato utilizzo della macchina durante la stagione invernale non ha permesso di monitorare l'andamento del COP per valori del fattore di carico maggiori del 45%. Le analisi hanno evidenziato la caratteristica peculiare di una pompa di calore polivalente. Infatti, le prestazioni migliori in termini di TER sono state riscontrate quando i carichi di energia termica e frigorifera richiesti dalle utenze sono bilanciati. L'impianto geotermico a circuito aperto utilizza due pozzi, uno per il prelievo e uno per lo scarico dell'acqua di falda. Le temperature dell'acqua nei pozzi sono state analizzate per osservarne gli andamenti durante i giorni in cui l'impianto è in funzione. Il pozzo nord è stato utilizzato come pozzo di resa e il pozzo sud è stato utilizzato come pozzo di presa durante tutto il periodo osservato. In regime estivo, l'acquifero è utilizzato come sorgente calda e l'acqua viene scaricata ad una temperatura maggiore rispetto al valore misurato nel pozzo di prelievo, con un salto termico massimo di 7,01°C. In regime invernale si verifica la situazione opposta e l'acqua di falda subisce un raffreddamento massimo di 3,67°C. Durante le ore di spegnimento previste nel fine settimana, l'acquifero tende a ripristinare gradualmente la temperatura indisturbata della falda, riportandola a valori sufficientemente bassi per evitare accumuli termici nel sottosuolo. I limiti di legge risultano rispettati, essendo le temperature di reimmissione in falda sempre minori di 22°C nella stagione estiva e maggiori di 7°C nella stagione invernale. L'ultima fase dell'analisi riguarda la simulazione di uno scenario in cui la pompa di calore è utilizzata in sostituzione al teleriscaldamento, durante l'intera stagione invernale. A partire dai fabbisogni di energia termica rilevati dal

monitoraggio, sono stati ricavati i consumi di energia elettrica della pompa di calore. Il COP teorico utilizzato è stato ottenuto estendendo la curva di funzionamento, ricavata dai COP reali, per fattori di carico maggiori. È stato ricalcolato l'indice di prestazione energetica non rinnovabile per la climatizzazione invernale, ottenendo un miglioramento del 48%. In termini di costi del vettore energetico è stato valutato un risparmio del 40% e una diminuzione del 54% per quanto riguarda le emissioni di CO_2. Le analisi effettuate evidenziano le buone performance energetiche dell'edificio e dei sistemi polivalenti geotermici per la climatizzazione degli edifici, soprattutto per quelli in cui si verificano richieste simultanee di energia termica e frigorifera.

8 Bibliografia

[1] IEA, «World Energy Outlook 2019,» 2019. [Online]. Available: https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2019.

[2] Commissione Europea, «Focus-energy efficiency in buildings,» 17 Febbraio 2020. [Online]. Available: https://ec.europa.eu/info/news/focus-energy-efficiency-buildings-2020-feb-17.

[3] Eurostat, «Energy, transport and environment statistics,» 2020.

[4] ENEA, «RAPPORTO ANNUALE EFFICIENZA ENERGETICA 2019,» 2019.

[5] ENEA - Assoimmobiliare, «Benchmark di consumo energetico degli edifici per uffici in Italia,» Maggio 2019. [Online]. Available: https://cdn.qualenergia.it/wp-content/uploads/2019/06/Rapporto_Benchmark-Consumi-Uffici_Enea-Assoimmobiliare_2019.pdf.

[6] EnergyCuE - Close-up Engineering, «Geotermia a basse temperature, energia nascosta,» 2020 Febbraio 2020. [Online]. Available: https://energycue.it/geotermia-basse-temperature-energia-nascosta.

[7] Caleffi, Impianti a pompe di calore geotermiche - Quaderni Caleffi, 2010.

[8] Enercomb, «Le fonti di energia rinnovabili,» [Online]. Available: http://www.enercomb.it/fonte_terra.htm..

[9] C. A., Introduzione all'energia geotermica, 2016.

[10] C. A., Geotermia a bassa entalpia - Fonti rinnovabili di energia, 2014.

[11] D. Banks, An introduction to thermogeology: ground source heating and cooling, John Wiley & Sons., 2012.

[12] M. Dickson e M. Fanelli, Cos' è l'Energia Geotermica?, Pisa: Istituto di Geoscienze e Georisorse, CNR, 2004.

[13] G. Cammarata, Progettare e riqualificare per l'efficienza energetica, Maggioli Editore, 2015.

[14] A. Molfetta e S. R., Ingegneria degli acquiferi, Springer Science & Business Media, 2012.

[15] Enel Green Power, «Geotermia quale volano di sviluppo per un territorio,» Marzo 2016. [Online]. Available: https://www.eurosportello.eu/sites/default/files/areageotermica_30_03_2016/20160330bonciani.pdf.

[16] P. Ackers e W. White, «Sediment transport: new approach and analysis,» *Journal of the Hydraulics Division,* n. 99, 1973.

[17] P. Muffler e R. Cataldi, «Methods for regional assessment of geothermal resources,» *Geothermics,* vol. 7, pp. 53-89, 1978.

[18] S. Henrys e M. Hochstein, «Geophysical structure of the broadlandsohaaki geothermal field (New zealand),» *Geothermics,* n. 19, pp. 129-150, 1990.

[19] B. Lindal, ndustrial and other applications of geothermal energy:(except power production and district heating), 1973.

[20] L. D. Santoli e F. Mancini, «Prestazioni energetiche degli edifici: le norme UNI TS 11300-3/4,» 2016.

[21] Caleffi, «Pompe di calore,» in *Quaderni Caleffi*, 2007.

[22] *Presidente della Repubblica, Decreto Legislativo 3 marzo 2011, n. 28, Attuazione della direttiva 2008/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE, 201,* 2011.

[23] *Clausius R.,* 1850.

[24] W. Grassi, «Le pompe di calore».

[25] *D.L. n.163 "Disciplina sanzionatoria per la violazione delle disposizioni di cui al regolamento (UE) n. 517/2014 sui gas fluorurati a effetto serra e che abroga il regolamento (CE) n. 842/2006",* 2019.

[26] D. A. G. e O. V., «Characteristics of Some New Generation Refrigerants with Low GWP. The 7th International Conference on Applied Energy,» *Energy Procedia,* vol. 75, p. 1452 – 1457, 2015.

[27] Mota-Babiloni, «Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 52, pp. 21-31, 2015.

[28] Enea, «La Pompa di Calore,» Roma, 1999.

[29] R. G. Paul Byrne, «Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling,» *Applied Thermal Engineering,* vol. 149, pp. 414-424, 2019.

[30] E. Comission, «Technology Roadmap,» 2010.

[31] R. Ghoubali, P. Byrne, J. Miriel e F. Bazantayb, «Simulation study of a heat pump for simultaneous heating and cooling coupled to buildings,» *Energy and Buildings,* vol. 72, pp. 141-149, 2014.

[32] Green Technology Store, «Climatizzazione con pompa di calore elettrica,» 2015. [Online]. Available: http://www.greentecstore.it/joomla/link-per-climatizzazioni/climatizzazione-con-pompa-di-calore-elettrica.html..

[33] Mitsubishi Electric Europe, «Climaveta Integra booklet».

[34] H. Renz, «Einsatz kleiner Schraubenverdichter in gewerblichen und industriellen Klteanlagen,» 1998.

[35] M. Doninelli, Gli impianti a pannelli radianti, Quaderni Caleffi.

[36] A. Peroni e D. Ghisleni, «Watts Industries: Resa termica di pavimenti radianti caldi Valori precalcolati – Esempio di calcolo,» 2005.

[37] E. Pacini, Efficienza energetica degli impianti tecnologici, Maggioli Editore, 2019.

[38] K. S. e R. K, Geothermal Heating and Cooling: Design of Ground Source Heat Pump Systems, ASHRAE, 2014.

[39] P. H.O e e. al, «Aquifer thermal storage (ATES) for air-conditioning of a supermarket in Turkey,» *Renewable Energy,* vol. 29, 2004.

[40] Regione Piemonte, 2007.

[41] S. Lo Russo e G. Taddia, «Advective Heat Transport in an Unconfined Aquifer Induced by the Field,» *American Journal of Environmental Sciences,* vol. 3, n. 6, pp. 253-259, 2010.

[42] G. Taddia, S. Lo Russo, V. Verda, E. Roccia e L. Gnavi, «Groundwater HeatPump (GWHP) system modeling and Thermal Affected Zone (TAZ) prediction reliability: Influence of temporal variations in flow discharge and injection temperature,» *Geothermics,* 2014.

[43] G. Iren. [Online]. Available: https://www.gruppoiren.it/teleriscaldamento-la-rete-iren.

[44] *UNI 10339:1995 "Impianti aeraulici al fini di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine e la fornitura",* 1995.

[45] S. Landonio, N. Ramazzi, F. Binda e R. Peroni, «Linee guida per impianti a circuito aperto a bassa entalpia,» Marzo 2014. [Online]. Available: http://www.provincia.va.it/ProxyVFS.axd/null/r46939/Linee-guida-geotermico-pdf?ext=.pdf.

[46] M. W. Ahmad, M. Mourshed, D. Mundow, M. Sisinni e Y. Rezgui, «Building energy metering and environmental monitoring – A state of the art review and directions for future research,» *Energy and Buildings,* p. 63, 2016.

[47] J. Masterton e F. Richardson, «A Method of Quantifying Human Disconfort Due To Excessive Heat,» *Enviroment Canada, Atmospheric Enviroment Service.*

[48] Iren Energia, 23 Novembre 2018. [Online]. Available: https://www.gruppoiren.it/documents/21402/69847/PEF+2018+-+Torino.pdf/4bc7fbb3-2748-4319-bfa3-44530f3559ba.

[49] L. Socal, «Il decreto energie rinnovabili e l'energia primaria,» *Progetto 2000,* vol. 41, 2011.

[50] L. Socal e F. Soma, «La firma energetica,» *Progetto 2000 ,* vol. 36, 2009.

[51] Iren, «Irenlucegas,» 2019. [Online]. Available: https://www.irenlucegas.it/.

[52] Città di Torino, «Piano D'Azione Per l'Energia Sostenibile - TAPE,» Torino, 2019.

[53] ISPRA, «Fattori di emissione per la produzione e il consumo di energia elettrica in Italia,» 2018.

[54] Regione Piemonte, 4 Agosto 2009. [Online]. Available: http://www.regione.piemonte.it/governo/bollettino/abbonati/2009/31/suppo4/00000001.htm.

[55] Climaveneta. [Online].