



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

**Gestione e progettazione degli impianti HVAC
dell'edificio pilota UniZEB**

Relatore Prof. Michele De Carli

Correlatori Ing. Giuseppe Emmi

Ing. Laura Carnieletto

Davide Menegazzo

matricola 1183503

Anno Accademico 2018/2019

Abstract

Il presente lavoro ha come obiettivo la progettazione definitiva degli impianti termotecnici che verranno installati all'interno dell'edificio pilota UniZEB, principale oggetto di studio e sperimentazione dell'omonimo progetto studentesco dell'Università Degli Studi Di Padova. Tale obiettivo è stato raggiunto attraverso lo studio e l'integrazione di molteplici tecnologie basate sulle fonti di energia rinnovabili, come la geotermia e il fotovoltaico, e la simulazione dinamica del comportamento termico dell'edificio. La tesi si pone quindi l'obiettivo di calcolare il consumo energetico dell'abitazione studiandone il comportamento dinamico in funzione di ipotesi operative realistiche. Sono state effettuate anche varie ipotesi sul comportamento dei potenziali utenti dell'edificio, generalmente complicato da prevedere in edifici residenziali. Le analisi sono state svolte mediante l'utilizzo di software di simulazione dinamica quali TRNSYS e Heat2, nonché altri codici di calcolo implementati Excel e di progettazione grafica quali AutoCad.

Sommario

1.	<i>Introduzione</i>	1
2.	<i>UniZEB, descrizione del progetto</i>	3
3.	<i>Descrizione dell'edificio pilota</i>	5
4.	<i>Analisi dell'involucro edilizio</i>	7
5.	<i>TRNSYS</i>	13
5.1.	<i>Carichi Interni</i>	15
6.	<i>Sistema radiante a soffitto</i>	19
6.1.	<i>Aspetti costruttivi</i>	19
6.2.	<i>Calibrazione del modello dei pannelli radianti a soffitto in TRNSYS</i>	28
6.3.	<i>Implementazione del sistema radiante in TRNSYS</i>	32
7.	<i>Comfort termoigrometrico</i>	35
8.	<i>Ventilazione</i>	39
8.1.	<i>Deumidificazione – Cenni teorici</i>	42
8.2.	<i>Implementazione in TRNSYS</i>	45
8.3.	<i>Valutazione preliminare della circuitazione dei flussi d'aria</i>	46
9.	<i>Progettazione definitiva degli impianti termotecnici</i>	61
9.1.	<i>Valutazione del comfort termico</i>	61
9.1.1.	<i>Valutazione del discomfort locale</i>	64
9.2.	<i>Calcolo del fabbisogno termico e delle potenze di progetto</i>	68
9.3.	<i>Progetto del sistema radiante a soffitto</i>	73
9.4.	<i>Progetto del sistema di ventilazione meccanica controllata</i>	75
10.	<i>Pompe di calore geotermiche</i>	79
10.1.	<i>Metodo ASHRAE per il dimensionamento del campo geotermico</i>	83
10.2.	<i>Dimensionamento del campo geotermico dell'edificio pilota</i>	89
10.3.	<i>Analisi dell'interazione termica tra il fluido termovettore e la sonda geotermica</i>	91
11.	<i>Analisi dettagliata del comportamento dinamico dell'edificio</i>	93
11.1.	<i>Analisi dei consumi energetici</i>	97
11.1.1.	<i>Produzione di calore</i>	98
11.1.2.	<i>Calcolo delle prestazioni della pompa di calore in riscaldamento</i>	100
11.1.3.	<i>Calcolo delle prestazioni della pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria</i>	103
11.1.4.	<i>Prestazioni della pompa di calore in regime di raffrescamento</i>	105

11.1.5. <i>Implementazione delle logiche di funzionamento della pompa di calore</i>	109
11.2. <i>Verifica dell'interazione termica con il terreno</i>	110
12. <i>Risultati</i>	113
13. <i>Altri carichi elettrici</i>	117
14. <i>Impianto fotovoltaico con accumulo e analisi del fabbisogno elettrico</i>	121
<i>Conclusioni</i>	125
<i>Bibliografia</i>	129
APPENDICE	133

1. Introduzione

Il presente lavoro di tesi ha come obiettivo la progettazione definitiva degli impianti termotecnici che verranno installati all'interno dell'edificio pilota UniZEB, principale oggetto di studio e sperimentazione dell'omonimo progetto studentesco dell'Università Degli Studi Di Padova. In particolare, le analisi si sono concentrate sulla progettazione dell'impianto di ventilazione meccanica controllata e del sistema radiante a soffitto. Per svolgere il lavoro è stato costruito un modello dinamico dell'edificio pilota in ambiente TRNSYS al fine di eseguire simulazioni energetiche, completo di tutte le tecnologie che saranno installate nell'abitazione. La costruzione del modello è stata basata sulle caratteristiche tecniche delle tecnologie implementate fornite dalle aziende che partecipano al progetto.

Il sistema radiante a soffitto è stato oggetto di accurate simulazioni prima dell'implementazione nel modello completo. A tal scopo è stato utilizzato il software Heat2 per valutarne il funzionamento e ricavare le caratteristiche termodinamiche da inserire nel modello TRNSYS.

La progettazione degli impianti è stata eseguita con particolare attenzione al comfort degli utenti. Su questo aspetto sono state eseguite simulazioni in regime dinamico per valutare la sensazione termica dei potenziali utenti dell'edificio. A tal fine è stato fatto riferimento alle normative UNI EN 7730 [20] e EN 15251 [8]. Sulle analisi di comfort termico sono state basate le scelte dei parametri caratteristici di funzionamento degli impianti, in quanto l'utente finale imposta le proprie decisioni sulla sensazione individuale di caldo o freddo. Per considerare questi aspetti, sebbene soggettivi, in modo fedele alla realtà, sono state effettuate alcune ipotesi riguardo il comportamento delle persone all'interno dell'edificio. Ulteriori analisi di comfort sono state svolte relativamente alla sensazione di discomfort termico locale, al fine valutare l'influenza degli specifici terminali di impianto.

Secondo le assunzioni fatte sono stati calcolati il fabbisogno termico totale e il fabbisogno termico di ogni stanza, da cui è stato eseguito il dimensionamento dei terminali di impianto. Successivamente, è stata dimensionata la pompa di calore geotermica che sarà installata per soddisfare il fabbisogno calcolato. Il dimensionamento è stato eseguito in varie fasi; dapprima un'analisi preliminare, seguita dalla verifica del comportamento dinamico dell'edificio e dalla verifica dell'influenza della sonda sulla temperatura del terreno circostante. All'interno del modello sono state implementate anche le prestazioni e le logiche di funzionamento della pompa di calore per calcolarne i consumi di energia finale.

Tra le ipotesi sul comportamento degli utenti finali, alcune riguardano l'utilizzo degli apparecchi elettrici dell'edificio quali elettrodomestici e illuminazione. In questo modo è stato calcolato il consumo elettrico di tali dispositivi che, sommato a quello dovuto agli impianti termotecnici, fornisce il consumo complessivo di energia finale.

Infine, sono state svolte delle analisi di producibilità di energia elettrica da fonte rinnovabile. Nell'edificio verranno infatti installati pannelli fotovoltaici e batterie di accumulo con l'obiettivo di bilanciarne i consumi di energia elettrica. In particolare, sono stati valutati gli scambi di energia tra l'abitazione e la rete elettrica nazionale con lo scopo di verificare la prestazione dell'edificio pilota, per conseguire l'obiettivo del progetto, ovvero la costruzione di uno Zero Energy Building.

2. *UniZEB, descrizione del progetto*

UniZEB, il laboratorio Zero Energy Building dell'Università Degli Studi di Padova, è un progetto studentesco multidisciplinare che si occupa di ricerca nel campo dell'edilizia sostenibile. A tale progetto partecipano numerose istituzioni, enti, aziende e società del territorio. Oggetto principale di UniZEB è la costruzione e il monitoraggio dell'omonimo edificio pilota. In esso saranno infatti implementate numerose tecnologie all'avanguardia nel settore con l'obiettivo di ottenere dati sperimentali sul loro funzionamento sia singolarmente, sia integrate in un sistema interconnesso e reale. Per questo motivo nell'edificio saranno disposti un gran numero di strumenti di misura di diverse grandezze fisiche. Inoltre lo stesso edificio sarà modulare per permettere di intervenire con modifiche o sostituzioni di ogni elemento dell'abitazione. Al fine di ottenere dati sperimentali quanto più veritieri possibili sulle tecnologie installate, l'edificio non sarà un semplice laboratorio, ma sarà abitato, a turni, dagli studenti partecipanti al progetto. I risultati attesi dal monitoraggio dell'edificio pilota, una volta costruito, riguardano un confronto tra diverse soluzioni tecniche implementate evidenziando vantaggi e svantaggi di ogni scenario studiato e simulato; in particolare si mira ad ottenere dati utili in relazione a:

- Indoor Environmental Quality (IEQ);
- Prestazioni dell'involucro;
- Prestazioni complessive del sistema Heating, Ventilation and Air conditioning (HVAC) e consumi dell'edificio per il riscaldamento, il raffreddamento, l'acqua calda e l'elettricità; si mira ad una valutazione del gap tra rendimento energetico progettato e quello effettivo;
- Produzione globale di energia rinnovabile ed il suo accumulo;
- Costo energetico globale, tra cui Life Cycle Assessment (LCA);
- Efficacia dei sistemi di gestione dei rifiuti e dell'acqua per l'eliminazione degli inquinanti.

Gli obiettivi di UniZEB proseguono anche oltre l'edificio pilota. Il progetto, infatti, mira a svolgere un'attività formativa completa degli studenti che ne fanno parte. L'intera progettazione dell'edificio è svolta dagli studenti universitari che, divisi in gruppi in funzione delle proprie conoscenze ed interessi accademici, collaborano in modo integrato sotto la guida dei professori, delle aziende sponsor e di professionisti del settore. Grazie a UniZEB, l'Università vuole porsi come mediatore principale tra ricerca, innovazione e gli esponenti delle realtà imprenditoriali del territorio, promuovendone la crescita reciproca.

Inoltre, tra gli obiettivi del progetto, vi è anche la sensibilizzazione dell'opinione pubblica riguardo il tema della sostenibilità ambientale.

Questa tesi ha tra i suoi obiettivi la progettazione definitiva degli impianti termotecnici (HVAC) che andranno installati nell'edificio, e la creazione di un modello energetico dell'abitazione su cui basare il confronto con i dati che verranno raccolti a seguito del monitoraggio dello stesso.

3. Descrizione dell'edificio pilota

L'edificio pilota del progetto UniZEB verrà costruito nella zona industriale di Camin (Padova), presso la Scuola Edile di Padova. Si tratta di un'abitazione con struttura in legno di circa 80 m², capace di ospitare fino a 3 persone. L'edificio è diviso in tre zone: una zona giorno (soggiorno e cucina) separata dalla zona notte (una camera singola e una camera doppia) da una cosiddetta zona filtro (corridoio, bagno, vano tecnico e data room). Il vano tecnico in particolare contiene la maggior parte delle macchine che alimentano gli impianti presenti nella casa, mentre nella stanza chiamata *data room* vi è un server ed un computer, sempre accesi, che raccolgono ed elaborano i dati forniti dai sistemi di misura per testare i materiali e le tecnologie installate. Nelle usuali abitazioni questa tipologia di stanza ovviamente non è presente, tuttavia in questo edificio pilota rappresenta un notevole carico termico che incide sulle zone adiacenti, come verrà descritto nel relativo paragrafo di analisi dei dati.

Per soddisfare il comfort termico all'interno dell'edificio verrà installata una pompa di calore geotermica, la quale utilizza un ciclo frigorifero per riscaldare o raffreddare il fluido termovettore da inviare successivamente ai terminali di impianto, ossia pannelli radianti a soffitto disposti in tutte le stanze ad esclusione dei locali tecnici. Tale pompa di calore sfrutta poi un termoaccumulatore per produrre l'acqua calda sanitaria durante tutto l'anno che, a differenza di un accumulo a miscela, fornisce notevoli vantaggi dal punto di vista della contaminazione dell'acqua evitando il rischio di proliferazione e trasmissione di virus e batteri come la *Legionella*¹. La pompa di calore prevista, inoltre, ove gli si dovesse chiedere di produrre contemporaneamente acqua fredda per i pannelli a soffitto e acqua calda sanitaria (estate), è in grado di modificare il pozzo termico a cui cedere il calore, dalla sonda geotermica al serbatoio di accumulo, utilizzando così il doppio effetto con notevoli vantaggi in termini di efficienza e comfort.

La tipologia di terminale di impianto descritta, tuttavia, potrebbe non soddisfare completamente il comfort termo-igrometrico all'interno dell'abitazione. Infatti, nelle abitazioni costruite applicando le nuove strategie edilizie per il risparmio energetico si prevede di ridurre al minimo le infiltrazioni attraverso pareti e serramenti, di conseguenza, per evitare il ristagno dell'aria viziata e quindi la Sick Building Syndrome²,

¹ Legionella pneumophila è il batterio responsabile della legionellosi, una pericolosa infezione polmonare. Il batterio prolifera in presenza di acqua stagnante a temperatura comprese tra i 20°C e i 40°C [21]. Nei termoaccumulatori l'acqua utilizzata come accumulo di calore non è la stessa circolante nell'impianto e non entra mai in diretto contatto con essa, evitando la contaminazione.

² La **Sindrome dell'edificio malato (Sick building syndrome - SBS)** si manifesta in un elevato numero di occupanti edifici moderni o recentemente rinnovati, dotati di impianti di ventilazione meccanica e di condizionamento d'aria globale (senza immissione di aria fresca dall'esterno). Da numerose indagini in edifici in cui sono stati segnalati problemi di salute o di comfort è emerso che il

è necessario prevedere il ricambio dell'aria nelle stanze attraverso la ventilazione meccanica o naturale. I ricambi d'aria che possono essere forniti con la sola apertura e chiusura delle finestre (aerazione), tuttavia, non sono sufficienti a garantirne un'adeguata qualità.

Un altro parametro da monitorare per garantire il comfort degli utenti è l'umidità, considerando che l'edificio pilota sarà un'abitazione in legno costruita in Pianura Padana, in cui domina un clima umido. Il legno può essere un materiale molto delicato dal punto di vista dell'umidità, poiché ne comprometterebbe la durata (ciclo di vita) con maggiore incidenza rispetto ad altri materiali comunemente impiegati in edilizia. Per questi motivi e per garantire alti livelli di Indoor Air Quality (IAQ) verrà installata anche un'unità di Ventilazione Meccanica Controllata (VMC). Tale impianto verrà approfondito in seguito.

problema prevalente (in quasi la metà dei casi) era costituito da una ventilazione inadeguata. Molti composti chimici presenti nell'aria indoor sono noti o sospettati di causare irritazione o stimolazione dell'apparato sensoriale e possono dare vita a un senso di disagio sensoriale e a altri sintomi [22].

4. Analisi dell'involucro edilizio

Come precedentemente introdotto, l'edificio pilota sarà costruito in legno, nello specifico *Cross Laminated Timber (CLT)*. Sarà poi isolato termicamente mediante un cappotto esterno in materiale plastico lungo tutte le pareti opache, a parte due pareti rivolte a Sud che avranno per metà della lunghezza lo stesso cappotto e per la rimanente una facciata ventilata. Motivo di questa scelta è la possibilità di eseguire sperimentazioni sulle due tipologie di isolamento a parità di condizioni esterne. Seguendo tale logica, anche il tetto è presenta soluzioni differenti in quanto sono presenti un tetto ricoperto di ghiaia per la zona notte, il corridoio e la zona tecnica e un tetto verde per la zona giorno.

Per meglio comprendere le caratteristiche geometriche e architettoniche dell'edificio in appendice sono mostrate le planimetrie, alcuni dettagli architettonici e le stratigrafie delle pareti.

Sono quindi state calcolate le trasmittanze termiche di ogni parete come:

$$U = \frac{1}{R_{s,i} + \sum_i R_i + R_{s,e}}$$

Equazione 1

Dove $R_{s,i}$ e $R_{s,e}$ rappresentano le resistenze termiche superficiali comprensive dei fenomeni di convezione e radiazione, rispettivamente interna pari a $0.124 \text{ m}^2\text{K/W}$ ed esterna pari a $0.04 \text{ m}^2\text{K/W}$. R_i invece rappresenta la resistenza termica dell' i -esimo strato di parete calcolata come:

$$R_i = s_i / \lambda_i$$

Equazione 2

Dove s_i e λ_i sono rispettivamente lo spessore e la conducibilità termica dell' i -esimo strato di parete.

Le tabelle seguenti riassumono le caratteristiche di ogni parete opaca³.

³ A ogni parete è associato un codice che fa riferimento alla disposizione della suddetta parete nelle planimetrie dell'edificio disponibili in appendice.

Tabella 1. Stratigrafia della parete MP1. Riferimento in appendice.

MURO ESTERNO CON CAPPOTTO (MP1)					
Materiale	s [m]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/(kg*K)]	λ [W/(m*K)]	R [m ² *K/W]
Intonaco di calce e gesso	0.01	1400	1.01	0.7	0.014
Pannello di cartongesso	0.025	750	1	0.6	0.042
Lana di roccia	0.05	100	0.67	0.036	1.389
X-LAM	0.1	500	1.6	0.13	0.769
Membrana bituminosa	0.001	1200	1000	0.17	0.006
Stiferite GT	0.16	36	1.453	0.025	6.400
Intonaco esterno per cappotto	0.01	1300	1.09	0.3	0.033
Totale	0.356				
U [W/(m ² *K)]	0.113				

Tabella 2.Stratigrafia della parete MP2. Riferimento in appendice.

MURO ESTERNO VENTILATO (MP2)					
Materiale	s [m]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/(kg*K)]	λ [W/(m*K)]	R [m ² *K/W]
Intonaco di calce e gesso	0.01	1400	1.01	0.7	0.014
Pannello di cartongesso	0.025	750	1	0.6	0.042
Lana di roccia	0.05	100	0.67	0.036	1.389
X-LAM	0.1	500	1.6	0.13	0.769
Membrana bituminosa	0.001	1200	1000	0.17	0.006
Stiferite ClassSK	0.16	35	1.464	0.025	6.400
Intercapedine d'aria	0.05				0.180
Pannello di cartongesso	0.025	750	1	0.6	0.042
Intonaco esterno calce e gesso	0.01	1400	1.01	0.7	0.014
Totale	0.396				
U [W/(m ² *K)]	0.111				

Tabella 3.Stratigrafia della parete MI2. Riferimento in appendice.

MURO INTERNO (MI2)					
Materiale	s [m]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/(kg*K)]	λ [W/(m*K)]	R [m ² *K/W]
Intonaco di calce e gesso	0.01	1400	1.01	0.7	0.014
Pannello di cartongesso	0.025	750	1	0.6	0.042
Lana di roccia	0.05	100	0.67	0.036	1.389
Pannello di cartongesso	0.025	750	1	0.6	0.042
Intonaco di calce e gesso	0.01	1400	1.01	0.7	0.014
Tot	0.11				
U [W/(m ² *K)]	0.572				

Tabella 4.Stratigrafia della parete MI1. Riferimento in appendice

MURO INTERNO (MI1)					
Materiale	s [m]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/(kg*K)]	λ [W/(m*K)]	R [m ² *K/W]
Intonaco di calce e gesso	0.01	1400	1.01	0.7	0.014
Pannello di cartongesso	0.025	750	1	0.6	0.042
Xlam	0.1	800	1.2	0.15	0.667
Lana di roccia	0.05	100	0.67	0.036	1.389
Pannello di cartongesso	0.025	750	1	0.6	0.042
Intonaco di calce e gesso	0.01	1400	1.01	0.7	0.014
Tot	0.22				
U [W/(m ² *K)]	0.414				

Tabella 5.Stratigrafia del pavimento SO1. Riferimento in appendice.

PAVIMENTO (SO1)					
Materiale	s [m]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/(kg*K)]	λ [W/(m*K)]	R [m ² *K/W]
Aria	0.14	-	-	-	0.17
Stiferite GT	0.16	36	1.453	0.025	6.40
Calcestruzzo armato (getto)	0.23	2400	1	1.3	0.18
Aria	0.1	-	-	-	0.17
Calcestruzzo armato (getto)	0.2	2400	1	1.3	0.15
Magrone	0.1	2200	0.88	0.9	0.11
Tot	0.93				
U [W/(m ² *K)]	0.14				

Tabella 6.Stratigrafia del soffitto SO2. Riferimento in appendice.

SOFFITTO VERDE (SO2)					
Materiale	s [m]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/(kg*K)]	λ [W/(m*K)]	R [m ² *K/W]
Pannello Loex Blife					
Aria	0.3	-	-	-	0.18
Xlam	0.04	800	1.2	0.15	0.27
Stiferite GT	0.16	36	1.453	0.025	6.40
Bituminosa	0.003	1300	1	0.2	0.02
Aria	0.06	-	-	-	0.12
Copertura a verde	0.05	1700	0.85	1.2	0.04
Tot	0.613				
U [W/(m ² *K)]	0.139				

Tabella 7.Stratigrafia dei soffitti SO3, SO4 e SO5. Riferimento in appendice.

SOFFITTO (SO3,SO4,SO5)					
Materiale	s [m]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/(kg*K)]	λ [W/(m*K)]	R [m ² *K/W]
Pannello Loex Blife					
Aria	0.3	-	-	-	0.18
Xlam	0.04	800	1.2	0.15	0.27
Stiferite GT	0.16	36	1.453	0.025	6.40
Bituminosa	0.003	1300	1	0.2	0.02
Tot	0.503				
U [W/(m ² *K)]	0.142				

Tutti gli elementi vetrati presenti sono serramenti a triplo vetro (dimensioni degli strati 4-16-4) con intercapedine in Argon e telaio in PVC. Tali caratteristiche le rendono particolarmente performanti in termini di isolamento termico, e inoltre sono dotate di schermatura solare esterna mobile automatizzata. Per le finestre è stata adottata una trasmittanza di 1.2 W/(m²*K), che sarà successivamente implementata nelle simulazioni dinamiche in TRNSYS, frutto della relazione seguente:

$$U_w = \frac{U_g * A_g + U_f * A_f}{A_g + A_f}$$

Equazione 3

Dove U_g e U_f sono rispettivamente le trasmittanze del vetro e del telaio della finestra, mentre A_g e A_f sono le superfici rispettivamente di vetro e telaio della finestra.

5. TRNSYS

TRNSYS [13] è un software che permette di effettuare simulazioni dinamiche di sistemi complessi, utilizzato soprattutto in ambito energetico. Le sue estensioni TRNBuild e Simulation Studio, permettono di creare il modello di un edificio e simularne il comportamento integrando molteplici input.

TRNBuild prevede che l'edificio venga suddiviso in zone termiche e, a loro volta, che queste vengano suddivise in nodi. Nel caso in esame ogni stanza è stata considerata un nodo, fatta eccezione per cucina e soggiorno che sono state raggruppate in un singolo nodo poiché non esistono divisori fisici tra le due stanze. La suddivisione in zone è stata effettuata accorpendo stanze (e quindi nodi) che nella realtà hanno un utilizzo affine:

- Zona Living: comprende cucina e soggiorno con un unico nodo;
- Zona Filtro: costituita da quattro nodi, ossia corridoio, bagno, data room e vano tecnico;
- Zona Notte: costituita da due nodi, ovvero le due stanze da letto.

Sempre in tale estensione sono state inserite le strutture, utilizzando le stratigrafie presentate nelle tabelle precedenti (da 1 a 7), e i serramenti. Di seguito sono stati inseriti a titolo di esempio alcuni parametri caratteristici quali infiltrazioni, ventilazione, carichi interni, descritti in modo più dettagliato nei paragrafi successivi. Per quanto riguarda le infiltrazioni, è stato inserito un flusso pari a 0.1 l/h in ogni stanza in cui è presente almeno una finestra; tale flusso è molto ridotto a dimostrazione dell'ottima tenuta degli infissi.

In Simulation Studio, invece, si utilizzano delle *type* che possono contenere dei file come input o output oppure rappresentare componenti, come ad esempio macchine, controlli, ecc. Un progetto di base in tale programma potrebbe essere quello mostrato in figura 1.

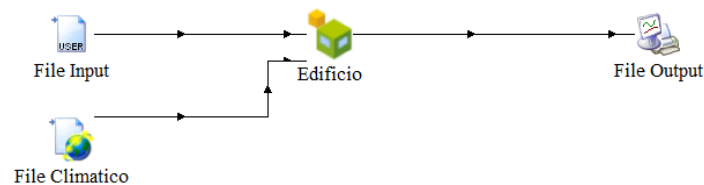


Figura 1. Esempio di modello TRNSYS.

Nelle simulazioni effettuate il file climatico utilizzato è il Test Reference Year (TRY) rappresentativo del clima di Tessera (Venezia), essendo quello più affine al clima patavino. Il TRY è una ricostruzione

statistica delle degli andamenti di alcuni parametri, come temperatura, umidità e radiazione solare, lungo un anno.

Inoltre, si è considerato un periodo temporale che comprende tutto l'anno per ogni simulazione, intervallato da un time step di cinque minuti.

5.1. Carichi Interni

Al fine di ottenere dei risultati realistici dalle simulazioni in TRNSYS, si sono inseriti nel modello TRNBuild i carichi interni. Si tratta di apporti termici, sensibili e latenti, dovuti non a impianti o ad apporti esterni, ma causati dalla presenza di persone, luci, apparecchi elettrici e/o meccanici.

Il valore di ogni carico interno viene inserito in termini di potenza o di portata di vapore acqueo prodotto nel TRNBuild e, successivamente in Simulation Studio vi sono delle apposite types che contengono i file di input per regolare l'effettivo funzionamento dei relativi carichi. I carichi interni considerati sono i seguenti:

- Presenza di persone: 70 W/persona e 50 g_v/h per ogni persona, il carico è regolato da schedule diverse tra zona notte e zona giorno;
- Luci: 5 W/m² con schedule apposita;
- Macchinari nel vano tecnico, come pompa di calore (con serbatoio di accumulo), Ventilazione Meccanica Controllata (VMC) e alcuni elettrodomestici come la lavatrice: 42 W costanti tutto l'anno.
- Computer con monitor a colori nella data room, acceso tutto l'anno 24 ore su 24: 230 W costanti.
- Cucina: 30 W costanti a rappresentare frigorifero e freezer ,10 W dovuto al piano cottura assieme a 200 g_v/h ad ogni pasto;
- Bagno: 110 W/persona e 200 g_v/h per ogni persona per pulizia personale; si è considerato che questa avvenga la mattina prima di colazione per una persona e la sera prima di cena per altre due persone.

Nelle seguenti tabelle 8 e 9 sono riassunti tutti i carichi interni con le relative schedules giornaliere.

Tabella 8. Carichi interni sensibili feriali

Ora di inizio carico interno	Presenza di persone [W]		Illuminazione [W/m ²]		Cucina [W]	Pulizia personale [W]	Macchinari Vano Tecnico [W]	Data Room [W]
	Zona Notte	Zona Giorno	Zona Notte	Zona Giorno				
	00:00:00	210	0	0				
01:00:00	210	0	0	0	30	0	42	230
02:00:00	210	0	0	0	30	0	42	230
03:00:00	210	0	0	0	30	0	42	230
04:00:00	210	0	0	0	30	0	42	230
05:00:00	210	0	0	0	30	0	42	230
06:00:00	210	0	0	0	30	0	42	230
07:00:00	70	140	5	5	230	110	42	230
08:00:00	70	70	5	5	30	0	42	230
09:00:00	0	70	0	5	30	0	42	230
10:00:00	0	0	0	0	30	0	42	230
11:00:00	0	0	0	0	30	0	42	230
12:00:00	0	140	0	5	30	0	42	230
13:00:00	0	140	0	5	230	0	42	230
14:00:00	0	0	0	5	30	0	42	230
15:00:00	0	0	0	0	30	0	42	230
16:00:00	0	0	0	0	30	0	42	230
17:00:00	0	0	0	5	30	0	42	230
18:00:00	0	210	0	5	30	0	42	230
19:00:00	0	210	0	5	30	220	42	230
20:00:00	0	210	0	5	230	0	42	230
21:00:00	0	210	0	5	30	0	42	230
22:00:00	0	210	0	5	30	0	42	230
23:00:00	210	0	5	0	30	0	42	230

Tabella 9. Carichi interni latenti feriali

Ora di inizio carico interno	Presenza di persone [g _v /h]		Cucina [g _v /h]	Pulizia personale [g _v /h]
	Zona Notte	Zona Giorno		
00:00:00	150	0	0	0
01:00:00	150	0	0	0
02:00:00	150	0	0	0
03:00:00	150	0	0	0
04:00:00	150	0	0	0
05:00:00	150	0	0	0
06:00:00	150	0	0	0
07:00:00	50	100	200	200
08:00:00	50	50	0	0
09:00:00	0	50	0	0
10:00:00	0	0	0	0
11:00:00	0	0	0	0
12:00:00	0	100	0	0
13:00:00	0	100	200	0
14:00:00	0	0	0	0
15:00:00	0	0	0	0
16:00:00	0	0	0	0
17:00:00	0	0	0	0
18:00:00	0	150	0	0
19:00:00	0	150	0	400
20:00:00	0	150	200	0
21:00:00	0	150	0	0
22:00:00	0	150	0	0
23:00:00	150	0	0	0

È stata fatta distinzione solo per quanto riguarda la presenza di persone tra giorni feriali e festivi, questi ultimi espressi nella seguente tabella (le voci che non sono riportate non presentano differenze settimanali).

Tabella 10. Carichi interni sensibili e latenti relativi alla presenza di persone nelle stanze.

Ora di inizio carico interno	Presenza di persone [W]		Presenza di persone [g _v /h]	
	Zona Notte	Zona Giorno	Zona Notte	Zona Giorno
00:00:00	210	0	150	0
01:00:00	210	0	150	0
02:00:00	210	0	150	0
03:00:00	210	0	150	0
04:00:00	210	0	150	0
05:00:00	210	0	150	0
06:00:00	210	0	150	0
07:00:00	70	140	50	100
08:00:00	140	70	100	50
09:00:00	70	140	50	100
10:00:00	70	140	50	100
11:00:00	70	140	50	100
12:00:00	0	210	0	150
13:00:00	70	140	50	100
14:00:00	140	70	100	50
15:00:00	140	70	100	50
16:00:00	0	210	0	150
17:00:00	70	140	50	100
18:00:00	70	140	50	100
19:00:00	0	210	0	150
20:00:00	0	210	0	150
21:00:00	0	210	0	150
22:00:00	0	210	0	150
23:00:00	210	0	150	0

6. Sistema radiante a soffitto

6.1. Aspetti costruttivi

Il sistema radiante a soffitto è costituito da pannelli BLife attivi, neutri e passivi, forniti da LOEX. I primi contribuiscono attivamente allo scambio termico nell'edificio e sono disponibili in diverse misure e configurazioni delle tubazioni di ingresso e uscita. I pannelli neutri e passivi, invece, hanno lo scopo di colmare i vuoti nel soffitto dove, per motivi di spazio, non vengono installati i pannelli attivi, e contemporaneamente permettono il passaggio delle tubazioni di collegamento e rendono semplice l'accesso alle parti attive durante i lavori di installazione. Nelle immagini seguenti sono raffigurate le tre tipologie di pannello attivo.

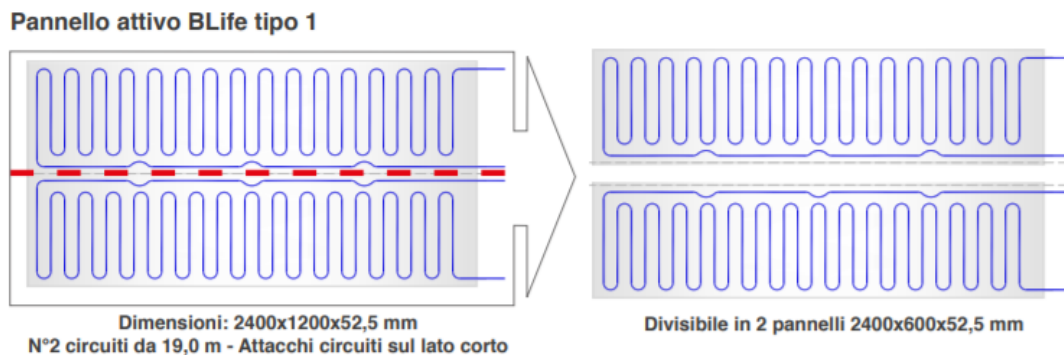


Figura 2. Pannello radiante Loex BLife tipo 1. Fonte [25]

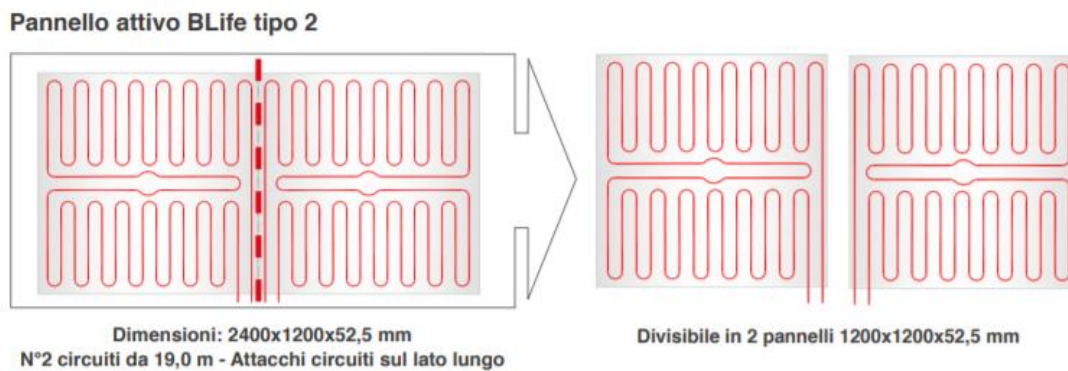


Figura 3. Pannello radiante Loex BLife tipo 2. Fonte [25]

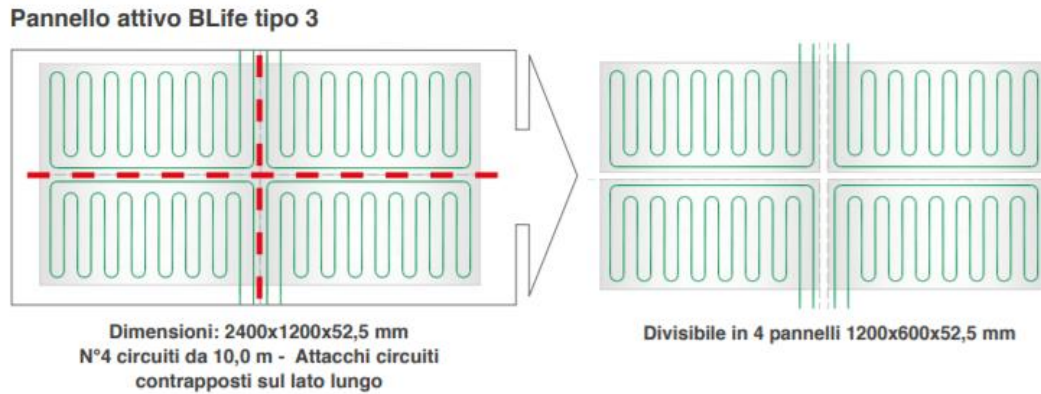


Figura 4. Pannello radiante Loex BLife tipo 3. Fonte [25]

Il pannello BLife attivo è composto da:

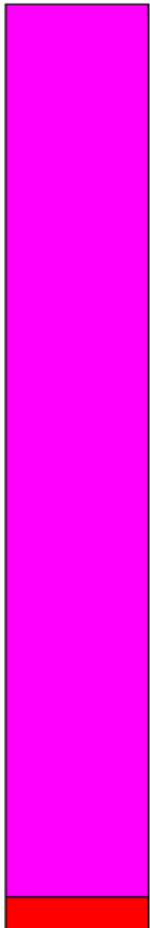
- una lastra isolante in polistirene EPS200 stampato da 40mm di spessore ($\lambda = 0,033 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$) con cave per l'alloggiamento dei diffusori termici;
- diffusori termici stampati in alluminio da 0,4mm di spessore rettilinei con avvolgimento della tubazione su 250° ;
- diffusori termici stampati in alluminio da 0,4mm di spessore curvi a 180° con avvolgimento della tubazione su 250° ;
- circuitazione idraulica costituita da tubazione LOEX PE-Xa 8x1mm in polietilene ad alta densità (HPDE) reticolato (conforme EN ISO 15875) con barriera ossigeno (secondo DIN 4726) avente interasse di 74mm sporgente alle estremità per una lunghezza di 500mm (ripiegata nella specifica cava per agevolare lo stoccaggio e il trasporto);
- lastra di cartongesso "Activ'Air" ad alto assorbimento di formaldeide (anche in versione impregnata per ambienti umidi) avente spessore costante di 12,5mm e con superficie in vista serigrafata indicante la posizione precisa della tubazione, i punti per il fissaggio alla sovrastruttura, i possibili tagli per formati intermedi e i fori per posizionare in opera eventuali faretti (diametro massimo 100mm).

Il sistema radiante è collegato al soffitto tramite un controsoffitto di 30cm nel quale sono alloggiati anche i canali di ventilazione.

Al fine di simulare realisticamente il funzionamento del sistema radiante in TRNSYS, sono state effettuate alcune analisi agli elementi finiti mediante il software Heat2 [14]. In tale programma è possibile inserire

la struttura del pannello, impostare delle condizioni al contorno e ottenere quindi la resa superficiale verso il basso e verso l'alto del pannello nonché le temperature di ogni punto del pannello. Tale analisi è mirata a ricavare i parametri richiesti da TRNBuild, come verrà spiegato nei paragrafi successivi. In figura 5 è riportata la struttura implementata in Heat2, che descrive le proprietà dei materiali del pannello Blife:

- Viola: la parte strutturale è considerata come un unico strato equivalente con le caratteristiche riportate di seguito
- Rosso: isolante EPS
- Azzurro: lamina conduttiva in alluminio (lo spessore è troppo piccolo per renderlo visibile)
- Verde: cartongesso



Come si può vedere l'analisi coinvolge un singolo tubo e la lunghezza del pannello modellizzato è pari all'interasse tra due tubazioni consecutive.

Tuttavia, Heat2 non consente di inserire superfici rotonde, ma è possibile descrivere un diametro equivalente per inserire nel modello la tubazione. Sono state adottate le seguenti relazioni [15].

$$D = \sqrt{\pi} \cdot r \text{ [m]}$$

$$R_c = \frac{2 \cdot D \cdot \ln\left(\frac{r}{r - d_i}\right)}{\pi \cdot \lambda_i} \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}\right]$$

Equazione 4

dove, con riferimento alle figura 5, D è il diametro equivalente, ovvero il lato del quadrato da inserire nel modello, mentre r, d_i e λ_i sono rispettivamente il raggio, lo spessore e la conducibilità termica del tubo. R_c infine è la resistenza equivalente da adottare.

Figura 5. Modello Heat2 del pannello radiante.

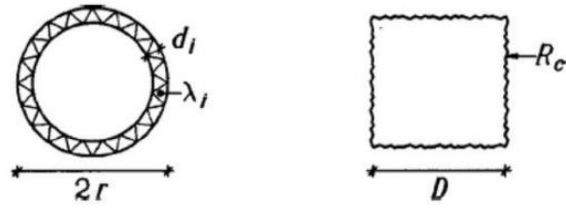


Figura 6. Fonte [14]

Le caratteristiche termiche dei materiali utilizzati sono descritte in tabella 11.

Tabella 11. Proprietà del pannello radiante inserite nel modello Heat2.

	λ [W/(m*K)]	Capacity [MJ/(m ³ *K)]
Cartongesso	0.210	0.981
Lamina conduttiva	200	2.403
EPS	0.033	0.047
Struttura (equivalente)	0.087	0.201

In particolare, il parametro *capacity* è stato calcolato come:

$$C = \rho * c_p / 1000$$

Equazione 5

Dove ρ e c_p sono densità e calore specifico dei singoli materiali di cui è costituito il pannello (considerando il calore specifico espresso in [kJ/(kg*K)]). Per quanto riguarda lo strato equivalente della parte strutturale, prima è stata calcolata la resistenza termica complessiva, come:

$$R_{tot} = \sum R_i$$

Equazione 6

Dove il pedice i fa riferimento all' i -esimo strato, e quindi, conoscendo lo spessore totale s_{tot} , è stata calcolata la conducibilità termica equivalente:

$$\lambda_{eq} = S_{tot} / R_{tot}$$

Equazione 7

Mentre per la capacità termica equivalente:

$$C_{eq} = \frac{\sum S_i * \rho_i * \lambda_i}{S_{tot}}$$

Equazione 8

Altri input fondamentali sono le condizioni al contorno e la temperatura del fluido. Per quest'ultima si è considerata la media delle temperature tra ingresso e uscita del fluido nel pannello: poiché le simulazioni sono state effettuate in regime statico e senza poter specificare la portata di fluido circolante, è stato analizzato il comportamento del sistema radiante in funzione della sola temperatura, considerata costante nonostante le interazioni con l'ambiente circostante e di conseguenza come se la portata di fluido fosse infinita. Per quanto riguarda le condizioni al contorno, esse comprendono le resistenze termiche superficiali e le temperature di progetto della stanza. Tali parametri vanno applicati ai lati superiore ed inferiore del modello. Per valutare lo scambio termico "esterno" al pannello, si è innanzitutto divisa l'analisi considerando due casi differenti tra estate e inverno, ed inoltre si è fatto riferimento alla norma BS EN ISO 11855-2:2015 [16] secondo cui:

- Per pannelli radianti a soffitto in raffrescamento (regime estivo):

$$q = 8,92 * (\theta_i - \theta_{s,m})^{1,1}$$

Equazione 9

- Per pannelli radianti a soffitto in riscaldamento (regime invernale):

$$q = 6 * (\theta_{s,m} - \theta_i)$$

Equazione 10

Dove q è la resa superficiale verso il basso espressa in $[W/m^2]$, $\theta_{s,m}$ è la temperatura media superficiale del pannello radiante, mentre θ_i è la temperatura interna di progetto della stanza: 20°C in inverno e 26°C in estate. Per la resistenza superficiale esterna si è considerato un valore costante di 0.04 $m^2 * K/W$ e temperature di progetto pari a -5°C per l'inverno e 35°C per l'estate.

Le precedenti relazioni comprendono complessivamente gli scambi radiante e convettivo, e da esse è possibile ricavare le resistenze superficiali da inserire in Heat2:

$$R_{si} = \frac{\Delta\theta}{q} = \frac{1}{6} = 0,1667 \frac{m^2K}{W}$$

Equazione 11

$$R_{si} = \frac{\Delta\theta}{q} = \frac{1}{8,92 * (\theta_i - \theta_{s,m})^{0,1}}$$

Equazione 12

Le due resistenze così calcolate fanno riferimento rispettivamente al regime invernale ed estivo. Come si può notare, le due relazioni differiscono molto tra loro e nel regime invernale il valore è costante: ciò è dovuto al ridotto coefficiente di scambio termico che si ottiene in quanto le condizioni di scambio convettivo sono poco favorevoli, pertanto la parte radiativa dello scambio si fa relativamente più importante. Nel regime invernale è allora stato sufficiente impostare una resistenza superficiale interna costante e fare variare la temperatura del fluido per ottenere i risultati desiderati. Al contrario per il caso estivo, non è stato possibile mantenere costante il valore di R_{si} poiché dipendente dalla differenza di temperatura tra parete e stanza. Per questo motivo è stato necessario impostare il seguente ciclo iterativo.

1. Si imposta una resistenza superficiale di primo tentativo per iniziare la simulazione;
2. Dalla simulazione si ottengono le potenze specifiche e le temperature in punti selezionati, si calcolano quindi mediante integrale numerico [23] la temperatura media superficiale del soffitto e la resa media verso il basso;
3. Dalla resa così ottenuta si calcola la temperatura media superficiale da norma [16]:

$$\theta_{s,m,EN} = \theta_i - \sqrt[1,1]{q/8,92}$$

Equazione 13

4. Si calcola lo scarto tra le due temperature superficiali;
5. Si calcola la nuova resistenza superficiale;

$$R_{si} = \frac{\Delta\theta}{q} = \frac{1}{8,92 * (\theta_i - \theta_{s,m})^{0,1}}$$

Equazione 14

6. Si imposta la nuova resistenza superficiale e si reitera il processo finché lo scarto non diventa inferiore ad una soglia di errore prestabilita.

Nel caso considerato il ciclo è stato reiterato per ottenere uno scarto inferiore allo 0.5% per ogni temperatura del fluido valutata.

Le tabelle 12 e 13 riassumono i risultati ottenuti: ϕ_d e ϕ_u sono rispettivamente la potenza superficiale verso il basso e verso l'alto; solo nel regime estivo sono riportate anche le resistenze superficiali e gli scarti a conclusione del processo iterativo. Inoltre, al fine di meglio comprendere tali risultati, le rese verso l'ambiente interno e le temperature superficiali sono espresse mediante i grafici in figura da 7 a 10, di cui è stata poi svolta un'approssimazione lineare con le equazioni riportate. Il massimo errore riscontrato da tale linearizzazione è pari a 0.5%.

Tabella 12. Resa e temperatura superficiale del pannello radiante al variare della temperatura media del fluido in inverno.

$\Theta_{m,f}$	Φ_d [W/m ²]	Φ_u [W/m ²]	ϑ_{sup} media
25	20.61	3.6	23.39
26	24.52	3.67	24.07
27	28.65	3.79	24.75
28	32.76	3.89	25.44
29	36.87	4	26.12
30	40.99	4.12	26.81
31	45.11	4.23	27.49
32	49.23	4.34	28.17
33	53.35	4.46	28.86
34	57.46	4.57	29.54
35	61.59	4.68	30.22
36	65.70	4.79	30.91
37	69.82	4.9	31.59
38	73.94	5.02	32.28
39	78.06	5.13	32.96
40	82.17	5.24	33.64
41	86.28	5.35	34.33

Tabella 13. Resa e temperatura superficiale del pannello radiante al variare della temperatura media del fluido in estate.

$\Theta_{m,f}$ [°C]	Φ_d [W/m ²]	Φ_u [W/m ²]	R_{si} [m ² *K/W]	$\Delta\vartheta_{s,m}$ [%]	$\vartheta_{sup,m}$ [°C]
15	65.26	2.27	0.09363	0.26	19.97
16	58.99	2.17	0.09454	0.19	20.49
17	52.79	2.06	0.09549	0.17	21.02
18	46.61	1.95	0.09658	0.16	21.56
19	40.48	1.84	0.09783	0.14	22.09
20	34.39	1.73	0.09929	0.106	22.63
21	28.35	1.63	0.10108	0.064	23.17
22	22.38	1.52	0.10327	0.066	23.72
23	16.49	1.41	0.10623	0.058	24.27
24	10.71	1.29	0.11051	0.029	24.83

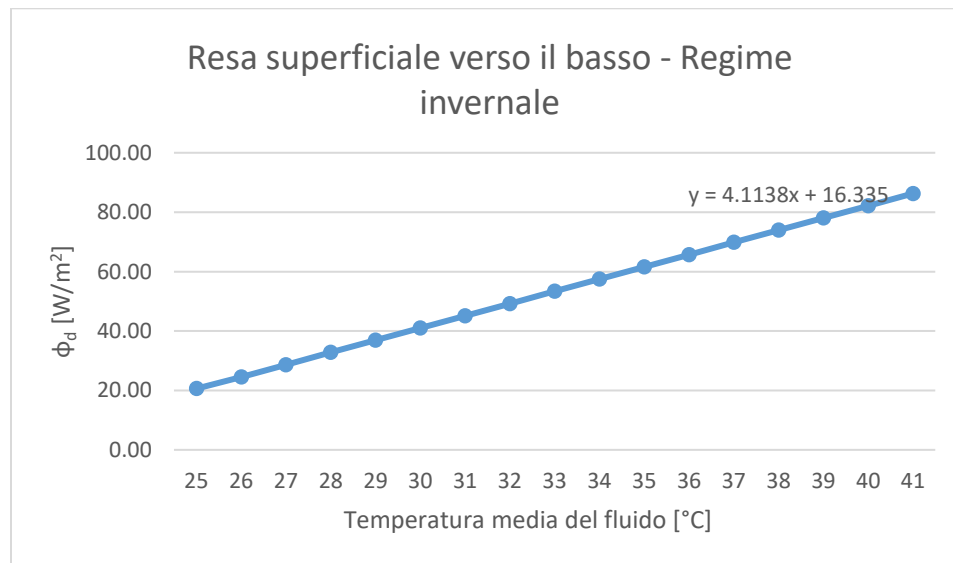


Figura 7. Grafico di resa superficiale verso l'edificio del pannello radiante in regime di riscaldamento.

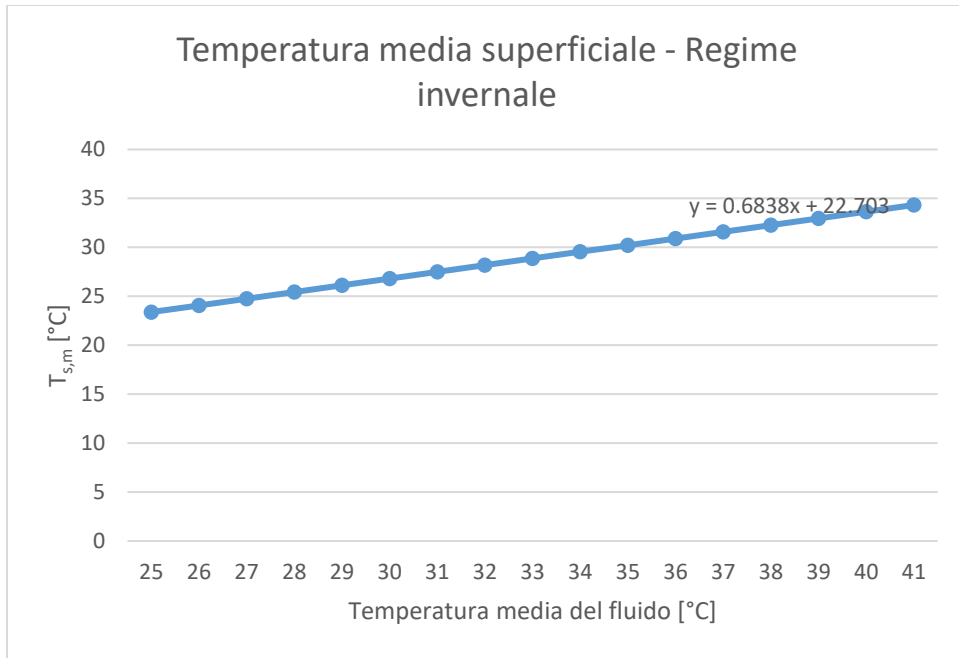


Figura 8. Temperatura media superficiale del soffitto con il pannello radiante in regime di riscaldamento.

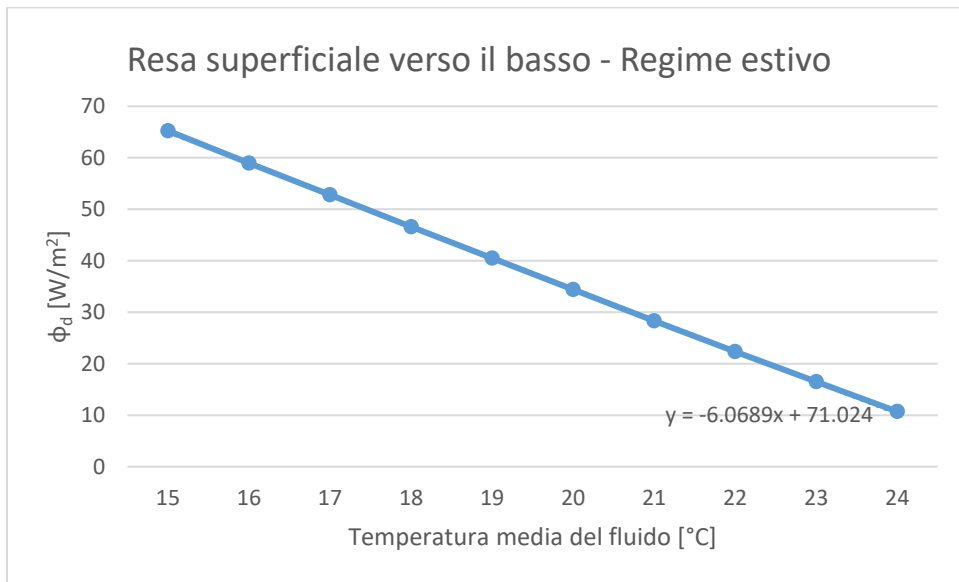


Figura 9. Resa superficiale del soffitto con il pannello radiante in regime di raffreddamento.

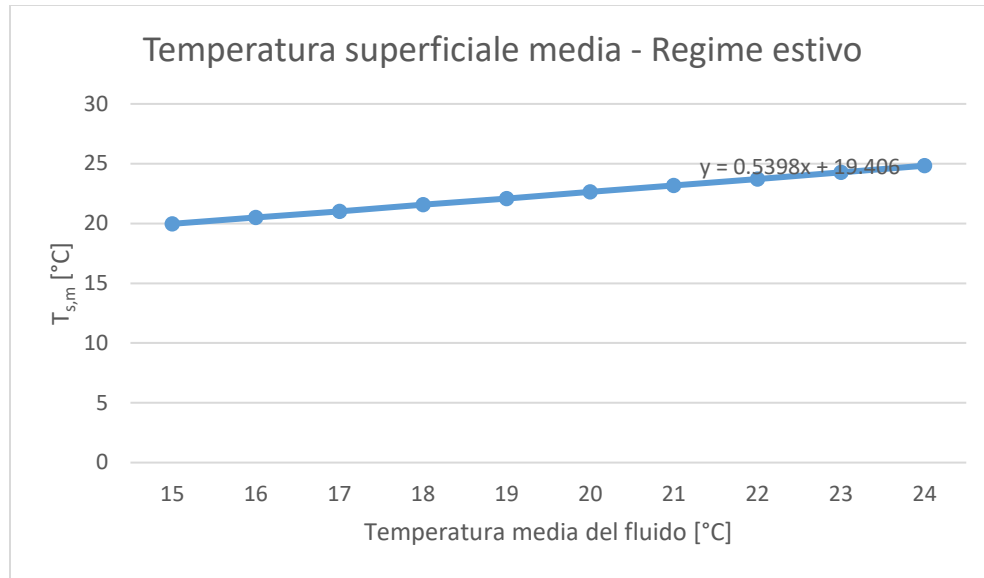


Figura 10. Temperatura media superficiale del soffitto con il pannello radiante in regime di raffrescamento.

6.2. Calibrazione del modello dei pannelli radianti a soffitto in TRNSYS

Dopo aver trovato i valori di riferimento per le prestazioni del pannello radiante con Heat2, giunge il momento di inserire tale sistema in TRNSYS per ottenere delle simulazioni quanto più vicine alla realtà. Innanzitutto, è stata realizzata una stanza di prova in TRNBuild avente esclusivamente soffitto e pavimento con le stratigrafie reali ed entrambi di superficie pari a 10 m². Nella simulazione si sono utilizzate funzioni di *heating* e *cooling* in modo da mantenere costante la temperatura della stanza rispettivamente a 26°C in estate e 20°C in inverno, mentre all'esterno sono state impostate le temperature di progetto relative alle due stagioni.

Per implementare nel modello il pannello radiante a soffitto, TRNSYS utilizza una tipologia di layer chiamata *chilled ceiling*. Una volta inseriti i valori termici e costruttivi del pannello, che rimangono invariati nella simulazione, è necessario inserire i valori di input del *chilled ceiling*, ossia la temperatura di ingresso del fluido e la portata. Poiché in Heat2 sono state considerate le temperature medie dell'acqua circolante e i risultati sono stati ottenuti in regime stazionario, per avere le stesse condizioni anche con TRNSYS sono state impostate le temperature di ingresso del fluido pari a quelle medie, ma con portate altissime (10000 kg/h), mantenendo pressoché costante la temperatura dell'acqua.

Nell'inserimento dei dati richiesti (figura 11), il software prevede che il pannello sia stato testato secondo la norma tedesca DIN 4715-1 [17]. Non potendo disporre di tali dati, i valori proposti sono stati calibrati per ottenere il minor errore possibile in un range di funzionamento relativamente ampio.

The screenshot shows the "Layer Type" Manager interface in TRNSYS. At the top, the "layer type" is set to "BLIFE". Under the "Building" section, the "Chilled Ceiling" option is selected. The "Chilled Ceiling" section contains the following parameters:

- specific heat coefficient of water: 4.18 kJ / kg K
- pipe spacing: 0.074 m
- pipe inside diameter: 0.008 m
- specific norm massflow: 30 kg / h m²
- norm area: 15 m²
- specific norm power: 250 kJ / h m²
- norm number of loops: 1
- airgap between chilled ceiling and ceiling (selected)
- direct contact between chilled ceiling and ceiling
- heattransfer coefficient UWRX for norm conditions (resistance from water to pipe and construction):
 - UWRX known: 60 kJ / h m² K (selected)
 - calculate UWRX from temperature difference between mean fluid and mean surface temperature at norm conditions
 - calculate UWRX from specific norm power

Figura 11. Schermata di TRNSYS per l'inserimento del chilled ceiling

Sono stati modificati l'interasse tra i tubi (*pipe spacing*), e il diametro interno (*pipe inside diameter*) con i valori reali costruttivi del pannello, mentre per la calibrazione del modello ci si è focalizzati sulla potenza specifica (*specific norm power* $P_{sp,norm}$) e il valore di U_{wrx} , ossia il coefficiente di scambio termico tra l'acqua all'interno dei tubi e la superficie dell'ultimo strato del pannello (cartongesso). Tutti gli altri valori sono stati mantenuti invariati rispetto a quelli di default. Inizialmente sono state effettuate diverse simulazioni variando $P_{sp,norm}$ e U_{wrx} , per annullare lo scarto tra i risultati ottenuti da entrambi i software - Heat2 e TRNSYS - e minimizzare l'errore relativo sia alle temperature superficiali sia alle rese superficiali verso il basso. Tuttavia, il calcolo dello scambio termico impostato in TRNSYS è diverso rispetto alla BS EN ISO 11855-2:2015, considerata in Heat2, come verrà spiegato in seguito. Pertanto, si è reso necessario modificare anche i parametri con cui TRNSYS calcola i coefficienti di convezione, mostrati nella schermata *Properties* di figura 12. Serve infatti considerare che il valore di U_{wrx} ha grande influenza nella

relazione tra temperatura del fluido nei tubi e temperatura superficiale del soffitto, ma ciò che poi determina la potenza scambiata dal pannello sono le condizioni di scambio convettivo e radiante tra

Parameters for internal calculation of heat transfer coef	
constant heated floor, if (T _{surffloor} -T _{airfloor}) > 0	7.2 kJ / m ² K
exponent heated floor, if (T _{surffloor} -T _{airfloor}) > 0	0.31 -
constant chilled floor, if (T _{surffloor} -T _{airfloor}) < 0	3.888 kJ / m ² K
exponent chilled floor, if (T _{surffloor} -T _{airfloor}) < 0	0.31 -
constant heated ceiling, if (T _{surfceiling} -T _{airceiling}) > 0	9 kJ / m ² K
exponent heated ceiling, if (T _{surfceiling} -T _{airceiling}) > 0	0 -
constant chilled ceiling, if (T _{surfceiling} -T _{airceiling}) < 0	29 kJ / m ² K
exponent chilled ceiling, if (T _{surfceiling} -T _{airceiling}) < 0	0.21 -
constant vertical surface:	5.76 kJ / m ² K
exponent vertical surface	0.3 -

Figura 12. Schermata Properties

soffitto e stanza.

In generale, TRNSYS considera lo scambio convettivo dipendente dalla differenza di temperatura tra superficie e aria sia in regime di riscaldamento che in raffreddamento, calcolando il coefficiente come:

$$\alpha_{conv} = const * (|\vartheta_{sup,m} - \vartheta_a|)^n$$

Equazione 15

I parametri da inserire sono quindi la costante e l'esponente di tale relazione. Poiché in riscaldamento è stato considerato α_{conv} indipendente dalla differenza di temperatura in Heat2, l'esponente n è stato azzerato in TRNSYS. Per quanto riguarda la costante di proporzionalità, invece sono state effettuate diverse simulazioni per rendere minimo l'errore nel range di utilizzo considerato. In queste simulazioni l'obiettivo era quello di far combaciare la potenza scambiata secondo TRNSYS con quella calcolata da BS EN ISO 11855-2:2015[16], valutando esclusivamente la resistenza termica tra parete e aria, senza considerare U_{wrx} e la temperatura del fluido circolante. Solo in secondo luogo, una volta trovata una relazione soddisfacente per la resistenza superficiale, sono stati modificati $P_{sp,norm}$ e U_{wrx} in modo da far combaciare temperatura del fluido in ingresso, temperatura superficiale e potenza specifica del pannello. I parametri finali delle correlazioni sono mostrati in figura 12.

Per quanto riguarda il regime di raffreddamento, trovare una correlazione soddisfacente è stato più complesso. Nella relazione esposta in BS EN ISO 11855-2:2015[16], il coefficiente di scambio comprende i fenomeni di radiazione che di convezione, pertanto è stato necessario ricavare una correlazione che isolasse la quota convettiva dello scambio per poi inserirla in TRNSYS. Si è quindi ipotizzato che il coefficiente di scambio per radiazione sia costante e, in prima battuta, pari a 5,5 W/(m²*K), valore ricavato da [16]. Perciò:

$$\alpha_{conv} = 8,92 * (26 - \vartheta_{s,m})^{0,1} - \alpha_{rad}$$

Equazione 16

Ripetendo le simulazioni con TRNSYS i valori dei due coefficienti venivano aggiornati in modo da ridurre l'errore, e per il fenomeno di convezione si effettuava un'approssimazione a modello di potenza per introdurre la correlazione nelle *Properties*.

Infine, le equazioni 16 e 17 rappresentano le due correlazioni ricavate:

$$\alpha_{conv,summer} = 29 * (26 - \vartheta_{s,m})^{0,21} \left[\frac{kJ}{hm^2K} \right]$$

Equazione 17

$$\alpha_{conv,winter} = 9 * (\vartheta_{s,m} - 20)^0 = 9 \left[\frac{kJ}{hm^2K} \right]$$

Equazione 18

Trovate le due correlazioni sono stati affinati i valori di $P_{sp,norm}$ e U_{wrx} e infine sono stati adottati $P_{sp,norm} = 250 \left[\frac{kJ}{hm^2K} \right] = 69.44 [W/(m^2K)]$ e $U_{wrx} = 60 \left[\frac{kJ}{hm^2K} \right] = 16.667 [W/(m^2K)]$. Inoltre, avendo modificato in questo modo le correlazioni che regolano lo scambio convettivo, tali valori permettono di effettuare un'unica simulazione dell'edificio durante tutto l'anno, senza quindi andare a modificare i parametri termici del *chilled ceiling* tra regime estivo ed invernale.

6.3. Implementazione del sistema radiante in TRNSYS

Una volta calibrato il modello del sistema radiante e creato il modello TRNBuild dell'edificio, sono stati inseriti i pannelli a soffitto considerando la disposizione in figura 13, i cui dettagli verranno approfonditi in seguito.

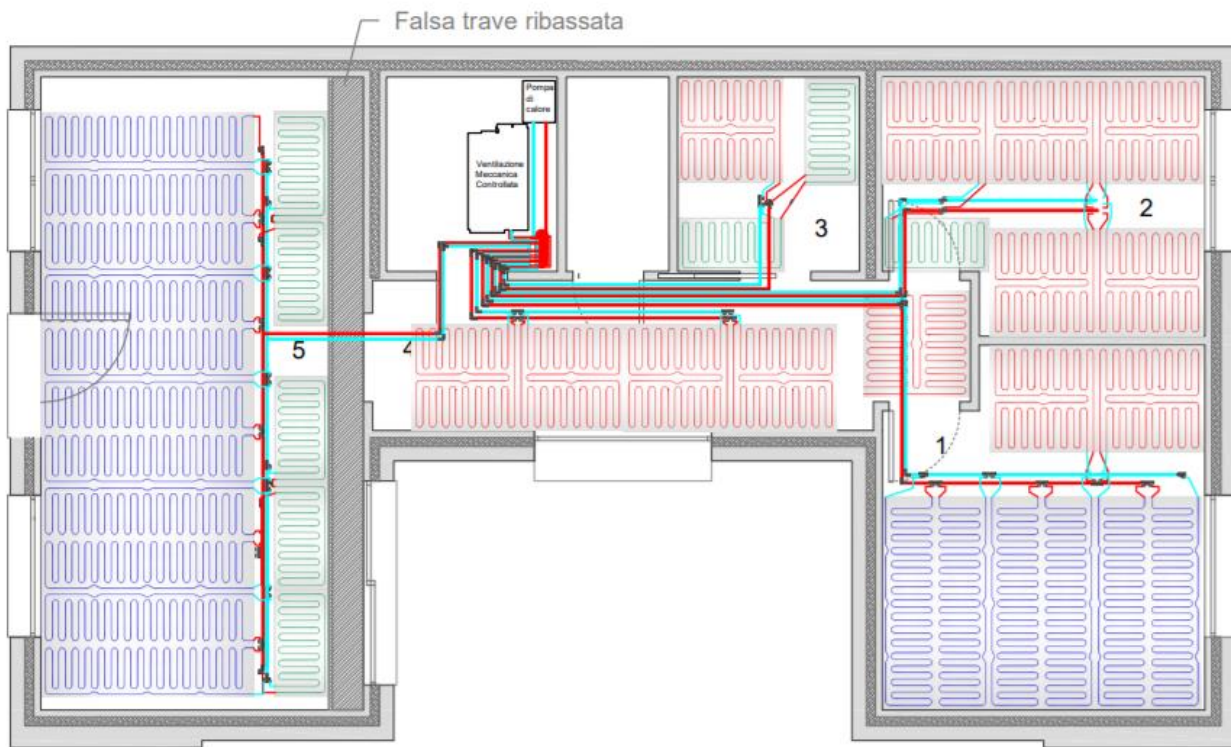


Figura 13. Disposizione dei pannelli radianti a soffitto.

Come è stato detto in precedenza, il modello *chilled ceiling* di TRNSYS richiede in input le temperature di ingresso e le portate di acqua per ogni nodo. Il sistema reale sarà costituito dalla pompa di calore che fornisce acqua ad una determinata temperatura, una pompa che la invierà ai collettori e questi ultimi, per mezzo di valvole, apriranno o chiuderanno il passaggio. La regolazione in questo caso è di tipo on/off (con banda, come si vedrà) e prevede che la temperatura di ingresso dell'acqua nei pannelli a soffitto sia la stessa per tutti i terminali, mentre la portata è costante per ogni stanza. A seguito di diverse simulazioni, si è deciso di inviare l'acqua nel sistema radiante alle temperature di 30°C in inverno e 18°C in estate. Per quanto riguarda le portate, invece, si è seguito il lavoro di [6] che aveva in precedenza eseguito il

dimensionamento degli impianti, con delle lievi correzioni. I valori inseriti sono quindi quelli della tabella 14, uguali tra estate e inverno.

Tabella 14. Portate di massa del sistema radiante.

	Zona Giorno	Bagno	Corridoio	Camera Doppia	Camera Singola
\dot{m} [kg/h]	240	94	74	114	78

Nelle simulazioni in TRNSYS si è adottato lo stesso sistema di regolazione che sarà utilizzato nella realtà, ossia un controllo differenziale con una dead band pari a 2°C. In ogni stanza climatizzata è quindi posto un sensore di tale tipologia che fornisce il segnale on/off alle valvole di intercettazione dei terminali relativi a ogni stanza. I setpoint per la temperatura sono stati fissati a 20°C in inverno e 26°C in estate in ogni stanza, tranne nel bagno che viene solamente riscaldato in inverno con set point di 24°C e nei locali tecnici che non sono climatizzati (in essi non sono presenti pannelli radianti).

Il controllo differenziale agisce in modo simile al termostato, ma prende in considerazione anche un aspetto dinamico. Esso infatti modula il segnale tra 0 e 1, guardando la temperatura della stanza e il segnale che il controllo stesso aveva inviato nel time step precedente. La sua azione si può riassumere come segue:

- Se il segnale nel time step precedente, che diventa input γ_i , era *on* (=1):
 - Se $\Delta T_{db} \leq |T_{setpoint} - T_{meas}|, \gamma_o = 1$
 - Se $\Delta T_{db} > |T_{setpoint} - T_{meas}|, \gamma_o = 0$
- Se invece $\gamma_i=0$ (*off*):
 - Se $\Delta T_{db} \leq |T_{setpoint} - T_{meas}|, \gamma_o = 0$
 - Se $\Delta T_{db} > |T_{setpoint} - T_{meas}|, \gamma_o = 1$

Il precedente concetto può essere raffigurato nella seguente figura 14.

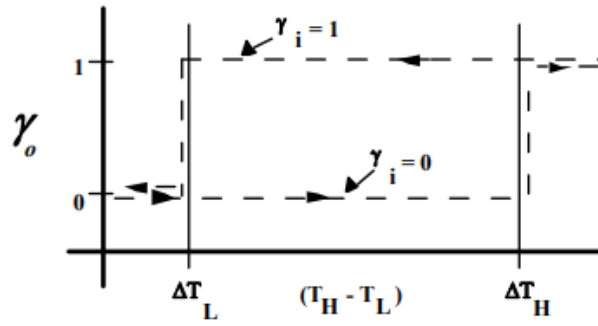


Figura 14. Logica di funzionamento del controllo differenziale.

7. *Comfort termoigrometrico*

Il comfort termico è una condizione mentale che esprime soddisfazione per l'ambiente in cui ci si trova relativamente al calore [3]. Tale aspetto è di fondamentale importanza in quanto è soddisfatto dagli impianti termotecnici e determina il benessere dell'utente dell'edificio: quest'ultimo cercherà di modificare i parametri di regolazione degli impianti finché non è soddisfatto andando allora ad influire anche sui consumi.

Data la sua soggettività, la sensazione di comfort sarà diversa da persona a persona. In generale si può affermare che un edificio è ritenuto confortevole fintanto che è mantenuto l'equilibrio termico nei corpi delle persone al suo interno. Pertanto, ogni supplemento o perdita di calore rappresenta un cosiddetto discomfort. Tale sensazione non può essere imputata soltanto alla temperatura dell'aria all'interno della stanza, infatti si riconoscono sei variabili primarie [18] che determinano il comfort termico:

- Temperatura della stanza, intesa come temperatura dell'aria al suo interno;
- Temperatura media radiante, intesa come media delle temperature delle superfici che circondano la stanza;
- Umidità relativa;
- Velocità dell'aria, considerando di "misurarla" quando entra in contatto con la pelle;
- Metabolismo, ossia l'energia spesa dalla persona dipendente dall'attività svolta;
- Abbigliamento, il cui isolamento termico determina la quantità di calore ceduta o trattenuta dal corpo umano.

Relativamente al comfort e all'ergonomia sono stati sviluppati gli standard ASHRAE 55 [19] e UNI EN 7730 [20]. Tali norme forniscono le procedure di calcolo dei parametri, PPD e PMV, che determinano la sensazione di comfort previsto in un ambiente tenendo in considerazione i sei parametri prima elencati con alcune equazioni empiriche. I parametri PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) e PMV (Predicted Mean Value) sono tra loro collegati. Quest'ultimo di basa su una scala di valutazione di sette punti con voti da -3 (molto freddo) a 3 (molto caldo) dove il valore 0 rappresenta l'ideale equilibrio termico. Rifacendosi alla normativa:

$$PMV = [0,303 \times \exp(-0,036 \times M) + 0,028] \times$$

$$\left\{ \begin{aligned} &(M - W) - 3,05 \times 10^{-3} \times [5\,733 - 6,99 \times (M - W) - p_a] - 0,42 \times [(M - W) - 58,15] \\ &- 1,7 \times 10^{-5} \times M \times (5\,867 - p_a) - 0,0014 \times M \times (34 - t_a) \\ &- 3,96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} \times h_c \times (t_{cl} - t_a) \end{aligned} \right\}$$

$$t_{cl} = 35,7 - 0,028 \times (M - W) -$$

$$-f_{cl} \times \{3,96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] \times f_{cl} \times h_c \times (t_{cl} - t_a)\}$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38 \times |t_{cl} - t_a|^{0,25} & \text{per } 2,38 \times |t_{cl} - t_a|^{0,25} > 12,1 \times \sqrt{v_{ar}} \\ 12,1 \times \sqrt{v_{ar}} & \text{per } 2,38 \times |t_{cl} - t_a|^{0,25} < 12,1 \times \sqrt{v_{ar}} \end{cases}$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 1,290 I_{cl} & \text{per } I_{cl} \leq 0,078 \text{ m}^2 \times \text{K/W} \\ 1,05 + 0,645 I_{cl} & \text{per } I_{cl} > 0,078 \text{ m}^2 \times \text{K/W} \end{cases}$$

Dove:

M rappresenta il metabolismo energetico dell'individuo;

W la potenza meccanica efficace messa in atto dallo stesso;

I_{cl} e f_{cl} sono l'isolamento termico e il coefficiente dell'area dell'abbigliamento;

t_a e t_r sono la temperatura dell'aria e la temperatura media radiante;

v_{ar} è la velocità relativa dell'aria;

p_a è la pressione parziale del vapor d'acqua;

h_c è il coefficiente di scambio termico convettivo;

t_{cl} è la temperatura superficiale dell'abbigliamento.

La percentuale prevista di individui insoddisfatti (PPD) viene poi calcolata come [19]:

$$PPD = 100 - 95 * \exp(-0,03353 * PMV^4 - 0,2179 * PMV^2)$$

Questi due parametri valutano il benessere in maniera generale trascurando i cosiddetti fenomeni di discomfort localizzato, dovuti per esempio a correnti d'aria, differenza verticale di temperatura dell'aria, pavimenti caldi o freddi e asimmetria radiante.

Partendo dalla norma EN7730 [20], la EN25121 [8] fornisce dei valori di riferimento per ogni parametro con l'obiettivo raggiungere una certa categoria di comfort tra le seguenti.

- Categoria I: Alto livello di aspettativa da parte degli occupanti, richiesto in spazi occupati da persone che richiedono attente cure come portatori di handicap, malati, neonati e persone anziane;
- Categoria II: Normale livello di aspettativa, da considerare per edifici di nuova costruzione o ristrutturazioni;
- Categoria III: Accettabile e moderato livello di aspettativa, può essere utilizzato per gli edifici esistenti;
- Categoria IV: Valori eccedenti i criteri delle precedenti categorie, da ritenere accettabili solo per limitati periodi dell'anno.

Tabella 15. Criteri di determinazione delle categorie di comfort. Fonte [8]

Category	Thermal state of the body as a whole	
	PPD %	Predicted Mean Vote
I	< 6	-0,2 < PMV < + 0,2
II	< 10	-0,5 < PMV < + 0,5
III	< 15	-0,7 < PMV < + 0,7
IV	> 15	PMV < -0,7; or +0,7 < PMV

La tabella 15 è stata presa come riferimento per valutare il livello di comfort dell'edificio pilota. TRNSYS permette infatti di calcolare PPD e PMV di ogni stanza a partire dalle temperature e umidità che calcola nelle simulazioni e da alcuni valori di input relativi a metabolismo, abbigliamento, velocità dell'aria e lavoro esterno. Di seguito si riportano le descrizioni delle simulazioni relativamente a diverse possibili circuitazioni dei flussi di ventilazione, considerando nelle analisi anche i parametri di comfort e la percentuale di tempo in cui le stanze si sono trovate all'interno delle tre categorie. A tal proposito sono state assunte le seguenti ipotesi come valori di input, considerando quanto suggerito nella EN15251:

- Attività sedentaria degli occupanti (1,2 met);
- Abbigliamento con resistenza termica pari a 1 clo in inverno e 0,5 clo in estate;
- Velocità dell'aria a contatto con la pelle pari a 0,1 m/s;
- Lavoro esterno nullo.

Le valutazioni riguardanti il comfort sono state eseguite solamente nelle camere da letto e nel soggiorno (comprendente anche la cucina) poiché si tratta delle stanze più abitate della casa. Inoltre, nella valutazione della permanenza all'interno delle categorie, si sono considerate soltanto le ore in cui le stanze erano occupate: per esempio si è visto che la temperatura del soggiorno in inverno poteva essere molto bassa a causa dello spegnimento del sistema radiante e dell'assenza delle persone, ma essendo le persone l'oggetto del comfort queste situazioni non sono state conteggiate nell'ammontare delle ore all'interno di una certa categoria.

8. Ventilazione

Come precedentemente introdotto, l'edificio pilota di UniZEB sarà dotato di un'unità di ventilazione meccanica controllata per soddisfare il comfort termoigrometrico, in quanto il sistema radiante non è in grado di controllare i valori di umidità all'interno dell'edificio. La macchina è il modello RER 035I fornito da Eneren [7]. Questa è dotata di recuperatore, filtri e un piccolo chiller che sarà utilizzato per la deumidificazione.

La VMC sta ampliando sempre più il suo mercato data l'efficienza di gestione della qualità dell'aria e il risparmio energetico che ne consegue. Con la semplice aerazione (apertura e chiusura delle finestre) la quantità di aria immessa ed estratta dalle stanze spesso non è sufficiente a garantire un dovuto ricambio d'aria, in quanto non è controllata; inoltre la portata in ingresso potrebbe avere caratteristiche di temperatura e umidità dell'ambiente esterno non ottimali per il comfort dell'ambiente interno. Questo significa aumentare il carico termico che gli impianti devono smaltire e, di conseguenza, l'energia consumata dall'abitazione. In un edificio di ultima generazione, che può ritenersi quasi ermetico, in cui le portate d'aria in ingresso e in uscita sono completamente controllate da un'unità di trattamento dell'aria (UTA), il recuperatore di calore consente un notevole risparmio energetico poiché utilizza la portata d'aria estratta dalle stanze per riscaldare quella esterna in ingresso nelle stesse in inverno, e raffreddarla in estate. Inoltre, l'unità fornita è dotata di un sistema di deumidificazione, cosicché anche la quantità di vapor d'acqua presente all'interno dell'edificio è controllata. Infine, la presenza dei filtri permette di garantire un'ottima qualità dell'aria anche in termini di inquinamento atmosferico, batteri e pollini.

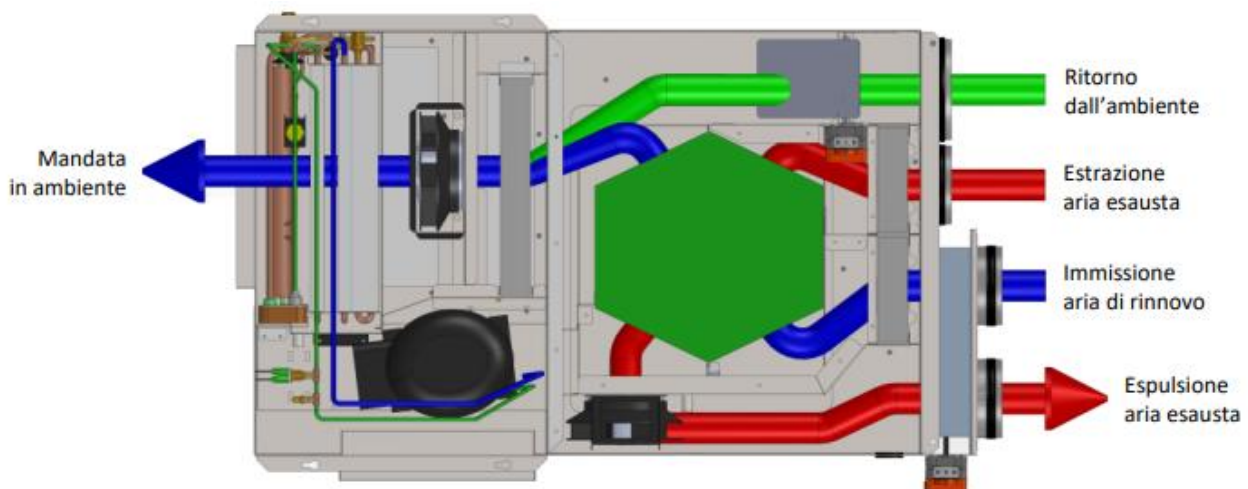


Figura 15. Funzionamento della macchina di ventilazione meccanica controllata. Fonte [7].

Il sistema centralizzato prevede che l'aria sia immessa in soggiorno e nelle due stanze da letto, e che l'estrazione avvenga da cucina, bagno e locali tecnici. Tale scelta è dovuta alla necessità di fornire aria di rinnovo nelle stanze maggiormente occupate, ossia camere e soggiorno, e, allo stesso tempo, per isolare ed espellere possibili cattivi odori contenuti nei flussi d'aria di bagno e cucina. I locali tecnici, invece, non avendo particolari requisiti di ventilazione sono stati utilizzati come variabili per bilanciare i flussi d'aria tra immissione ed espulsione. Per calcolare le portate di immissione si è utilizzata la norma EN 15251:2007 [8]. Essa fornisce una procedura di calcolo basata sul tasso di ricambio d'aria o sull'occupazione delle stanze negli edifici residenziali, facendo riferimento alle precedenti tre categorie di edificio.

Tabella 16. Linee guida per la scelta delle portate di ventilazione secondo [8].

Category	Air change rate ^a		Living room and bedrooms, mainly outdoor air flow		Exhaust air flow, l/s		
	l/s,m ²	ach	l/s, pers ^b	l/s,m ²	Kitchen	Bathrooms	Toilets
	(1)		(2)	(3)	(4a)	(4b)	(4)
I	0,49	0,7	10	1,4	28	20	14
II	0,42	0,6	7	1,0	20	15	10
III	0,35	0,5	4	0,6	14	10	7

^a The air change rates expressed in l/sm² and ach correspond to each other when the ceiling height is 2,5 m.

^b The number of occupants in a residence can be estimated from the number of bedrooms. The assumptions made at national level have to be used when existing; they may vary for energy and for IAQ calculations.

I risultati di tale procedura sono riportati nella seguente tabella 17:

Tabella 17. Portate di ventilazione in presenza di almeno una persona nell'edificio.

	Immissione			Estrazione		
	Zona Giorno	Camera Doppia	Camera Singola	Cucina	Bagno	Locali tecnici
Portate [kg/h]	97	90	65	122	86	44

Poiché la norma non fornisce informazioni per effettuare gli stessi calcoli per i locali tecnici, la portata di estrazione in questi casi è stata calcolata per differenza rispetto alla portata complessiva circolante in corridoio al fine di bilanciare i flussi di estrazione ed immissione. Tale procedimento è spiegato in figura 16, che rappresenta i flussi d'aria circolanti nell'abitazione.

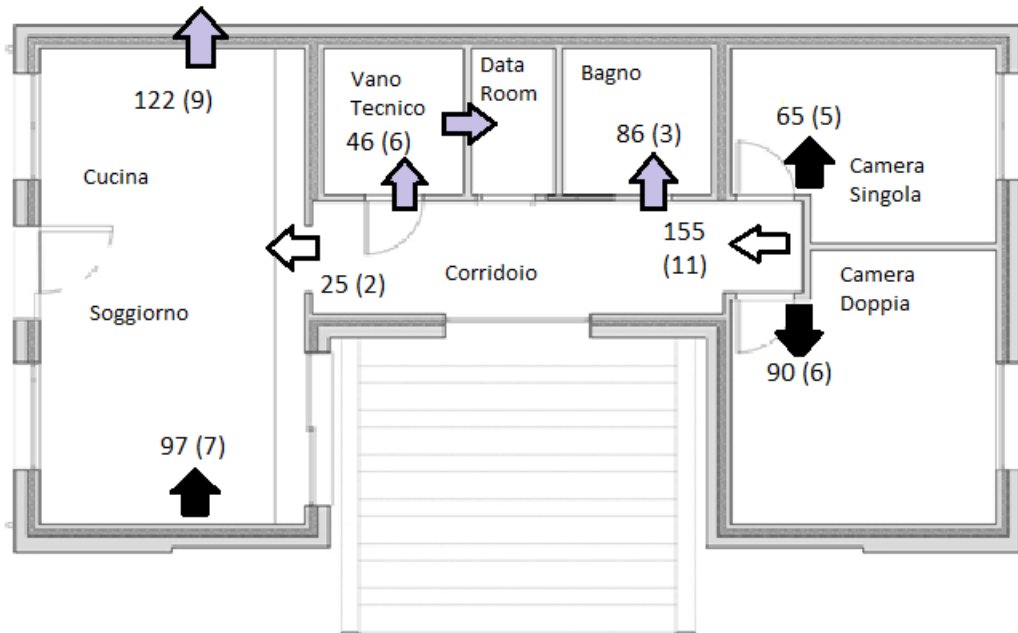


Figura 16. Circuitazione dei flussi d'aria.

Nell'immagine precedente i valori tra parentesi rappresentano le portate d'aria circolanti in assenza di persone, calcolati anch'essi secondo EN15251 [8]. Si ricorda che, perché si verifichino i valori tra parentesi, è necessario che non vi sia nessuna persona in nessuna stanza, altrimenti i flussi non sono più bilanciati.

In presenza di persone la portata complessiva entrante, come quella uscente, è pari a $205 \text{ m}^3/\text{h}$ ($252 \text{ kg}/\text{h}$), ma le caratteristiche della macchina impongono una portata massima di aria, sia di rinnovo che di estrazione, pari a $190 \text{ m}^3/\text{h}$. Ciò impone la necessità di ricircolare una parte della portata di estrazione, che quindi dovrà by-passare il recuperatore e miscelarsi con la portata in ingresso. Tale portata è pari a $15 \text{ m}^3/\text{h}$, ossia il 7% della totale immessa negli ambienti, perciò difficilmente andrà a peggiorare la qualità degli ambienti interni (si ricordi che è aria "viziata"), ma potrebbe invece portare ad un vantaggio in termini energetici. La portata di ricircolo sarà prelevata dal corridoio.

Il dispositivo è dotato anche della funzione di *free cooling*: se la temperatura dell'aria esterna è all'interno di un certo range, ad esempio tra 18°C e 24°C, la portata d'aria di rinnovo può by-passare il recuperatore ed essere immessa direttamente negli ambienti. Tale funzione trova la sua utilità soprattutto nelle notti primaverili, e va a ridurre il fabbisogno di raffrescamento.

La macchina di ventilazione non è prevista per la climatizzazione dell'edificio, ma soltanto per garantire il ricambio dell'aria e il controllo dell'umidità. Quest'ultimo funziona solo in deumidificazione ed è operativo solamente d'estate relativamente all'umidità relativa. D'inverno, infatti, non risulta necessario deumidificare a causa dei valori contenuti di umidità e inoltre perché la deumidificazione comporta il raffreddamento dell'aria da immettere nelle stanze con conseguente aggravio del carico termico invernale.

8.1. Deumidificazione – Cenni teorici

Nella psicometria l'aria umida è trattata come una miscela di vapor d'acqua e aria secca. In questo senso il vapor d'acqua rappresenta il condensabile, ossia il componente meno volatile di tale miscela. È pratica comune, per riscaldare o raffreddare una portata d'aria, farle attraversare una batteria alettata, la quale verrà alimentata da un secondo fluido (ad esempio un refrigerante). Se la temperatura in ogni punto della batteria lambito dalla portata d'aria è superiore alla temperatura di rugiada dell'aria stessa, i due fluidi scambieranno soltanto calore sensibile, ossia varierà la temperatura dell'aria umida ma il suo titolo di vapore rimarrà tale; per l'aria umida la temperatura di rugiada è lo stato termodinamico in cui si raggiunge la condizione di saturazione attraverso il raffreddamento a pressione costante. Se invece la temperatura della superficie esterna della batteria alettata, in contatto con la portata d'aria, è inferiore alla temperatura di rugiada, anche solo in un punto, comincia la condensazione del vapor d'acqua in quel punto e con essa la separazione dell'acqua dall'aria umida. Tale processo è detto deumidificazione, e durante questa di assiste ad uno scambio calore sia sensibile che latente. Il processo di raffreddamento e deumidificazione è rappresentato nell'immagine seguente.

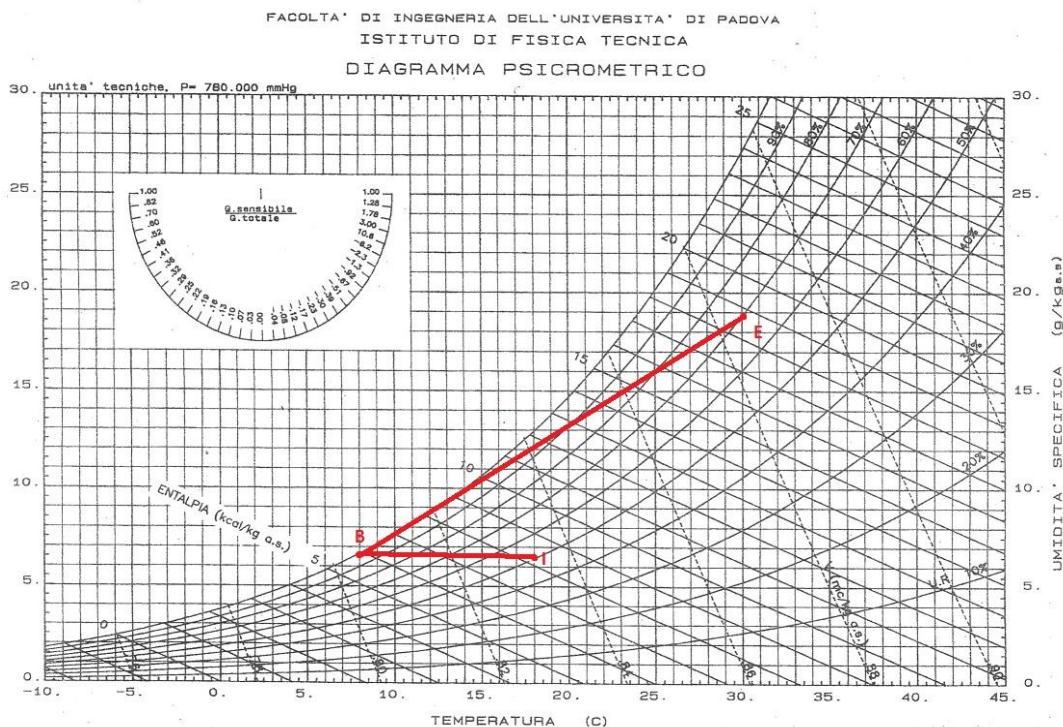


Figura 17. Diagramma psicrometrico.

Nell'immagine è raffigurata una situazione esemplificativa in cui una portata d'aria umida viene prelevata dall'ambiente esterno a 30°C e 70% di umidità relativa (punto E), e successivamente immessa (punto I) in un edificio a 18°C e 50% di umidità. La deumidificazione effettiva prevede però il solo prelievo del vapor d'acqua dalla portata tramite condensazione che, come detto sopra, è effettuato raffreddando l'aria umida sotto la temperatura di rugiada. Nel caso d'esempio il punto di rugiada si trova a circa 8°C e 100% di umidità specifica (punto B). In questo punto la quantità di vapor d'acqua è esattamente identica al punto I, ossia le condizioni di immissione desiderate, ma la temperatura è decisamente troppo bassa per essere immessa nell'abitazione senza provocare gravi discomfort. Per questo motivo si rende sempre necessario un post-riscaldamento, ossia uno scambio di calore solo sensibile, per ottenere la temperatura di ingresso desiderata. Con le moderne tecnologie, come quelle implementate dal progetto UniZEB, il post-riscaldamento può essere effettuato semplicemente recuperando il calore di scarto prodotto dal compressore mentre raffredda la portata di fluido da inviare alla batteria di deumidificazione, senza quindi aumentare il carico energetico di tali sistemi.

Dopo aver compreso come ottenere le condizioni termoigrometriche desiderate per una portata d'aria tramite raffreddamento e deumidificazione, serve considerare come queste influiscano sull'ambiente in cui tale portata è immessa. Controllare le condizioni termoigrometriche di una stanza, infatti, significa immettere nella stanza stessa una portata d'aria con temperatura e umidità non necessariamente uguali alle condizioni desiderate per l'ambiente interno, ma tali da compensare tutti i carichi latenti (solo deumidificazione) e sensibili (tipico degli impianti a tutt'aria). Tali carichi possono essere dovuti a molteplici cause, come ad esempio la presenza di persone o l'utilizzo di macchinari, e sono parte del cosiddetto bilancio di vapore della stanza.

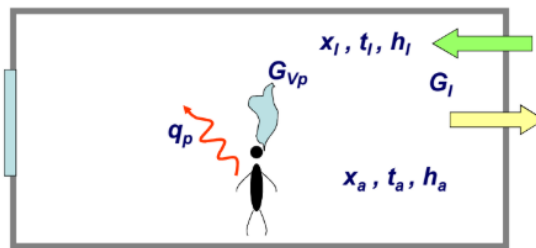


Figura 18. Schema semplificato del bilancio termico in una stanza.

$$q_p = G_I * c_p * (t_a - t_I)$$

Equazione 19

$$G_{vp} = G_I * (x_a - x_I)$$

Equazione 20

$$q_p + r * G_{vp} = G_I * (h_a - h_I)$$

Equazione 21

Se, come nel caso esaminato, l'impianto di ventilazione è progettato esclusivamente per garantire un opportuno ricambio d'aria e la deumidificazione degli ambienti interni, la seconda equazione tra quelle proposte sopra diventa di fondamentale importanza in quanto, una volta determinata la portata (in questo dalla EN 15251:2007), è possibile calcolare il titolo di vapore dell'aria immessa nelle condizioni di progetto. Non essendo richiesto di soddisfare anche il carico sensibile, la temperatura della portata di immissione può essere decisa arbitrariamente ed essa, assieme al titolo di vapore, determina il punto I nel diagramma di Carrier.

8.2. Implementazione in TRNSYS

A seguito di diverse simulazioni in TRNSYS, le condizioni di immissione scelte sono 18°C e 8 g_v/kg_{as} che forniscono un'umidità relativa pari al 50%. La scelta di immettere aria a 18°C piuttosto che a 26°C (aria neutra), ha lo scopo di ridurre il carico sensibile estivo da asportare dalle stanze diventando quindi un supporto per il sistema radiante e, allo stesso tempo ridurre la potenza richiesta per il post-riscaldamento. Secondo questa logica, anche una temperatura di immissione inferiore poteva essere d'aiuto, ma avrebbe influito negativamente sull'umidità specifica e sul comfort.

Riguardo la ventilazione, TRNSYS offre un'apposita funzione che consente di indicare una portata d'aria e le sue caratteristiche di umidità e temperatura di immissione in ogni stanza. Non è possibile indicare invece l'estrazione dalle stanze, pertanto le portate dovranno essere inserite in modo che i bilanci di massa siano già soddisfatti per ogni stanza. Durante le simulazioni il programma non farà altro che sostituire le portate di immissione con le caratteristiche desiderate a equivalenti quantità d'aria all'interno di ogni stanza. I valori delle portate inseriti sono quelli indicati in tabella 17, distinguendo in base alla presenza o meno di persone nell'edificio. Ciò è implementato utilizzando come input la stessa schedule utilizzata per i carichi interni riguardo l'occupazione delle stanze. È inoltre possibile indicare i *coupling air flow*, ossia flussi d'aria provenienti da una stanza verso una adiacente che non utilizzano i condotti di ventilazione.

Le condizioni di temperatura e umidità sono inserite distinguendo tra stagione estiva e invernale. D'inverno non vi è alcun controllo dell'umidità, il flusso entra nelle stanze con lo stesso titolo di vapore dell'aria esterna e la temperatura è data dallo scambio termico che avviene al recuperatore, pertanto neanche questa è controllata. D'estate, invece, quando il deumidificatore è acceso entrambe le condizioni sono imposte dalla macchina, e quindi controllate come detto in precedenza. L'accensione e lo spegnimento della batteria di deumidificazione sono regolati da segnali on/off prodotti da sensori di controllo differenziale posti nelle due camere e in soggiorno. Tali locali sono stati scelti in quanto è in essi che avviene l'immissione dell'aria, nonché quelli più affollati. I sensori utilizzati hanno un setpoint impostato su 55% di umidità relativa con banda di regolazione di $\pm 5\%$, e la macchina è controllata in modo che se anche uno solo dei segnali è *on*, allora è accesa. Un'ulteriore regolazione è quella relativa al *free cooling*, implementata in modo che il flusso d'aria proveniente dall'esterno effettui il by-pass del recuperatore ove la temperatura dell'aria esterna sia compresa tra 18°C e 24°C. Tale funzione è stata presa in attenta considerazione in quanto, sebbene dal punto di vista energetico fornisca un buon vantaggio al

sistema radiante, l'aria esterna nel suddetto range di temperatura nel periodo estivo ha buone probabilità di avere anche un elevato livello di umidità.

8.3. Valutazione preliminare della circuitazione dei flussi d'aria

Nel presente paragrafo sono state valutate alcune possibili soluzioni per al fine di gestire i problemi conseguenti l'installazione dei sistemi di acquisizione dei dati nella data room. Tale stanza contiene le strumentazioni elettroniche necessarie alla raccolta ed elaborazione dei dati di tutti i materiali testati nell'abitazione. Come già visto nella sezione dei carichi interni, tali apparecchiature si traducono in un apporto di calore molto elevato in una stanza di dimensioni ridotte, senza finestre e ben isolata verso l'esterno. Dalle simulazioni effettuate risultava che, senza alcun tipo di controllo della temperatura, in tale stanza si raggiungevano temperature pari a 35°C in inverno e oltre i 50°C in estate. Inoltre, le alte temperature influivano su tutti i locali adiacenti, primo fra tutti il vano tecnico in cui sono presenti altri carichi interni consistenti, assieme a bagno e corridoio, aumentando notevolmente i consumi estivi e rendendo a volte insufficiente la potenza di raffrescamento del sistema radiante per mantenere i 26°C desiderati. Allo stesso tempo la presenza di un carico termico elevato portava notevoli vantaggi durante l'inverno. Oltre all'influenza sulle stanze adiacenti, vi è il problema che tali apparecchiature elettroniche necessitano di temperature relativamente basse, tra i 15°C e i 20°C, per un funzionamento ottimale.

Per tali ragioni sono state effettuate simulazioni con differenti possibilità di circuitazione dei flussi d'aria. La prima ipotesi prevede l'utilizzo un apposito split con macchina frigorifera per mantenere la temperatura desiderata, ma tale soluzione potrebbe creare problemi in inverno per questioni di controllo della macchina: in genere i chiller mostrano segnali di errore se devono raffreddare un ambiente quando la temperatura esterna è inferiore rispetto a quella della stanza. Si è quindi deciso di utilizzare un più semplice ventilatore a doppio flusso localizzato, che immette aria direttamente dall'esterno e ne espelle una quantità identica, con netto vantaggio economico. Tale meccanismo è implementato in TRNSYS mediante una semplice infiltrazione, il cui valore impostato è di 6 vol/h in inverno e 9 vol/h in estate, pertanto la macchina dovrà consentire l'utilizzo di due velocità diverse. I valori delle infiltrazioni sono stati scelti in

modo da ottenere una temperatura compresa tra i 15°C e i 18°C in inverno, limitandola invece sotto i 30°C nelle giornate estive più calde.

Partendo da questi presupposti sono state analizzate 5 possibili soluzioni confrontando i seguenti parametri:

- Percentuale di tempo all'interno delle categorie di comfort secondo EN15121 [8], calcolate in base al PPD (percentuale prevista di insoddisfazione), tra le due stagioni, soltanto nelle camere e in soggiorno;
- Percentuale di tempo in cui l'umidità relativa si attese all'interno della banda di regolazione $50% < \phi < 60%$ durante la stagione estiva;
- Percentuale di tempo in cui l'umidità relativa si attese al di sotto di $\phi=60%$ durante tutto l'anno;
- Ammontare di ore in cui il sistema radiante è in funzione, separatamente tra estate e inverno;
- Energia richiesta per la deumidificazione.

Per ogni circuitazione è riportato uno schema semplificato e una tabella con i risultati delle simulazioni.

Caso A. Rappresenta la situazione di base, ossia il recupero di calore avviene per estrazione da cucina, bagno e data room, quest'ultima con *coupling air flow* proveniente dal vano tecnico, durante tutto l'anno.

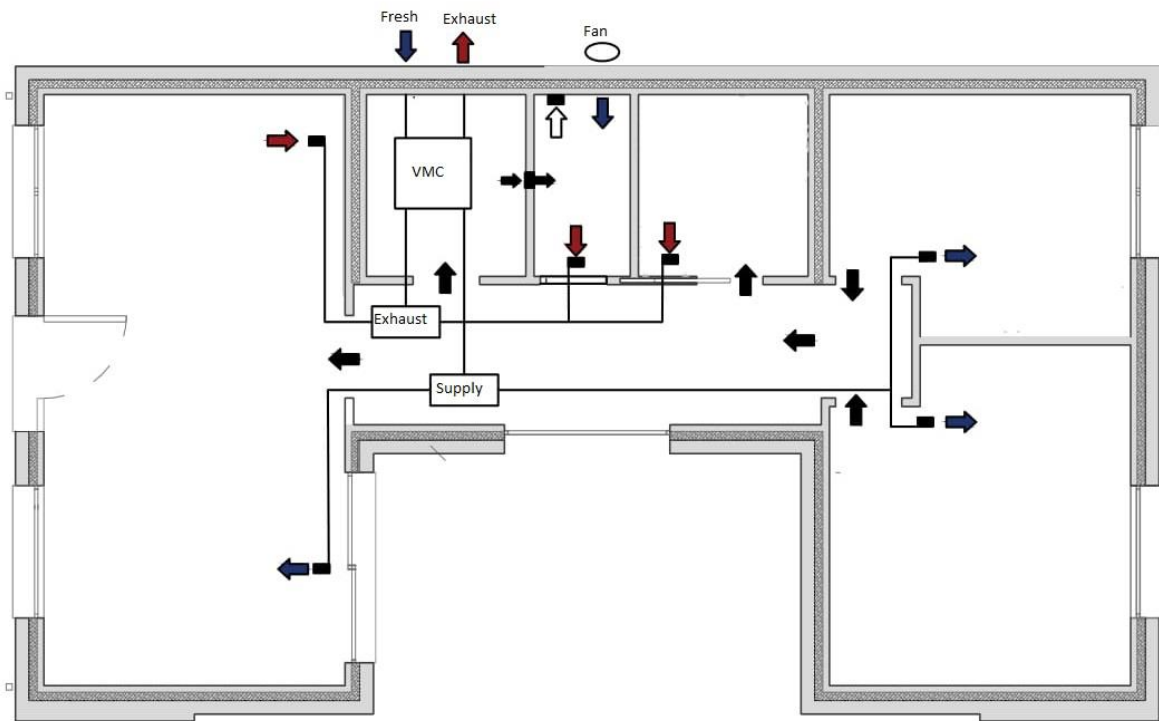


Figura 19. Circuitazione dei flussi d'aria. Caso A.

Tabella 18. Risultati caso A.

A		Camera Doppia	Camera Singola	Bagno	Corridoio	Soggiorno
Permanenza all'interno delle categorie secondo EN15121 – Inverno [%]	I	18.7	17.8	-	-	19.8
	II	63.2	59.9	-	-	66.5
	III	95.8	94.2	-	-	94.0
Permanenza all'interno delle categorie secondo EN15121 – estate [%]	I	31.3	34.8	-	-	16.6
	II	76.3	77.1	-	-	72.1
	III	92.3	92.0	-	-	96.1
Funzionamento sistema radiante [h]	inverno	729	822	2267	548	624
	estate	194	247	0	800	1210
Permanenza estiva all'interno dell'intervallo $50\% < \phi < 60\%$ [%]		62.8	60.5	15.1	55.6	73.2
Permanenza annuale al di sotto di $\phi = 60\%$ [%]		99.3	99.3	100.0	99.1	98.6
Energia richiesta per la deumidificazione [kWh]		1696				

Caso B. La seguente soluzione non si discosta dal caso A per quanto riguarda il periodo invernale: l'estrazione avviene ancora da cucina, bagno e data room, sempre servita dal vano tecnico. D'estate invece, il recupero avviene soltanto da cucina e bagno, riducendo la temperatura del flusso d'aria estratto e in ingresso al recuperatore; si preferisce pertanto non utilizzare la portata d'aria proveniente dalla data room poiché troppo calda. Ciò comporta, però, che le portate ai due lati del recuperatore siano diverse e, essendo minore la portata di aria esausta, l'efficienza dello scambio termico sarà ridotta. Considerando che la portata esausta in estate è circa l'80% di quella invernale, si è utilizzata per il recuperatore

un'efficienza del 60% contro l'80% invernale. L'immagine seguente rappresenta soltanto il funzionamento estivo, quello invernale è identico alla precedente.

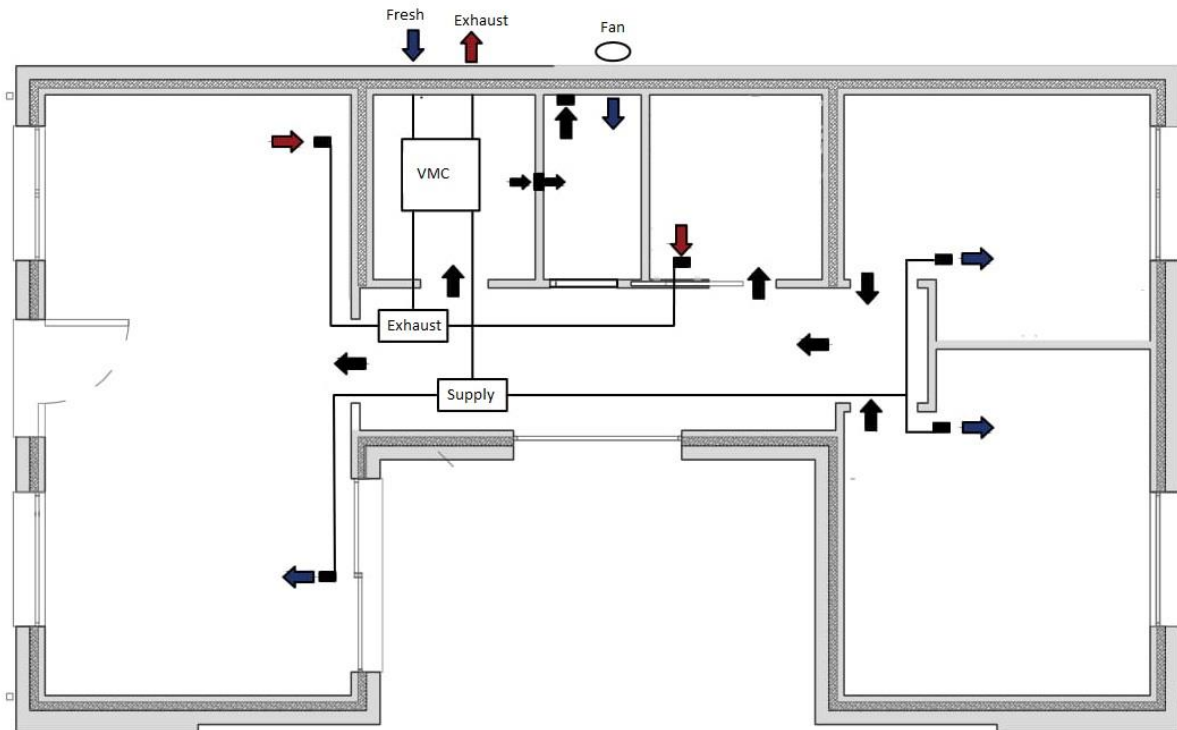


Figura 20. Circuitazione dei flussi d'aria. Caso B.

Tabella 19. Risultati caso B.

B		Camera Doppia	Camera Singola	Bagno	Corridoio	Soggiorno
Permanenza all'interno delle categorie secondo EN15121 – Inverno [%]	I	19.1	18.3	-	-	19.7
	II	62.7	59.8	-	-	66.5
	III	95.9	94.4	-	-	94.3
Permanenza all'interno delle categorie secondo EN15121 – estate [%]	I	29.4	32.1	-	-	16.8
	II	65.8	65.8	-	-	70.8
	III	81.8	81.0	-	-	95.2
Funzionamento sistema radiante [h]	inverno	701	790	2254	544	611
	estate	144	194	0	729	1129
Permanenza estiva all'interno dell'intervallo $50\% < \phi < 60\%$ [%]		69.9	67.2	10.2	57.5	69.1
Permanenza annuale al di sotto di $\phi = 60\%$ [%]		99.1	99.2	100.0	99.1	98.6
Energia richiesta per la deumidificazione [kWh]		1751				

Caso C. La seguente soluzione mantiene lo stesso funzionamento della precedente in regime estivo, recuperando soltanto da cucina e bagno a costo di diminuire l'efficienza dello scambiatore. D'inverno invece, si prevede di recuperare calore da cucina, bagno e vano tecnico, anziché dalla data room. Pertanto, i due locali tecnici sono tra loro isolati, in termini di flussi d'aria, in inverno: tale scelta è dettata dalla necessità di mantenere a temperature intorno ai 15-18°C la data room, mentre il vano tecnico si porta a temperature relativamente elevate (intorno ai 26-29°C). Il calore generato nel vano tecnico diventa quindi un apporto utile all'edificio, andando ad aumentare la temperatura del flusso esausto e quindi anche la temperatura del flusso d'aria in ingresso. Si nota infatti che il fabbisogno di energia richiesto al sistema radiante, espresso in termini di ore di funzionamento, è inferiore rispetto ai casi precedenti.

Nella seguente immagine è raffigurato il solo funzionamento invernale, poiché quello estivo è identico al precedente caso B.

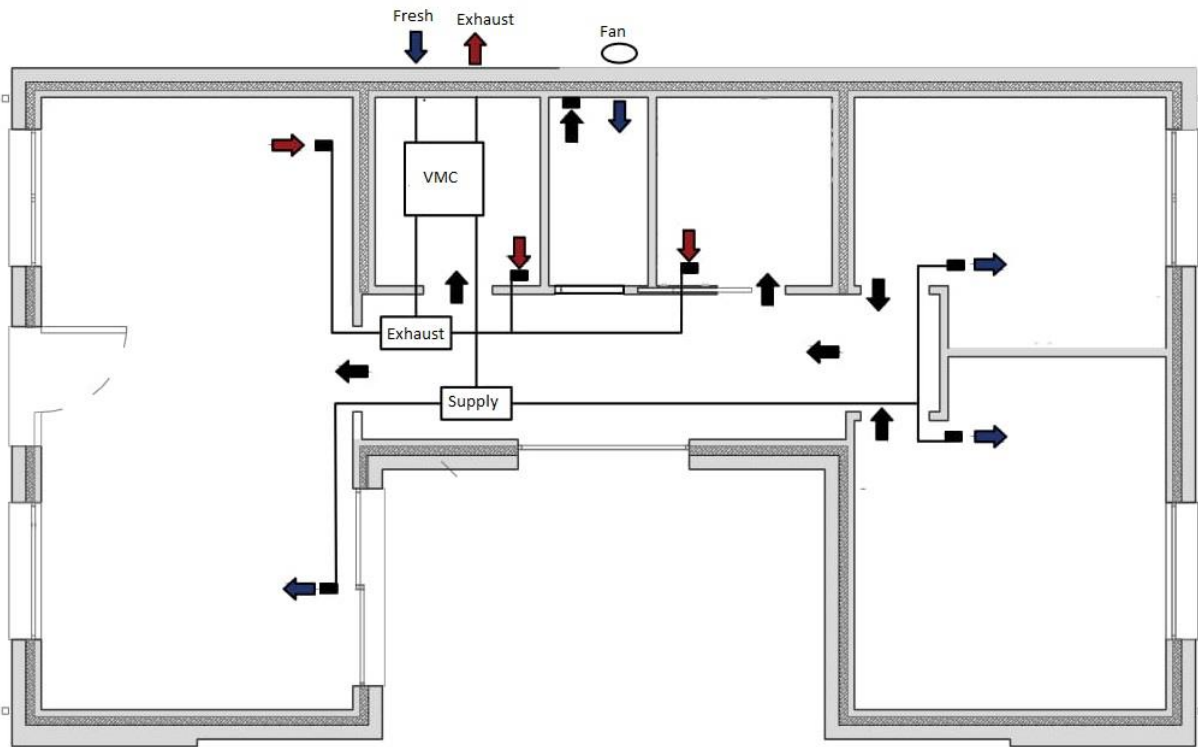


Figura 21. Circuitazione dei flussi d'aria. Caso C.

Tabella 20. Risultati caso C.

C		Camera Doppia	Camera Singola	Bagno	Corridoio	Soggiorno
Permanenza all'interno delle categorie secondo EN15121 – Inverno [%]	I	18.5	18.1	-	-	18.9
	II	60.0	56.7	-	-	65.1
	III	96.0	94.1	-	-	94.2
Permanenza all'interno delle categorie secondo EN15121 – estate [%]	I	29.7	32.6	-	-	16.6
	II	65.4	65.6	-	-	70.1
	III	81.4	81.0	-	-	94.3
Funzionamento sistema radiante [h]	inverno	585	660	2252	563	548
	estate	138	183	0	706	1064
Permanenza estiva all'interno dell'intervallo $50\% < \phi < 60\%$ [%]		70.2	64.4	20.2	55.8	68.7
Permanenza annuale al di sotto di $\phi = 60\%$ [%]		99.1	99.3	100.0	99.0	98.4
Energia richiesta per la deumidificazione [kWh]		1688				

Caso D. La seguente ipotesi non differisce dalla precedente per la circuitazione, ma soltanto per l'aggiunta di un dispositivo di controllo differenziale anche nel corridoio. Tale decisione è frutto dell'idea che l'aria immessa nel soggiorno è in parte proveniente dai condotti di ventilazione di immissione, e in parte proveniente dal corridoio. Quest'ultimo, a sua volta, riceve aria dal reparto notte, ma tale aria non è di rinnovo bensì esausta e in presenza di persone nelle stanze può portare con sé un carico di umidità non previsto per l'immissione in soggiorno.

Non variando la circuitazione, non vi sono immagini da riportare.

Tabella 21. Risultati caso D.

D		Camera Doppia	Camera Singola	Bagno	Corridoio	Soggiorno
Permanenza all'interno delle categorie secondo EN15121 – Inverno [%]	I	18.6	18.2	-	-	18.9
	II	59.8	56.9	-	-	65.2
	III	96.0	94.1	-	-	94.2
Permanenza all'interno delle categorie secondo EN15121 – estate [%]	I	29.7	32.6	-	-	16.4
	II	65.4	65.6	-	-	70.0
	III	81.4	81.0	-	-	94.4
Funzionamento sistema radiante [h]	inverno	584	662	2250	641	548
	estate	138	184	0	778	1065
Permanenza estiva all'interno dell'intervallo $50\% < \phi < 60\%$ [%]		70.2	64.2	20.2	55.8	68.9
Permanenza annuale al di sotto di $\phi = 60\%$ [%]		99.1	99.2	100.0	99.1	98.3
Energia richiesta per la deumidificazione [kWh]		1685				

Caso E. La seguente soluzione riprende per la stagione estiva lo stesso modello del caso B, mentre per il regime invernale riprende il caso C. In inverno si prevede infatti di recuperare ancora da cucina, bagno e vano tecnico. Quest'ultimo non ha scambi di flussi d'aria con la data room, nella quale la portata estratta dall'apposito ventilatore, anziché essere espulsa, viene miscelata con l'aria di rinnovo prima dell'ingresso al recuperatore. Ciò consente di sfruttare sia il calore del vano tecnico che quello della data room. In essa non sono mai presenti persone o carichi latenti, ma potrebbe esserci polvere, per cui non dovrebbe comportare problemi il miscelamento con l'aria pulita, sempre considerando che all'ingresso del recuperatore siano presenti i filtri.

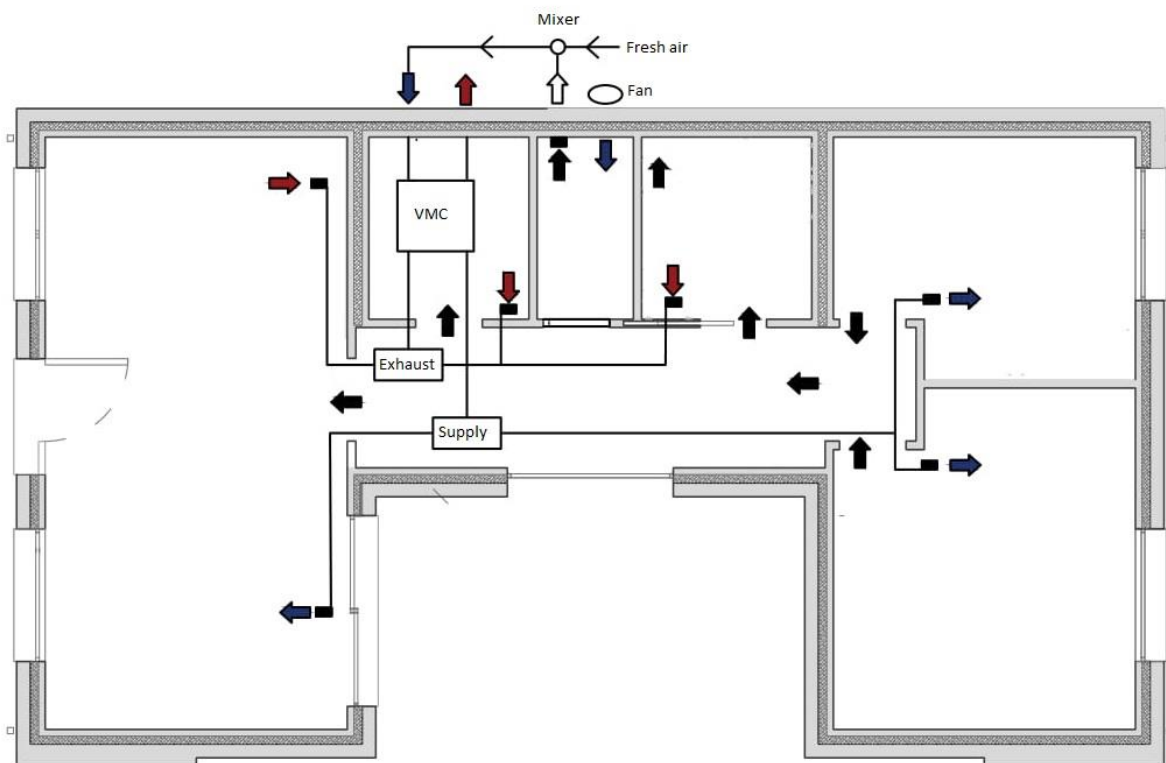


Figura 22. Circuitazione dei flussi d'aria. Caso D.

Tabella 22. Risultati caso E.

E		Room1	Room2	Bagno	Corridoio	Soggiorno
Permanenza all'interno delle categorie secondo EN15121 – Inverno [%]	I	19.4	19.3	-	-	17.9
	II	57.4	54.7	-	-	62.8
	III	96.0	94.5	-	-	92.9
Permanenza all'interno delle categorie secondo EN15121 – estate [%]	I	29.7	32.6	-	-	16.5
	II	65.5	65.7	-	-	70.1
	III	81.8	81.3	-	-	94.3
Funzionamento sistema radiante [h]	inverno	491	549	2198	664	503
	estate	139	183	0	782	1066
Permanenza estiva all'interno dell'intervallo $50% < \phi < 60%$ [%]		70.0	64.4	20.2	55.8	69.1
Permanenza annuale al di sotto di $\phi=60%$ [%]		99.2	99.3	100.0	99.2	98.6
Energia richiesta per la deumidificazione [kWh]		1690				

Di seguito sono riportati gli istogrammi che riassumono graficamente quanto riportato nelle tabelle precedenti per un confronto tra le diverse circuitazioni in funzione di ogni singolo parametro valutato.

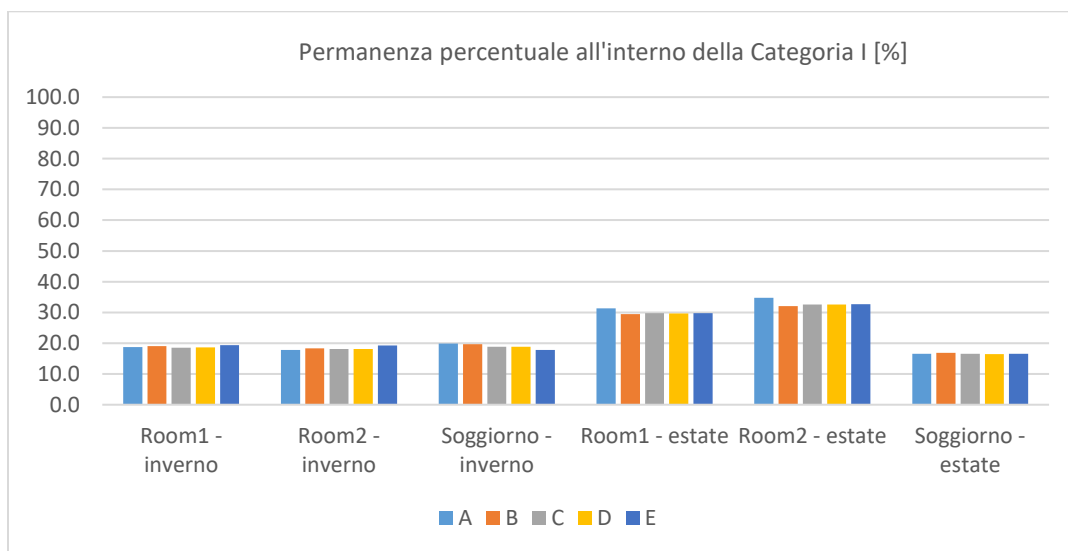


Figura 23. Istogramma di confronto delle permanenze all'interno della categoria I.

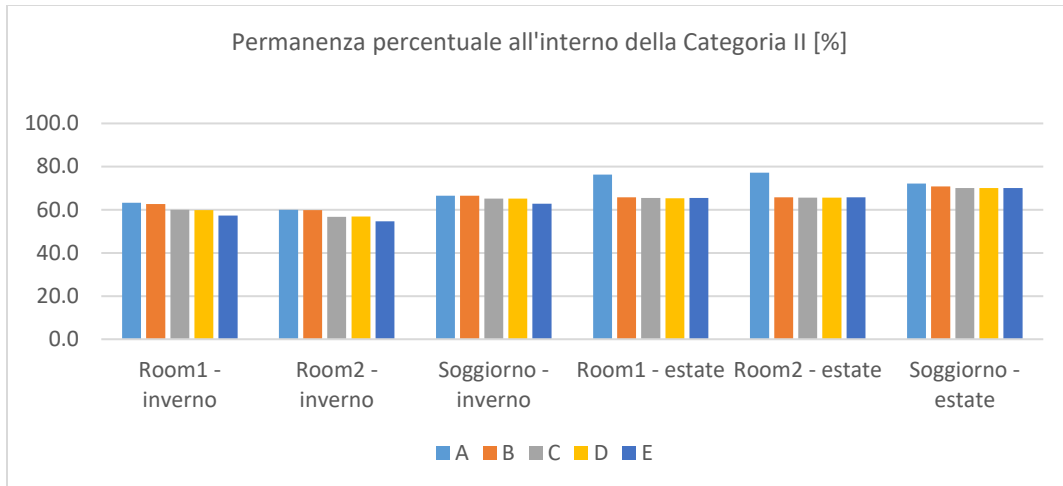


Figura 24. Istogramma di confronto delle permanenze all'interno della categoria II.

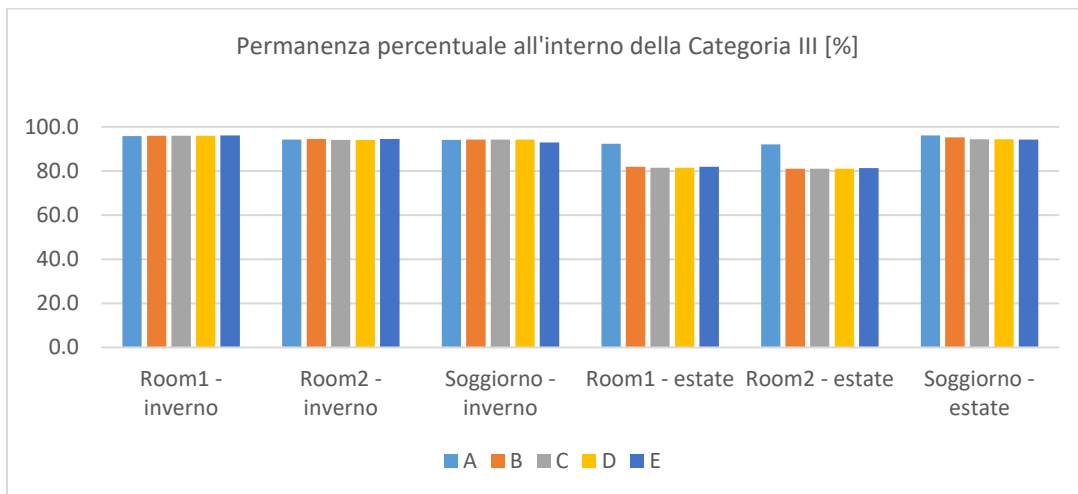


Figura 25. Istogramma di confronto delle permanenze all'interno della categoria III.

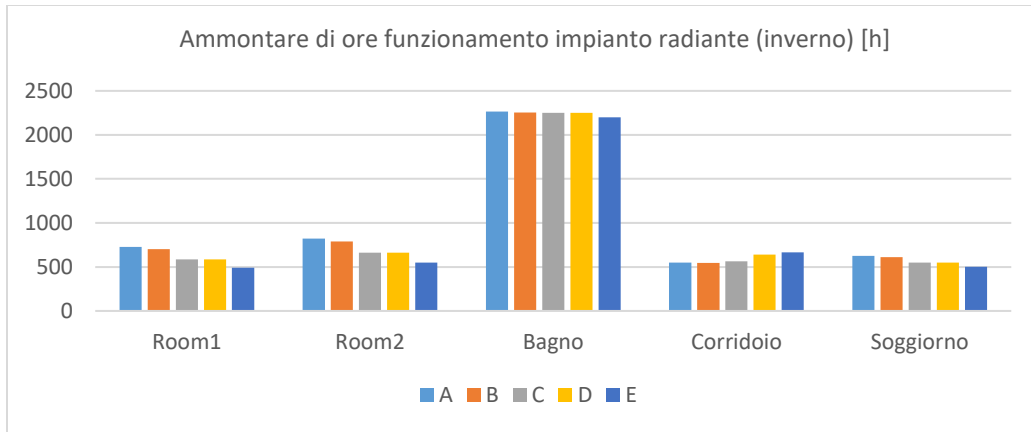


Figura 26. Istogramma di confronto delle ore di funzionamento dell'impianto radiante nelle soluzioni analizzate in riscaldamento.

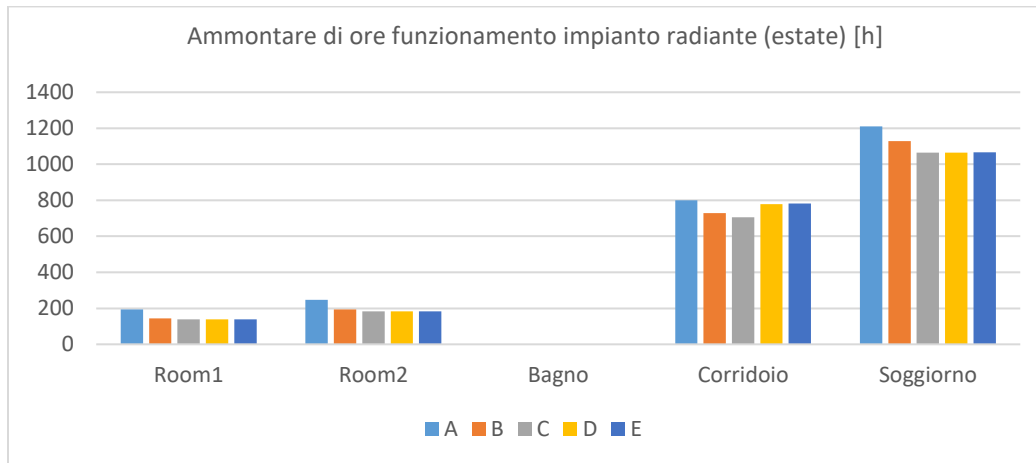


Figura 27. Istogramma di confronto delle ore di funzionamento dell'impianto radiante nelle soluzioni analizzate in raffrescamento.

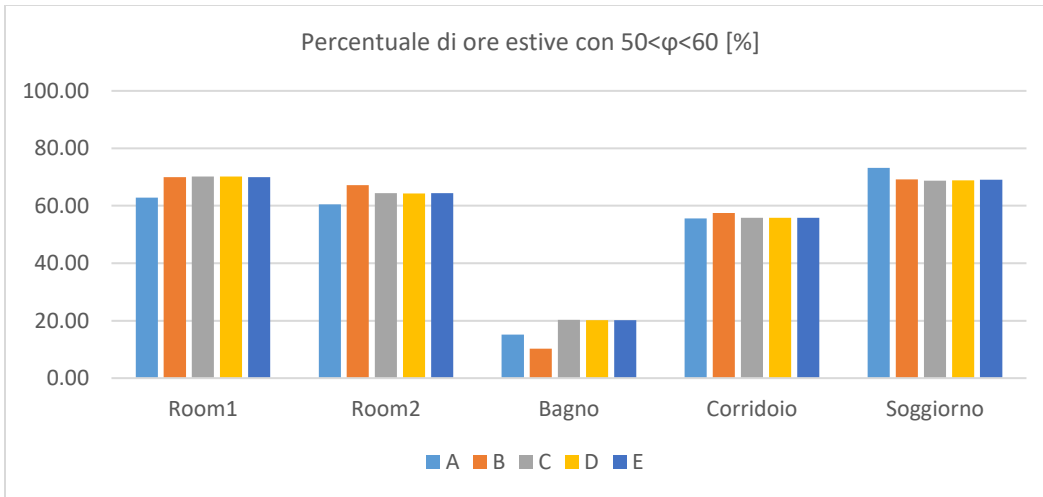


Figura 28. Istogramma di confronto del tempo trascorso con umidità compresa tra 50% e 60% in estate.

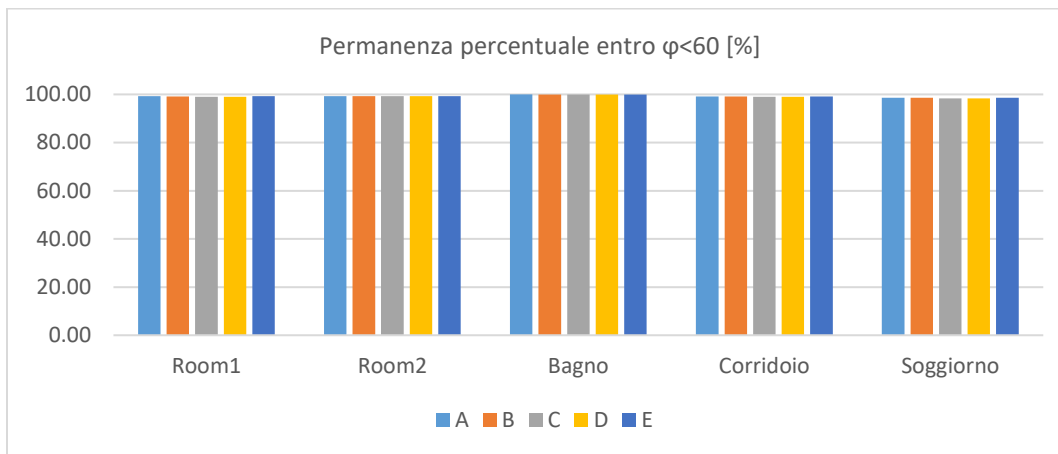


Figura 29. Istogramma di confronto del tempo trascorso con umidità al di sotto del 60%.

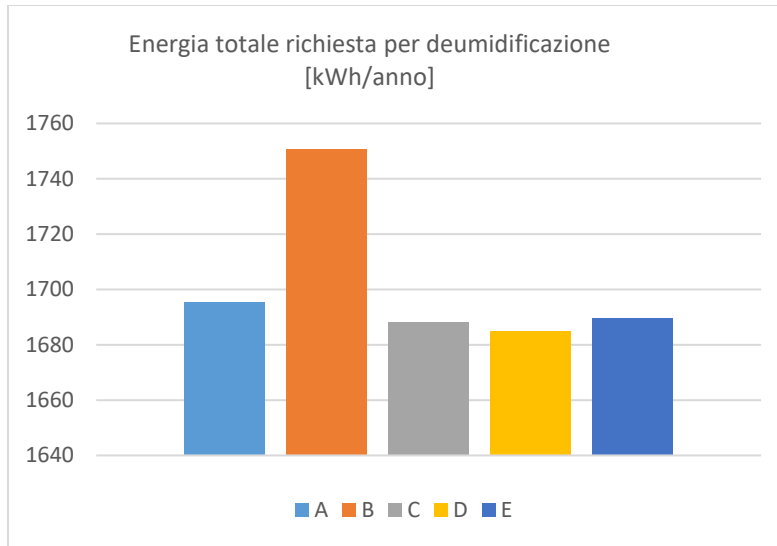


Figura 30. Istogramma di confronto rispetto all'energia richiesta per la deumidificazione.

Dalle figure 23, 24 e 25 appare come la soluzione A presenti il maggiore livello di comfort, ma con un ammontare di ore di funzionamento dell'impianto radiante superiore a tutti gli altri. I livelli di comfort delle altre soluzioni, seppur inferiori, si discostano lievemente e consentono di raggiungere un minor utilizzo del sistema radiante. Pertanto, è stato deciso di implementare la soluzione E, essendo questa la circuitazione che porta al minor utilizzo del radiante con buon compresso riguardo al comfort degli ambienti interni.

L'analisi preliminare mostra gli effetti positivi dello sfruttamento del calore di scarto generato dalla data room in inverno. Nonostante ciò, l'esigenza di fornire dati sulle prestazioni delle macchine e dei prodotti costruttivi testati nell'edificio pilota ha obbligato a isolare quanto più possibile tale locale anche nella stagione invernale. È stato quindi deciso di non miscelare l'aria espulsa dalla data room con quella di rinnovo. La scelta definitiva prevede invece di non espellere la portata d'aria esausta direttamente all'esterno, ma di immetterla tutta nella data room a valle del recuperatore. Quest'ultima sarà quindi provvista di un ventilatore in grado di espellere verso l'esterno l'aria esausta proveniente dall'abitazione. Tale soluzione sarà discussa con maggiore dettaglio nei prossimi capitoli.

9. Progettazione definitiva degli impianti termotecnici

9.1. Valutazione del comfort termico

In questo capitolo sono riportate le analisi più dettagliate che hanno portato alla scelta del layout impiantistico finale basate sul comfort termico, con l'obiettivo di calcolare un fabbisogno termico quanto più realistico possibile.

Innanzitutto, sono state effettuate diverse simulazioni variando i parametri la cui scelta solitamente compete all'utilizzatore finale, come ad esempio le temperature di set point delle stanze e le fasce orarie di accensione e spegnimento. Particolare attenzione è stata prestata alle simulazioni relative al comfort termico degli utenti, con analisi più dettagliate rispetto a quelle preliminari del capitolo precedente. Sono quindi state effettuate le seguenti ipotesi:

- Il metabolismo varia durante la giornata in funzione dell'attività svolta dall'utente, perciò si è considerato un valore di 1,2 met durante il giorno (attività sedentaria) e di 0,8 met per la notte (posizione distesa per dormire). Tali valori sono stati presi dalla normativa di riferimento [8].
- Velocità dell'aria pari a 0.1 m/s a contatto con la pelle.
- Resistenza termica dell'abbigliamento variabile rispetto alle stagioni:
 - 1 clo da novembre a marzo, per simulare un abbigliamento pesante invernale;
 - 0.7 clo durante i mesi di aprile e ottobre;
 - 0.5 clo durante i mesi di maggio, giugno e settembre, a identificare un abbigliamento leggero;
 - 0.3 clo durante luglio e agosto, per simulare un abbigliamento molto leggero utilizzato nei mesi più caldi dell'anno.

Inoltre, è stato considerato un incremento della resistenza termica pari a 0.2 clo di notte al fine di simulare l'utilizzo di coperte.

- Lavoro esterno nullo.

La valutazione del comfort termico è stata svolta in termini di PMV calcolando il tempo di permanenza all'interno di una certa categoria distinguendo se la percezione dell'utente tende al caldo o al freddo, come rappresentato nella seguente tabella.

Tabella 23. Riferimenti delle categorie di comfort in termini di PMV secondo l'analisi svolta.

Categorie	
4+	$PMV > 0.7$
3+	$0.7 < PMV < 0.5$
2+	$0.5 < PMV < 0.2$
1+	$0 < PMV < 0.2$
1-	$-0.2 < PMV < 0$
2-	$-0.5 < PMV < -0.2$
3-	$-0.7 < PMV < -0.5$
4-	$PMV < -0.7$

Tale distinzione all'interno delle singole categorie ha permesso di orientarsi più facilmente verso la scelta delle temperature di set point.

La combinazione di parametri che ha fornito i risultati migliori prevede di impostare una temperatura di set point pari a $21 \pm 0.5^\circ\text{C}$ in inverno e di $26 \pm 0.5^\circ\text{C}$ in estate. Per quanto riguarda le fasce orarie, si è notato come, in inverno, conviene permettere il funzionamento del sistema radiante soltanto nelle ore diurne in soggiorno (con una seconda fascia di accensione se la temperatura scende sotto i 19°C nelle notti d'inverno) e durante la notte nelle camere da letto. D'estate invece conviene utilizzare il sistema radiante solamente di giorno in tutte le stanze. Per soddisfare tali esigenze la temperatura di mandata del sistema radiante in inverno è stata aumentata a 34°C , mentre è stata mantenuta a 18°C in estate. Un'ulteriore modifica è stata apportata alle condizioni di ingresso dell'aria nei locali dell'edificio a seguito della deumidificazione estiva, che sarà immessa a 18°C e $8 \text{ g}_v/\text{kg}_{\text{as}}$ per esigenze della macchina. Considerando le suddette ipotesi implementate in TRNSYS, si ottengono i seguenti risultati relativamente al comfort termico.

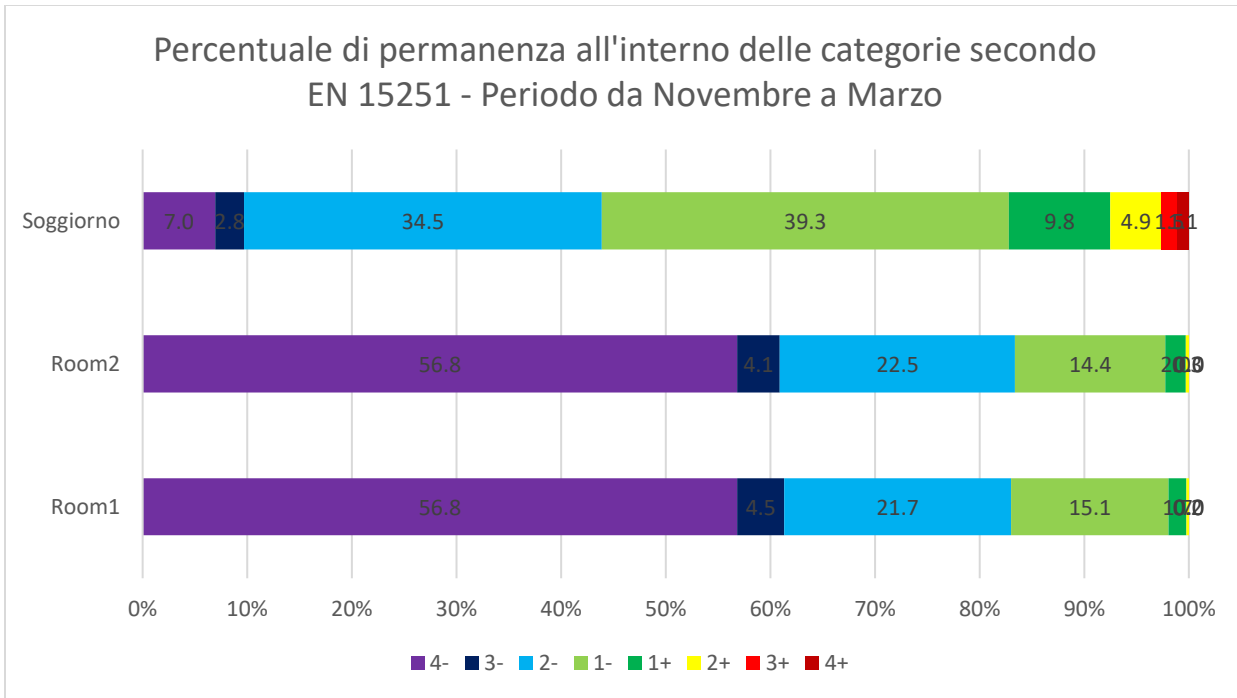


Figura 31. Analisi del comfort termico nel periodo Novembre-Marzo.

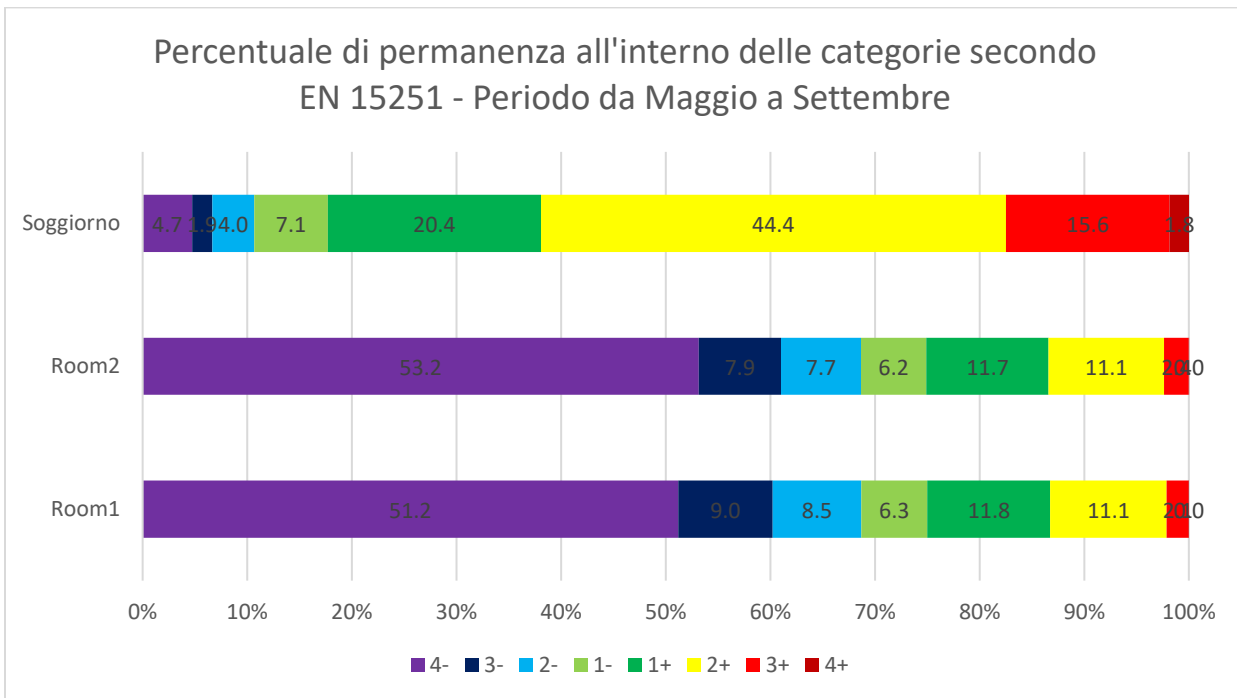


Figura 32. Analisi del comfort termico nel periodo Maggio-Settembre.

I risultati ottenuti mostrano un buon livello di comfort nel soggiorno e una situazione critica nelle camere sia in estate che d'inverno. Si ricorda che le valutazioni proposte sono state effettuate considerando soltanto gli intervalli temporali in cui le stanze sono occupate da almeno una persona. In questo senso e secondo le ipotesi fatte, le camere sono occupate principalmente di notte mentre il soggiorno durante il giorno. Si nota infatti come di notte, anche nel periodo estivo, la sensazione termica provata dalle persone nelle camere sia di grande freddo. Ciò è dovuto all'abbassamento notturno del metabolismo, che comporta un minor dispendio energetico da parte del corpo umano. Tale problema è comunemente risolto modificando adeguatamente il proprio abbigliamento, ad esempio utilizzando coperte di diversa resistenza termica in base al periodo (inoltre il modello matematico non considera la resistenza termica dei materassi). Il modello implementato in TRNSYS non riesce a tenere conto in modo preciso del comportamento variabile degli utenti, pertanto si ritengono accettabili i risultati precedentemente mostrati che saranno alla base del dimensionamento di tutti gli impianti.

9.1.1. *Valutazione del discomfort locale*

Come descritto in UNI EN ISO 7730 [20], i valori di PMV e PPD esprimono la sensazione di caldo o freddo provata dal corpo umano nel suo complesso, senza tenere in considerazione l'eventuale disagio causato dal riscaldamento o raffreddamento di una specifica parte del corpo. Tale fenomeno è detto discomfort locale e può avere diverse cause. La più nota è la corrente d'aria, ma altre cause possono essere un'elevata differenza verticale di temperatura dell'aria tra il livello della testa e quello delle caviglie, pavimenti troppo caldi o troppo freddi o un'asimmetria della temperatura radiante troppo elevata. Come già visto al paragrafo precedente, le persone più sensibili al discomfort termico sono quelle che svolgono attività leggere o sedentarie. Il fenomeno viene valutato in termini di PD (percentuale di insoddisfatti) con equazioni specifiche per ogni tipologia.

In questo paragrafo verranno in particolare analizzati i discomfort localizzati dovuti all'asimmetria radiante e alla differenza verticale di temperatura dell'aria. Tali parametri sono stati valutati per ogni stanza climatizzata in soli due momenti durante l'anno, ossia nel verificarsi dei carichi di picco in riscaldamento e raffrescamento sensibile. La scelta è ricaduta in tali momenti dell'anno per analizzare l'influenza del sistema radiante sulla sensazione di comfort dell'edificio.

Innanzitutto, è stata svolta un'analisi della differenza di temperatura verticale, quantificata secondo la relazione seguente:

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(5,76 - 0,856 * \Delta t_{a,v})}$$

Equazione 22

Dove $\Delta t_{a,v}$ è la differenza di temperatura dell'aria tra il livello della testa e quello delle caviglie. Non potendo disporre dell'andamento verticale della temperatura delle stanze, è stato scelto di considerare la temperatura dell'aria pari a quella del pavimento al livello delle caviglie e pari alla temperatura dell'aria stessa, considerata al centro della stanza quella al livello della testa. I risultati ottenuti sono riassunti in tabella 24.

Tabella 24. Risultati dell'analisi della differenza verticale della temperatura dell'aria in termini di PD.

	PD [%]	
	Soffitto caldo	Soffitto freddo
Camera doppia	0.47	1.38
Camera singola	0.41	0.48
Bagno	0.32	-
Corridoio	0.40	0.55
Soggiorno	0.35	1.10

Il fenomeno dell'asimmetria della temperatura radiante è invece più complesso da analizzare. Essa dipende infatti dalla temperatura media radiante di ogni parete presente nella stanza, dalla posizione della persona oggetto delle valutazioni rispetto alle pareti ed alle dimensioni di quest'ultime. In generale la temperatura media radiante per una parete è calcolata come:

$$\bar{t}_r = (t_b + 273) * (1 + 2,146 * 10^{-3} * E_{eff})^{0,25} - 273$$

Equazione 23

Dove t_b è la temperatura di riferimento del corpo umano, solitamente considerata pari a 32°C, mentre E_{eff} è il flusso efficace di calore radiante medio. Quest'ultimo dipende, oltre che dalle caratteristiche di

scambio radiativo⁴ delle due superfici considerate, dalla posizione reciproca delle stesse valutata per mezzo dei fattori di vista. I fattori di vista quantificano quindi le porzioni di superficie esposte ad una determinata superficie radiante⁵ e i loro andamenti sono mostrati in [28] in funzione dei rapporti di lunghezza dei lati della stanza. A tal fine sono state raccolte le temperature di tutte le superfici di ogni stanza da TRNSYS nei momenti di picco annuale di riscaldamento e raffrescamento sensibile e utilizzate come input di un apposito foglio Excel con implementato il calcolo dei fattori vista tra le pareti delle stanze e una persona posta al centro di essa. Le analisi sono state svolte separatamente considerando il caso in cui la persona al centro della stanza sia seduta o in piedi. Per le pareti in cui sono alloggiate delle finestre è stata fatta una media delle temperature superficiali raccolte ponderata rispetto alla porzione area occupata dal serramento.

Per calcolare la percentuale di insoddisfatti PD la UNI 7730 propone le equazioni 24 e 25 rispettivamente in caso di soffitto caldo e di soffitto freddo.

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(2,84 - 0,174 * \Delta t_{pr})} - 5,5$$

Equazione 24

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(9,93 - 0,50 * \Delta t_{pr})}$$

Equazione 25

I risultati sono mostrati nelle tabelle 25 e 26 in corrispondenza alle potenze di picco rispettivamente in riscaldamento e in raffrescamento.

⁴ L'emissività del corpo umano è considerata pari a 0.95 da normativa EN 7726 [28].

⁵ Per superfici radianti non si intendono soltanto le superfici con sistemi di riscaldamento o raffrescamento radiante integrati, ma tutte le superficie della stanza con temperatura diversa da quella del corpo umano e quindi in grado di scambiare calore per radiazione.

Tabella 25. Risultati delle analisi dell'asimmetria radiante in occasione della potenza di picco in riscaldamento.

	Persona seduta		Persona in piedi	
	Δt_r [°C]	PD [%]	Δt_r [°C]	PD [%]
Camera doppia	2.14	2.32	2.41	2.66
Camera singola	1.66	1.73	1.90	2.02
Bagno	-0.49	0.48	0.14	0.15
Corridoio	2.13	2.30	2.51	2.79
Soggiorno	3.20	3.75	3.61	4.37

Tabella 26. Risultati delle analisi dell'asimmetria radiante in occasione della potenza di picco in raffrescamento sensibile.

	Persona seduta		Persona in piedi	
	Δt_r [°C]	PD [%]	Δt_r [°C]	PD [%]
Camera doppia	-1.10	0.013	-1.25	0.014
Camera singola	-0.63	0.010	-0.74	0.011
Corridoio	-1.41	0.015	-1.60	0.016
Soggiorno	-2.71	0.028	-2.72	0.028

Infine, è stata valutata la categoria di comfort termico nelle suddette condizioni più gravose dell'anno secondo il prospetto A.1 della UNI EN ISO 7730 (figura 33).

prospetto A.1 **Categorie di ambienti termici**

Categoria	Stato termico del corpo nel suo complesso		Disagio locale			
	PPD %	PMV	DR %	PD % causato da		
				differenza verticale di temperatura dell'aria	pavimento caldo o freddo	asimmetria radiante
A	<6	-0,2 < PMV < +0,2	<10	<3	<10	<5
B	<10	-0,5 < PMV < +0,5	<20	<5	<10	<5
C	<15	-0,7 < PMV < +0,7	<30	<10	<15	<10

Figura 33. Prospetto A.1 UNI EN ISO 7730.

Come si può notare dalle tabelle 24 e 25 l'edificio si trova in categoria A (equivalente alla prima categoria della EN 15251) per quanto riguarda il discomfort localizzato.

9.2. Calcolo del fabbisogno termico e delle potenze di progetto

Da questo stesso modello sono state quindi effettuate le analisi energetiche dell'edificio, calcolandone la potenza di progetto e il fabbisogno di calore sensibile in regime dinamico anziché stazionario. Sono stati raccolti i dati relativi alle portate e le temperature di ritorno del sistema radiante in una simulazione di un anno con time step di 5 minuti. Tali valori sono stati raccolti sia per singola stanza sia per l'intero edificio, considerando la miscela delle singole portate di ritorno dalle stanze. Dopodiché sono state calcolate le potenze (lato acqua) richieste ogni 5 minuti come:

$$P = \dot{m} * c_p * (T_m - T_r)$$

Equazione 26

Dove \dot{m} è la portata di massa circolante, c_p è il calore specifico dell'acqua pari a 4186 J/(kg*K), T_m e T_r sono rispettivamente le temperature di mandata e di ritorno dell'acqua circolante nei pannelli radianti a soffitto. La temperatura di mandata è considerata un input del modello ed è pertanto ritenuta costante e pari a 34°C in inverno e 18°C in estate. Le potenze di progetto in riscaldamento e in raffrescamento sono state scelte quindi valutando rispettivamente la potenza maggiore e minore tra quelle così calcolate e risultano pari a 3.5 kW e 2.4 kW (si tenga in considerazione che le potenze in regime di raffrescamento risultano negative per come sono calcolate). Di seguito è stato calcolato il fabbisogno totale di calore sensibile sia in riscaldamento che in raffrescamento come:

$$E = \frac{\sum_i P_i}{12} \quad [kWh]$$

Equazione 27

Dove P_i è l'i-esima potenza richiesta. La sommatoria è poi divisa per 12 perché il campionamento è eseguito ogni 5 minuti ed il risultato è espresso in kWh. Tale calcolo porta ad ottenere un fabbisogno annuale di circa 2400 kWh in riscaldamento e 1600 kWh in raffrescamento sensibile. È stato calcolato il fabbisogno anche mensilmente, riassunto nella seguente tabella.

Tabella 27. Analisi mensile del fabbisogno di riscaldamento (segno positivo) e raffrescamento sensibile (segno negativo).

Mese	Fabbisogno Mensile [kWh]
gen	618
feb	551
mar	277
apr	0
mag	-166
giu	-334
lug	-555
ago	-418
set	-181
ott	0
nov	296
dic	645

Di seguito sono stati calcolati potenza di progetto e fabbisogno energetico in deumidificazione. Tale calcolo è stato eseguito esternamente a TRNSYS. Sono state calcolate le potenze richieste come:

$$P_{lat} = \dot{m} * r * (x_{ext} - x_{imm})$$

Equazione 28

Dove \dot{m} è la portata di aria trattata dalla macchina di ventilazione, r è il calore latente di vaporizzazione dell'acqua pari a 2260 kJ/kg, x_{ext} e x_{imm} sono rispettivamente i titoli di vapore dell'aria esterna e dell'aria immessa nell'edificio. Quest'ultimo è fissato e pari a 8 g_v/kg_{as}. L'analisi è stata svolta ancora considerando un time step di 5 minuti e la potenza di progetto è stata scelta come la maggiore tra quelle richieste, risultante pari a 2.1 kW. Per calcolare il fabbisogno annuale è stata utilizzata nuovamente l'equazione 22, con la quale si ottengono circa 1490 kWh. Sono stati calcolati anche i fabbisogni mensili di calore latente considerando i soli mesi estivi che sono presentati nella seguente tabella.

Tabella 28. Analisi del fabbisogno mensile di deumidificazione.

Fabbisogno Mensile di Deumidificazione kWh	
mag	162
giu	298
lug	502
ago	368
set	159

Poi è stato calcolato il fabbisogno annuale per la produzione di acqua calda sanitaria (ACS) secondo normativa UNI 11300-2 [24] come:

$$E_{ACS} = \rho_w * c_w * \sum_i V_{w,i} * (\vartheta_{er,i} - \vartheta_0) * D$$

Equazione 29

Dove ρ_w e c_w sono la densità dell'acqua considerata pari a 1000 kg/m^3 e il calore specifico pari a $1.162 * 10^3 \text{ kWh/(kg*K)}$, $V_{w,i}$ è il volume di acqua giornaliero richiesto per la i -esima attività o servizio espresso in l/giorno, $\vartheta_{er,i}$ e ϑ_0 sono rispettivamente la temperatura di erogazione dell'acqua considerata pari a 45°C e quella adduzione dall'acquedotto considerata pari a 10°C , D è il numero di giorni considerati pari a 365. Il volume giornaliero richiesto è calcolato per edifici residenziali in funzione della superficie utile dell'edificio secondo il seguente prospetto:

Tabella 29. Prospetto UNI TS 11300-2 per il calcolo del consumo di ACS giornaliero in edifici residenziali.

Superficie utile S_u [m ²]	$S_u \leq 35$	$35 < S_u \leq 50$	$50 < S_u \leq 200$	$S_u > 200$
Parametro a [litri/(m ² x giorno)]	0	2,667	1,067	0
Parametro b [litri/giorno]	50	-43,33	36,67	250

Nel caso in esame la superficie utile considerata è pari a 75 m^2 e quindi il volume di ACS richiesto giornalmente è di 117 l/giorno. Secondo tali ipotesi, il fabbisogno calcolato è pari a circa 1750 kWh/anno,

che corrispondono ad un indice di consumo per unità di superficie pari a circa 23 kWh/(m²*anno). Per le valutazioni di fabbisogno mensile, il fabbisogno annuale è stato ripartito egualmente tra tutti i mesi dell'anno risultando quindi pari a circa 150 kWh/mese. Per quanto riguarda la potenza di picco di ACS si è fatto riferimento a quanto calcolato in [6] in cui risulta pari a circa a 2 kW.

Valutando complessivamente il fabbisogno di edificio rispetto ad ogni servizio richiesto, ossia riscaldamento, raffrescamento, deumidificazione e acqua calda sanitaria i risultati sono riassunti mensilmente nell'istogramma in figura 34 e nella tabella 30.

Tabella 30. Analisi globale del fabbisogno di energia termica dell'edificio.

	Calore Sensibile [kWh]	Deumidificazione [kWh]	ACS [kWh]	TOT [kWh]
gen	618	-	150	768
feb	551	-	150	701
mar	277	-	150	427
apr	-	-	150	150
mag	-166	-254	150	-270
giu	-334	-397	150	-581
lug	-555	-470	150	-876
ago	-418	-526	150	-794
set	-181	-347	150	-378
ott	-	-	150	150
nov	296	-	150	446
dic	645	-	150	795

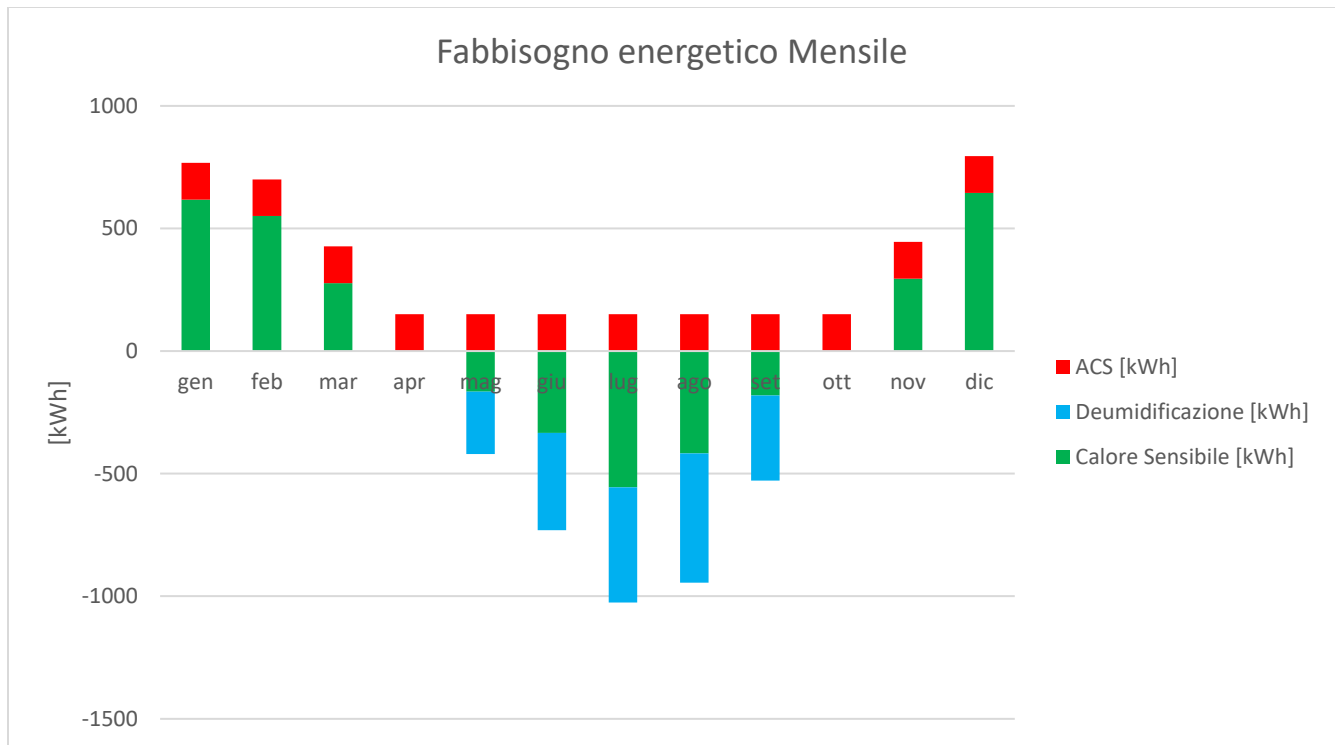


Figura 34. Profilo di carico termico annuale dell'edificio.

Per semplicità di analisi i mesi di aprile e ottobre non sono stati considerati nei calcoli del fabbisogno in quanto il relativo fabbisogno mensile è relativamente più basso rispetto agli altri mesi e caratterizzato da consumi sia in riscaldamento che in raffrescamento. Si ricorda che i giorni 15 aprile e 15 ottobre fungono da spartiacque tra le stagioni di riscaldamento e raffrescamento.

9.3. Progetto del sistema radiante a soffitto

Le analisi svolte sul fabbisogno e sulla potenza di picco sensibili di riscaldamento e di raffrescamento sono poi state utilizzate per eseguire il progetto definitivo del sistema radiante a soffitto, il quale prevede la disposizione reale dei pannelli nell'edificio, la definizione dei circuiti, dei collegamenti e di tutti gli elementi idronici (es. valvole, collettori, curve, etc.). A tal fine sono stati calcolate le potenze di progetto per ogni stanza senza considerare la contemporaneità nel loro verificarsi, e di conseguenza sono state calcolate le potenze superficiali richieste considerando di poter disporre i pannelli radianti nell'intera superficie del soffitto. I valori calcolati sono riassunti nella seguente tabella.

Tabella 31. Potenze di progetto in riscaldamento e in raffrescamento sensibile di ogni stanza.

		Locali				
		Camera Doppia	Camera Singola	WC	Corridoio	Soggiorno
Potenze di picco [W]	Riscaldamento	884.5	625.1	288.0	505.2	1658.4
	Raffrescamento	-619.3	-435.9	0.0	-341.2	-1194.0
Superficie Lorda [m ²]		14.2	10	4.5	11.2	26
Resa massima richiesta [W/m ²]	Riscaldamento	62.3	62.5	64.0	45.1	63.8
	Raffreddamento	-43.6	-43.6	0.0	-30.5	-45.9

Come visto nei capitoli precedenti, non è possibile utilizzare la superficie lorda dei soffitti nelle stanze poiché i pannelli radianti, seppure modulabili, hanno delle dimensioni prefissate ed è necessario tenere in considerazione lo spazio sufficiente a permettere le connessioni con le linee di alimentazione. Sulla base di quanto letto nel manuale tecnico Loex Blife [25], viene suggerito una distanza minima di 30 cm tra un pannello e l'altro per le connessioni (distanza ottimale 40 cm). Secondo questa ipotesi e facendo riferimento a tutte le altre disposizioni di tale manuale, è stata decisa la disposizione mostrata nella figura seguente.

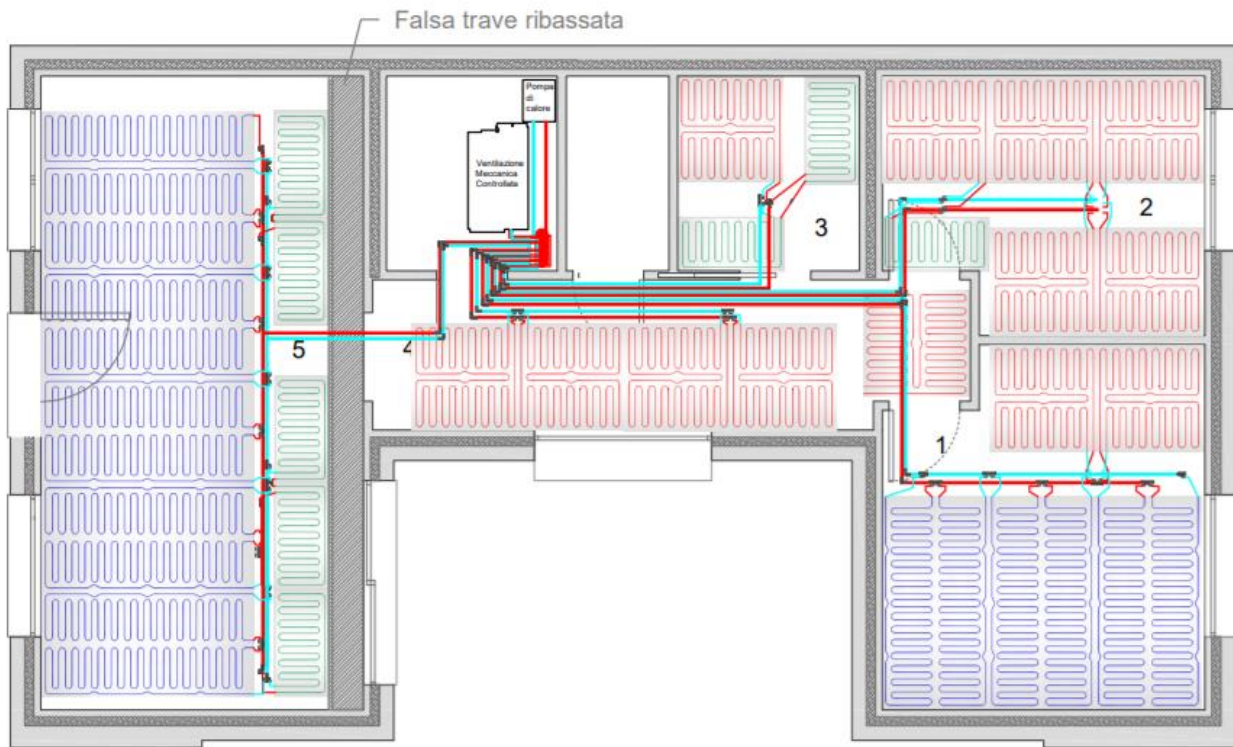


Figura 35. Disposizione dei pannelli radianti a soffitto con le relative linee di alimentazione.

Di seguito sono state calcolate le superfici utili e le effettive potenze superficiali richieste in tale configurazione e sono esposte nella seguente tabella.

Tabella 32. Rese superficiali in condizioni di progetto per ogni stanza con riferimento alla superficie attiva del soffitto.

		Locali				
		Camera Doppia	Camera Singola	WC	Corridoio	Soggiorno
Superficie Attiva [m ²]		11.52	7.92	2.88	7.20	19.44
Resa massima richiesta [W/m ²]	Riscaldamento	76.8	78.9	100.0	70.2	85.3
	Raffreddamento	-53.8	-55.0	0.0	-47.4	-61.4

La stagione più gravosa è quella invernale a causa delle condizioni di scambio termico dei pannelli radianti a soffitto, molto prestanti in raffrescamento meno in riscaldamento. La stanza che presenta la potenza di picco maggiore è il bagno a causa della temperatura richiesta di 24°C e della ridotta superficie attiva a disposizione. Inoltre, la potenza superficiale richiesta nel bagno supera la resa limite indicata dal fornitore secondo UNI EN 11855 di 85 W/m², pertanto rende necessaria l'installazione di un apparecchio riscaldante ausiliario, quale uno scaldasalviette elettrico, per garantire la potenza richiesta nei periodi di picco del fabbisogno invernale.

9.4. Progetto del sistema di ventilazione meccanica controllata

Una volta decisa la circuitazione dei flussi d'aria, è stato possibile procedere con la progettazione dell'impianto aeraulico. Ciò consiste nella disposizione della macchina di ventilazione, e nella scelta e disposizione delle tubazioni di collegamento, delle bocchette e degli eventuali plenum. Per la scelta dei componenti dell'impianto è stato consultato il manuale tecnico fornito da Hidew [26]. Sono state scelte delle bocchette con griglia verticale da 300x100 mm da utilizzare in tutti gli ambienti interni sia per l'immissione che per l'aspirazione. Le tubazioni che congiungono le griglie di prese d'aria esterna con la macchina di ventilazione sono pre-isolate con spessore di 2 cm e diametro interno di 16 cm; l'espulsione dell'aria esausta verso la data room avviene mediante una bocchetta comunque da interno come quelle situate nelle altre stanze. La distribuzione dei flussi d'aria avviene invece con tubazioni di diametro interno pari a 7.5 cm (diametro esterno 9 cm) sia per l'immissione che per l'aspirazione. Per quanto riguarda l'immissione tutte le tubazioni sono direttamente collegate alla macchina di ventilazione tramite un plenum a 6 uscite. In alcuni locali i collegamenti aeraulici sono realizzati mediante più tubazioni di distribuzione in modo da contenere le perdite di carico distribuite lungo i condotti, come ad esempio nella camera doppia e nel bagno in cui si congiungono in un'unica bocchetta. Nel seguente grafico sono raffigurate le perdite di carico lungo tali tubazioni.

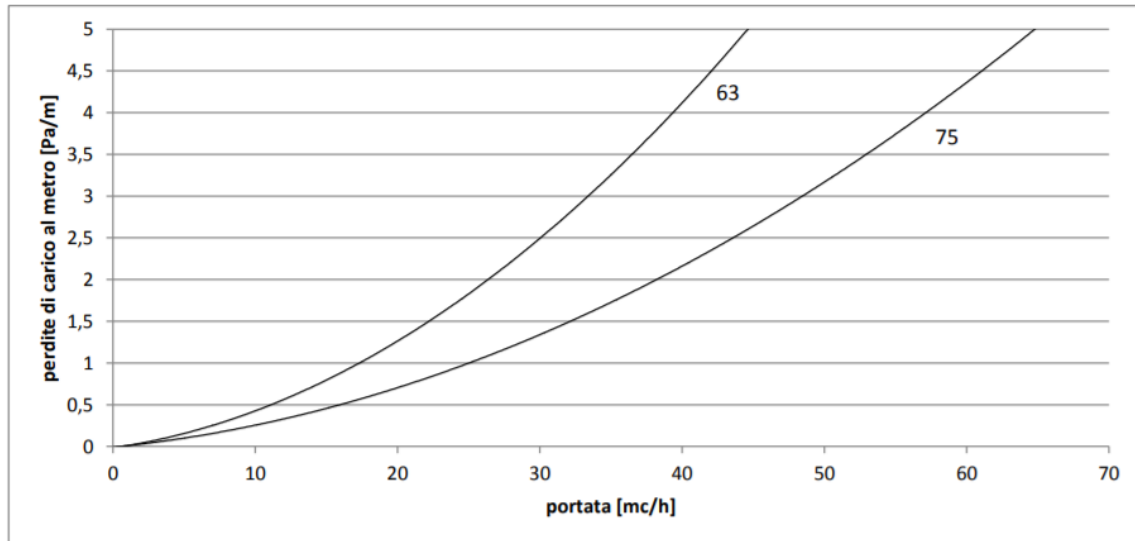


Figura 36. Perdite di carico nei tubi di distribuzione della ventilazione meccanica controllata. Fonte [26].

Il criterio di scelta nel numero di tubazioni da utilizzare per ogni collegamento è stato quello di non superare i 4 Pa/m di perdita di carico, relativi ad una portata di circa 55 m³/h. Nel soggiorno, a causa delle grandi dimensioni, è stato deciso di immettere aria tramite due bocchette diverse in due posizioni differenti; allo stesso modo si sono utilizzate due bocchette anche per l'aspirazione nella zona della cucina poste sopra in prossimità del piano cottura. Come già era visibile in figura 35, nel soggiorno è posta una trave falsa che ha larghezza di 35 cm e spessore di 4 cm il cui scopo è quello di creare una zona di continuità tra il corridoio, alto 2,40 m, e il soggiorno, alto 2,70 m, dove alloggiare i canali di ventilazione. Se non ci fosse la trave falsa, immissione e aspirazione nel soggiorno dovrebbero avvenire entrambe in prossimità del corridoio in modo non ottimale.

Quanto detto risulta nella configurazione impiantistica rappresentata nella seguente immagine.

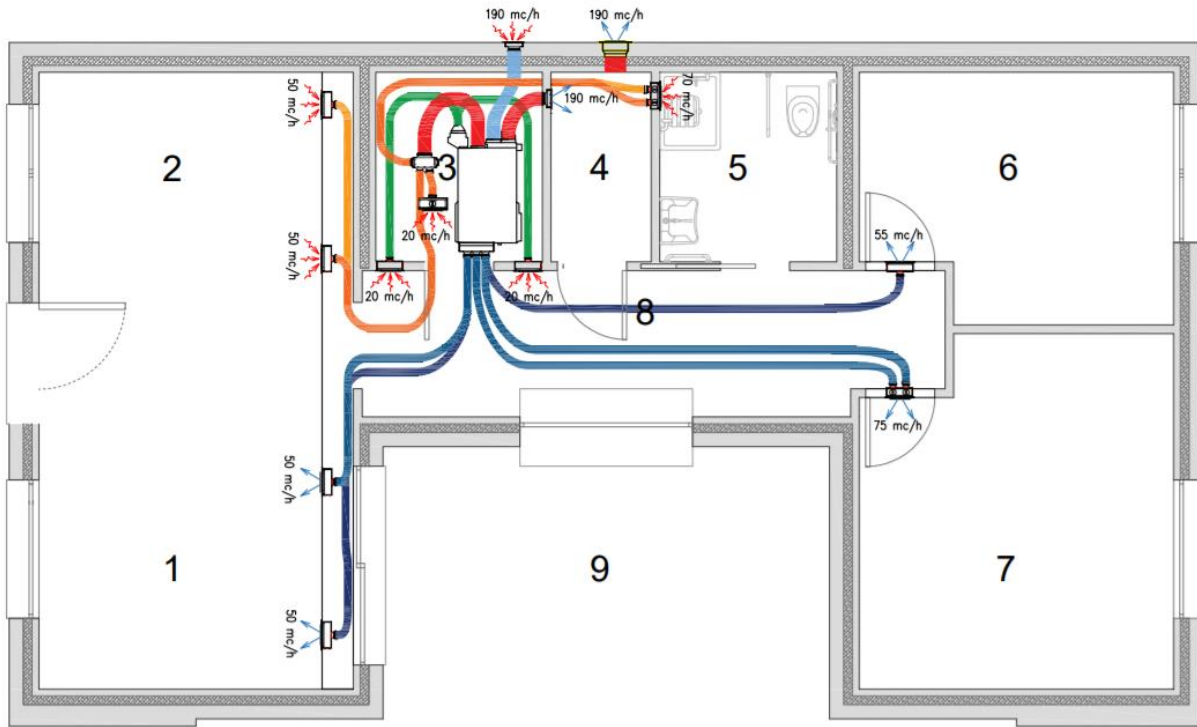


Figura 37. Disposizione dei canali di ventilazione meccanica controllata.

Come si può notare in figura 37, nel corridoio sono poste due bocchette di ricircolo. Ad esse sono associate portate di ventilazione relativamente basse poiché l'immagine fa riferimento al funzionamento in condizioni di progetto, tant'è che un solo punto di aspirazione per il ricircolo sarebbe sufficiente. Ne sono stati posti due, invece, per poter effettuare sperimentazioni di funzionamento anche in solo ricircolo, senza quindi aria di rinnovo.

10. Pompe di calore geotermiche

Le pompe di calore a compressione di vapore utilizzano un ciclo inverso per trasferire calore da una sorgente di calore ad un pozzo di calore, mediante un fluido frigorifero [10]. In questo senso possono essere utilizzate sia per riscaldare che per raffrescare gli ambienti con lo stesso dispositivo. L'efficienza delle pompe di calore è solitamente valutata in termini di coefficiente di effetto utile COP (si distingue tra riscaldamento e raffrescamento con i pedici h e c rispettivamente) dato dal rapporto tra la potenza termica o frigorifera e la potenza elettrica spesa nel trasferimento di calore:

$$COP_h = P_t/P_e$$

Equazione 30

$$COP_c = P_f/P_e$$

Equazione 31

Esiste un limite teorico per il valore dell'efficienza delle pompe di calore dato dal ciclo inverso di Carnot COP_{CA} , dipendente esclusivamente dalle temperature assolute dei serbatoi di calore caldo e freddo T_c e T_f rispettivamente:

$$COP_{CA,h} = \frac{T_c}{T_c - T_f}$$

Equazione 32

$$COP_{CA,c} = \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

Equazione 33

Nonostante si tratti di un vincolo teorico, anche nella realtà si può notare la relazione tra efficienza della pompa di calore e differenza tra temperature a cui opera, come si osserva in figura 38 dove sono confrontate diverse tecnologie.

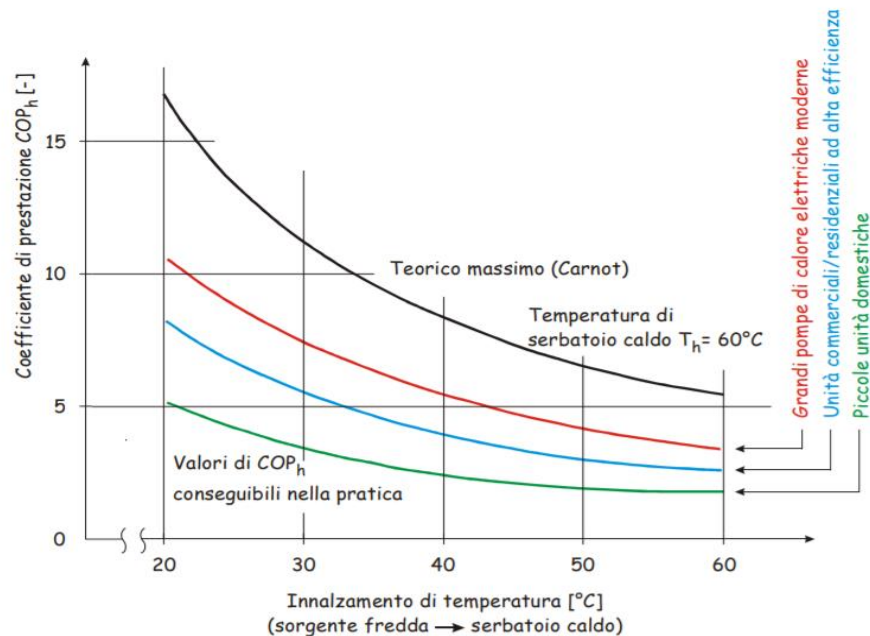


Figura 38. Andamenti di riferimento del COP di pompe di calore di diverse tipologie. Fonte [10].

Di conseguenza, le pompe di calore per essere performanti devono essere accoppiate a terminali di impianto che operano a temperature relativamente basse d'inverno e relativamente alte d'estate. Esempi di ciò sono i pannelli radianti a soffitto, utilizzati in questo progetto, così come gli impianti radianti a pavimento oppure i ventilconvettori, che lavorano a media temperatura. Considerando fissata la temperatura del fluido da fornire all'utenza, risulta di fondamentale importanza la temperatura del serbatoio esterno, infatti all'aumentare del divario termico tra serbatoio interno ed esterno, non solo diminuisce il coefficiente di prestazione, ma si riduce anche la potenza che la macchina è in grado di fornire. Ciò è di fondamentale importanza poiché influisce il dimensionamento e può pregiudicare il soddisfacimento degli obiettivi posti per il riscaldamento o raffrescamento dell'edificio. Tale aspetto è ben visibile quando si utilizzano pompe di calore aerotermiche, che sfruttano quindi l'aria esterna come serbatoio termico. Consideriamo il funzionamento invernale: più bassa è la temperatura esterna, maggiore è il fabbisogno termico dell'edificio, ma allo stesso tempo la resa termica della pompa di calore è inferiore. Ciò risulta diametralmente opposto alla necessità, in quanto il dispositivo rischia di non soddisfare il fabbisogno proprio nei periodi più delicati della stagione, mentre riesce a fornire potenze molto elevate quando la richiesta è inferiore. Un analogo discorso può essere riportato alla stagione estiva. Quanto detto lo si osserva in figura 39.

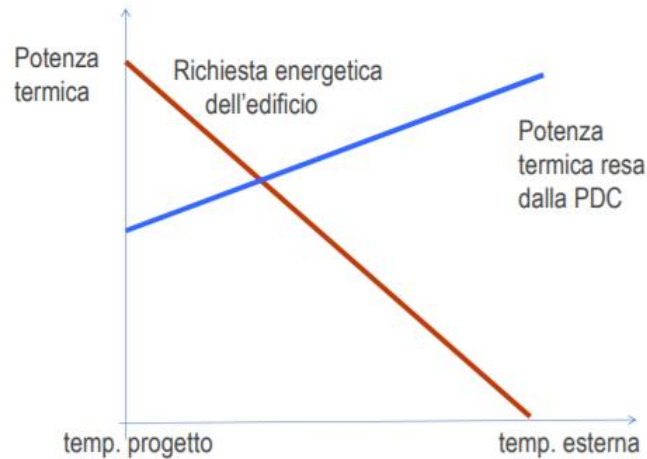


Figura 39. Confronto tra la potenza termica richiesta da un edificio e la potenza producibile con una pompa di calore in funzione della temperatura esterna.

Le prestazioni di una pompa di calore aerotermica possono quindi essere molto variabili, poiché seguono la variazione di temperatura dell'aria. Per ottenere prestazioni più costanti e ed elevate è necessario un serbatoio più stabile termicamente nel tempo e a temperatura mediamente maggiore dell'aria esterna in inverno e mediamente minore della stessa in estate. A tale esigenza rispondono i bacini superficiali di acqua, le falde sotterranee e lo stesso terreno.

Le pompe di calore geotermiche sfruttano il terreno come serbatoio di calore. Come è noto [10], più si procede in profondità nel terreno maggiore è l'azione di smorzamento nell'oscillamento della temperatura rispetto alla superficie. Sono sufficienti pochi centimetri di profondità per decimare il valore dell'oscillazione giornaliera della temperatura, mentre procedendo per diversi metri si raggiunge il cosiddetto *terreno indisturbato*, in cui la temperatura si può considerare pressoché costante e pari alla media annuale del luogo dove è avvenuto lo scavo. Tale fenomeno è evidente in figura 40.

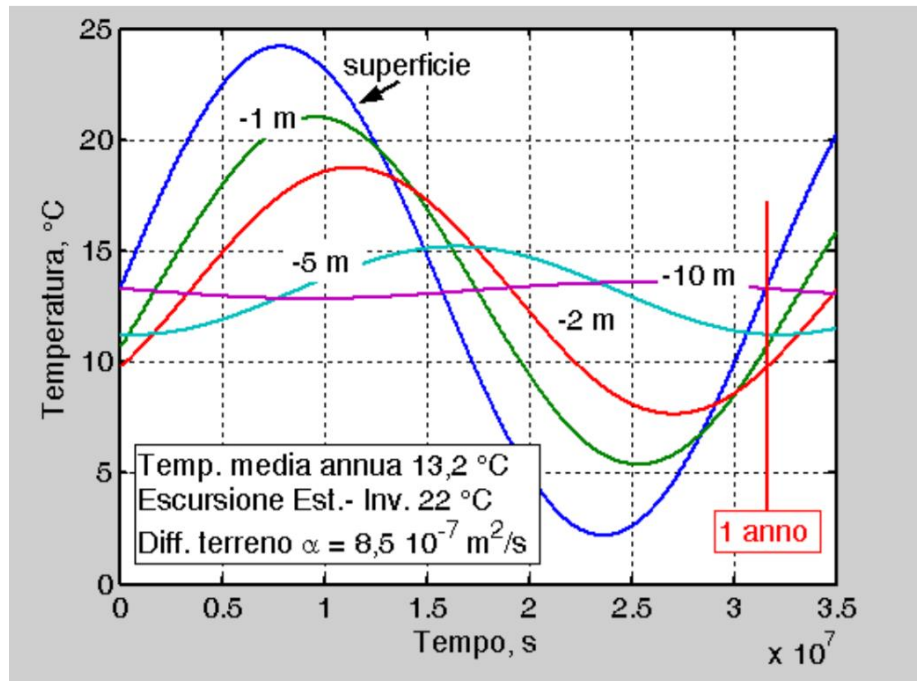


Figura 40. Variazione della temperatura del terreno a diverse profondità.

Di grande rilievo, nel funzionamento di campo geotermico, sono quindi la temperatura del terreno e la sua composizione. Quest'ultima influisce sulle caratteristiche termofisiche di conducibilità e diffusività termica che determinano a loro volta le interazioni termiche tra il suolo e le sonde.

Le pompe di calore accoppiate al terreno si distinguono in base alla tipologia di sonda geotermica utilizzata:

- Sonde orizzontali: meno costose, ma richiedono grandi spazi per i collettori geotermici e profondità ridotte, in cui la temperatura è meno costante e, in una certa misura, dipendente dalla temperatura dell'aria.
- Sonde verticali: si sviluppano in profondità (fino anche a 100 m) in modo da sfruttare la temperatura indisturbata del terreno, per questo motivo sono più performanti e gli spazi del campo geotermico più contenuti rispetto alle omologhe orizzontali. Il costo è maggiore a causa dei lavori da compiere per raggiungere profondità elevate.

Per il progetto UniZEB sarà installata una sonda geotermica verticale. La sonda, che si comporta esattamente come uno scambiatore di calore, è costituita da un foro molto profondo di diametro solitamente compreso tra i 10cm e i 15cm in cui sono installate una o più coppie di tubi, in genere in

PEAD, uniti da un giunto a U in fondo al pozzo; sono possibili anche altre configurazioni di tubi all'interno della sonda, come ad esempio i tubi concentrici. Lo spazio tra i tubi e il bordo della sonda viene colmato con appositi materiali di riempimento al fine mettere in comunicazione termicamente le tubazioni con il terreno. La scelta del materiale di riempimento è di fondamentale importanza nella valutazione dell'efficienza dello scambiatore a terreno, in quanto occupa lo spazio dove il flusso di calore è più elevato. Normalmente sono utilizzati materiali a base cementizia o bentonitica e possono essere aggiunti additivi per incrementarne la conducibilità termica. In figura 41, tratta da [10], sono mostrati alcuni esempi.

<i>Materiale</i>	<i>Conducibilità termica λ [W/(m·K)]</i>
Bentonite (20 – 30 % materiale solido)	0,73 – 0,75
Cemento (sconsigliato)	0,69 – 0,78
20 % Bentonite / 80 % sabbia SiO ₂	1,00 – 1,10
15 % Bentonite / 85 % sabbia SiO ₂	1,47 – 1,64
10 % Bentonite / 90 % sabbia SiO ₂	2,08 – 2,42
30 % Calcestruzzo / 70 % sabbia SiO ₂ (+ plasticizzante)	2,08 – 2,42

Figura 41. Esempi di materiali di riempimento.

Nelle tubazioni viene fatta scorrere acqua (se necessario miscelata a fluidi antigelo) che sarà il fluido termovettore tra terreno e pompa di calore andando ad alimentare il condensatore in estate e l'evaporatore in inverno. La pompa di calore adottata nel progetto UniZEB è infatti del tipo acqua-acqua.

10.1. Metodo ASHRAE per il dimensionamento del campo geotermico

Il dimensionamento preliminare del campo geotermico consiste nel calcolo della lunghezza complessiva delle sonde verticali che sarà poi suddivisa nel numero di sonde desiderato in funzione della profondità di scavo scelta.

Assimilando la sonda geotermica ad uno scambiatore di calore, è possibile partire dalla seguente relazione per valutare la lunghezza complessiva necessaria a soddisfare i carichi termici desiderati:

$$q = L * \frac{T_g - T_w}{R}$$

Equazione 34

Dove q è il flusso di calore scambiato tra il fluido termovettore alla temperatura T_w e il terreno alla temperatura T_g ; L è la lunghezza complessiva delle sonde che interessa calcolare, e infine R è la resistenza termica per unità di lunghezza di sonda. La valutazione di quest'ultima è tutt'altro che semplice poiché serve considerare il comportamento dinamico del sistema sonda-terreno considerando il comportamento di esso durante tempi anche molto lunghi. Il metodo presentato nella norma ASHRAE si basa infatti sulla modifica della resistenza termica al fine di considerare in modo quanto più verosimile l'aspetto non stazionario del fenomeno. I dati necessari in input sono relativi alle condizioni sia invernali che estive, e infatti è richiesto il calcolo delle lunghezze di sonda in entrambi i casi. Le due relazioni sono descritte di seguito (i pedici h e c sono sempre riferiti rispettivamente a riscaldamento e raffrescamento):

$$L_h = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lh} - W_h) * (R_b + PLF_m R_{gm} + F_{sc} R_{gd})}{T_g - \left(\frac{T_{w,in} + T_{w,out}}{2} \right) - T_p}$$

Equazione 35

$$L_c = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lc} - W_c) * (R_b + PLF_m R_{gm} + F_{sc} R_{gd})}{T_g - \left(\frac{T_{w,in} + T_{w,out}}{2} \right) - T_p}$$

Equazione 36

Dove:

q_a è il flusso termico mediamente scambiato durante l'anno tra fluido e terreno [W];

q_{lh} e q_{lc} sono le potenze di picco progettuale, considerate positive in riscaldamento e negative in raffrescamento [W];

W_c e W_h è la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore, calcolata rispettivamente come q_{lh}/COP e $-q_{lc}/EER$ [W];

PLF_m è il fattore di carico, o di parzializzazione, mensile;

F_{sc} è il fattore di cortocircuito termico nella sonda;

R_b è la resistenza equivalente della sonda, considerata tra fluido e bordo sonda, per unità di lunghezza [m*K/W];

R_{ga} , R_{gm} e R_{gd} sono le resistenze termiche efficaci del terreno riferite agli impulsi annuale, mensile e giornaliero rispettivamente [m*K/W];

$T_{w,in}$ e $T_{w,out}$ sono le temperature rispettivamente di ingresso e uscita nella sonda del fluido termovettore, le quali saranno diverse tra regime di riscaldamento e di raffrescamento (K);

T_g è la temperatura indisturbata del terreno (K);

T_p è la temperatura di penalizzazione, aspetto che sarà spiegato in seguito (K).

COP e EER sono i coefficienti di prestazione della pompa di calore in riscaldamento e in raffrescamento (rispettivamente), valutati nelle condizioni di funzionamento di picco.

Nelle equazioni 35 e 36, $q_{lh} * (1 - 1/COP)$ e $q_{lc} * (1 + 1/EER)$ rappresentano quindi rispettivamente la massima potenza prelevata dal terreno e la massima potenza rigettata nel terreno. Il flusso termico mediamente scambiato durante l'anno q_a è calcolato come:

$$q_a = \frac{q_{lc} * (1 + 1/SEER) * \tau_c + q_{lh} * (1 + 1/SCOP) * \tau_h}{8760}$$

Equazione 37

Dove SEER e SCOP sono i valori medi stagionali di EER e COP, mentre τ_c e τ_h sono invece le ore equivalenti annuali di funzionamento in raffrescamento e in riscaldamento. Nella letteratura inglese il termine q_a è anche detto *Thermal Imbalance*, in quanto, infatti, dà una stima dello sbilanciamento termico a cui è soggetto il terreno ed è dettato dalle esigenze dell'utenza. Dopodiché si utilizzano i fabbisogni mensili per ricavare i valori delle ore equivalenti a pieno carico mensili e annuali nelle due stagioni $\tau_c, \tau_h, \tau_{m,h}$ e $\tau_{m,c}$, calcolati come:

$$\tau_m = \frac{E_m}{P_{picco}}$$

Equazione 38

$$\tau = E/P_{picco}$$

Equazione 39

Dove la prima equazione si riferisce alla base mensile e il secondo alla base annuale, in cui E_m ed E sono i fabbisogni annuali ed mensili rispettivamente. Di conseguenza si calcolano i fattori di parzializzazione mensile come:

$$(PLF_m)_h = \frac{\tau_{m,h}}{31 * 24}$$

Equazione 40

$$(PLF_m)_c = \frac{\tau_{m,c}}{31 * 24}$$

Equazione 41

Il fattore di cortocircuito F_{sc} mette in evidenza l'interferenza dovuta allo scambio termico che può avvenire tra il fluido nel tubo di mandata e lo stesso nel tubo di ritorno all'interno della sonda. Il valore di tale fattore è fornito in forma tabulare in funzione del numero di sonde in serie.

Di seguito si calcolano le resistenze termiche equivalenti considerando il numero adimensionale di Fourier, dato da:

$$Fo = \frac{4\tau\alpha}{d_b^2}$$

Equazione 42

Dove α è la diffusività termica del terreno, d_b è il diametro esterno della sonda, ovvero il diametro di perforazione, e τ è il periodo di tempo caratteristico relativo all'impulso considerato. Nella procedura considerata, i tempi caratteristici sono un anno, un mese e 6 ore. Si ha allora:

$$Fo_f = \frac{4\tau_f}{d_b^2}$$

Equazione 43

$$Fo_1 = \frac{4(\tau_f - \tau_1)}{d_b^2}$$

Equazione 44

$$Fo_1 = \frac{4(\tau_f - \tau_2)}{d_b^2}$$

Equazione 45

$$\tau_f = (10 * 365 + 30 + 0,25) * 24 * 3600$$

Equazione 46

$$\tau_1 = (10 * 365) * 24 * 3600$$

Equazione 47

$$\tau_2 = (10 * 365 + 30) * 24 * 3600$$

Equazione 48

Infine, le resistenze sono calcolate come:

$$R_{ga} = \frac{G(Fo_f) - G(Fo_1)}{\lambda_g}$$

Equazione 49

$$R_{gm} = \frac{G(Fo_1) - G(Fo_2)}{\lambda_g}$$

Equazione 50

$$R_{ga} = \frac{G(Fo_2)}{\lambda_g}$$

Equazione 51

Dove λ_g è la conducibilità termica del terreno e G è una funzione che può essere approssimata come segue:

$$G = 0,0758 * \ln(Fo) + 0,1009.$$

Per quanto riguarda la valutazione di R_b , il metodo ASHRAE fornisce delle tabelle da cui si possono scegliere alcuni valori della resistenza di sonda in funzione delle caratteristiche desiderate del parco sonde e del sito, in modo di conseguenza approssimato. In questa analisi si è fatto riferimento alla trattazione di Remund (et. al. 1999), il quale, a seguito di numerose prove sperimentali, propone di calcolare la resistenza della sonda per unità di lunghezza come serie delle resistenze, tra la superficie esterna delle

tubazioni dove scorre il fluido termovettore e la superficie esterna della sonda stessa, e il parallelo delle resistenze delle due tubazioni supposte identiche. Quest'ultimo termine è allora calcolato come:

$$R_{pp} = \frac{R_p + R_p}{R_p * R_p} = \frac{R_p}{2}$$

Equazione 52

dove la resistenza del singolo tubo è:

$$R_p = \frac{\ln(D_{p,out}/D_{p,in})}{2 * \pi * \lambda_p}$$

Equazione 53

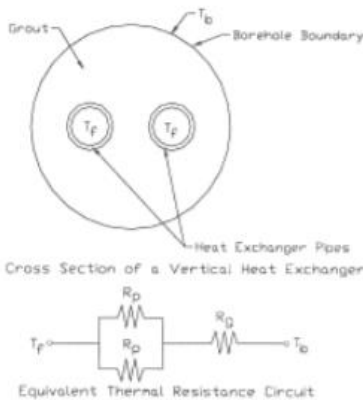


Figura 42. Modello resistivo della sonda verticale. Fonte [11]

Nell'ultima relazione $D_{p,out}$ e $D_{p,in}$ sono il diametro esterno e interno delle tubazioni, mentre λ_p è la conducibilità termica.

Per quanto riguarda invece la resistenza della restante parte della sonda, essa è data dalle caratteristiche termiche del materiale di riempimento (conducibilità termica λ_g) e dalla forma della sonda stessa, attraverso la relazione:

$$R_t = \frac{1}{S_b * \lambda_g}$$

Equazione 54

S_b è il fattore di forma della sonda calcolato come $S_b = \beta_0 * (\frac{D_b}{D_{p,out}})^{\beta_1}$ dove D_b è ancora il diametro esterno della sonda. β_0 e β_1 sono due coefficienti che dipendono dalla configurazione dei tubi all'interno della sonda, per il caso in analisi si è scelta la configurazione a semplice U di tipo B (ogni tubo è equidistante dall'altro tubo e dal bordo della sonda). Infine, la resistenza complessiva della sonda è data da:

$$R_b = R_t + R_{pp}$$

Equazione 55

Infine, la temperatura di penalizzazione è una misura dell'interazione tra terreno e sonda geotermica nel lungo termine, su cui influisce anche lo sbilanciamento termico annuale dipendente dalle caratteristiche del sito. Bernier [12] propone un metodo di calcolo di tale temperatura su cui influiscono, oltre allo sbilanciamento termico, la profondità delle sonde, il passo tra una e l'altra, il numero di sonde impiegato, la disposizione delle sonde nel campo geotermico nonché le caratteristiche termiche del terreno.

10.2. Dimensionamento del campo geotermico dell'edificio pilota

Per calcolare la lunghezza di sonda complessiva dell'edificio pilota si sono considerati i risultati calcolati nei paragrafi precedenti per quanto riguarda i fabbisogni energetici mensili e annuali e le potenze di picco, pari quindi a 5.5 kW in riscaldamento (potenza sensibile e ACS) e 4.5 kW in raffrescamento (potenza sensibile e latente). Tutti i rimanenti dati in input per il metodo ASHRAE sono riassunti in tabella 33.

Tabella 33. Dati di input utilizzati per il dimensionamento del campo geotermico.

Prestazioni della pompa di calore ⁶	COP		4.25
	SCOP		6
	EER		5
	SEER		6
Caratteristiche del terreno ⁷	Temperatura [°C]		13
	Conducibilità termica [W/(m*K)]		1.7
	Diffusività termica [m ² /s]		9.38E-07
Caratteristiche della sonda	Diametro di perforazione [m]		0.15
	Conducibilità termica del materiale di riempimento ⁸ [W/(m*K)]		1.7
Tubazioni ⁹	Diametro interno [mm]		32
	Spessore [mm]		3
	Conducibilità termica [W/(m*K)]		0.034
Funzionamento in condizioni di progetto	Inverno	Temperatura di ingresso nella sonda [°C]	5
		Temperatura di uscita dalla sonda [°C]	8
	Estate	Temperatura di ingresso nella sonda [°C]	32
		Temperatura di uscita dalla sonda [°C]	27

Per quanto riguarda la temperatura di penalizzazione, essa non è stata considerata in quanto da un'analisi preliminare risultava sufficiente l'installazione di un'unica sonda verticale che quindi non risente delle interferenze termiche comuni nei campi geotermici.

Dai dati mostrati si ottengono in totale 115 m di sonda in regime invernale e 71 m in regime estivo. Tale disparità è dovuta, oltre ai fabbisogni calcolati, anche alle temperature di ingresso e uscita dell'acqua nelle

⁶ Prestazioni della pompa di calore calcolati considerando le seguenti temperature: 35/30 °C lato utenza e 8/5 °C lato sonda in inverno; 18/21°C lato utenza e 32/27 °C lato sonda in estate. Valori forniti da Eneren S.r.l. relativi al modello NWW006.

⁷ Caratteristiche tipiche della Pianura Padana [10].

⁸ Miscela di bentonite e sabbia silicea in proporzione 15% e 85% rispettivamente.

⁹ Tubazioni in PEAD.

sonde che risultano relativamente elevate¹⁰. Tuttavia, le temperature indicate sono state suggerite dai fornitori della macchina per evitare l'utilizzo di fluidi antigelo. Pertanto, verrà installata nell'edificio pilota un'unica sonda verticale da 120 m.

10.3. *Analisi dell'interazione termica tra il fluido termovettore e la sonda geotermica*

Dati i fabbisogni termici mensili calcolati al paragrafo 7.2, per ogni time step sono stati calcolati i flussi di calore che la sonda geotermica deve scambiare con il terreno. Tali valori sono stati calcolati utilizzando le equazioni 56 e 57 rispettivamente per la stagione di riscaldamento e di raffrescamento.

$$P_{h,g} = P_h * \left(1 - \frac{1}{COP}\right)$$

Equazione 56

$$P_{c,g} = P_c * \left(1 + \frac{1}{EER}\right)$$

Equazione 57

Dove $P_{h,g}$ e $P_{c,g}$ sono rispettivamente la potenza prelevata dal terreno in inverno e quella ceduta al terreno in estate; P_h e P_c sono le potenze richieste dalla pompa di calore rispettivamente in fase di riscaldamento e di raffrescamento. Per questo calcolo i valori di COP ed EER sono stati considerati costanti durante l'anno e pari rispettivamente a 3.5 e 4.

I flussi di calore così calcolati sono stati inseriti come input del software CaRM [30]. Quest'ultimo consente di valutare l'andamento delle interazioni tra un fluido termovettore e un campo geotermico di sonde verticali di vario tipo (singola U, doppia U, coassiali, ecc.) mediante un metodo di calcolo dinamico agli elementi finiti. Considerando quindi un'unica sonda verticale a doppia U profonda 120m, e discretizzandola in 120 elementi da 1m, il software ha calcolato l'andamento della temperatura del fluido termovettore uscente dalla sonda e quindi entrante nella pompa di calore. Come si vedrà nei capitoli successivi, la temperatura dell'acqua in ingresso alla pompa di calore consente di calcolare la variazione

¹⁰ In riferimento alle condizioni di ingresso e uscita dell'acqua nelle sonde geotermiche ipotizzate in [10].

annuale delle prestazioni della macchina stessa. In figura 43 è mostrato l'andamento annuale della temperatura in ingresso alla sonda.

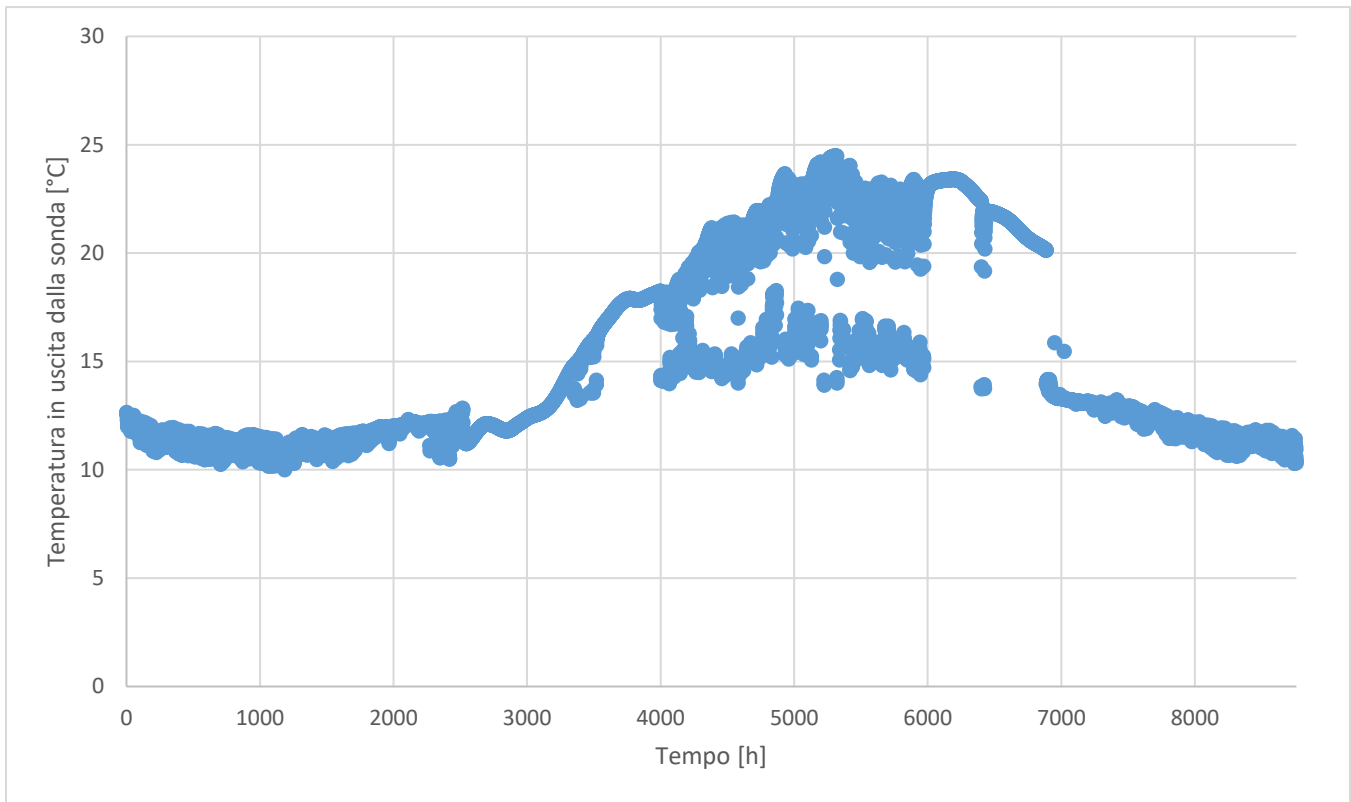


Figura 43. Andamento della temperatura in uscita dalla sonda geotermica.

In figura 43 si nota una significativa variazione della temperatura di uscita dalla sonda nel periodo estivo, dovuta all'accensione e allo spegnimento frequenti delle pompe di circolazione che, a loro volta, dipendono dal funzionamento della pompa di calore. Infatti, se si verificano contemporaneamente la richiesta di ACS e raffrescamento, la pompa di calore rigetta il calore sottratto all'edificio dai pannelli radianti nel serbatoio di accumulo dell'acqua calda sanitaria anziché nel terreno.

11. Analisi dettagliata del comportamento dinamico dell'edificio

Nei paragrafi precedenti è stato svolto il progetto degli impianti termotecnici che andranno installati nell'edificio, il quale prevede la definizione delle macchine, dei terminali di impianto e delle loro connessioni come di altri componenti, anche in funzione dell'architettura dello stabile. Nel presente paragrafo invece, le informazioni ottenute dalla progettazione saranno utilizzate per effettuare un'analisi predittiva del comportamento dell'edificio con lo scopo di verificare le assunzioni e le scelte progettuali. A tal fine è stato aumentato il livello di dettaglio del modello TRNSYS implementando il funzionamento della pompa di calore, del chiller utilizzato dal sistema di VMC per la deumidificazione e il sistema di accumulo per la produzione di ACS.

L'implementazione delle prestazioni della pompa di calore ha permesso anche la valutazione dei consumi elettrici dell'edificio di cui si parlerà più avanti.

Per quanto riguarda la deumidificazione, è stato implementato il funzionamento del chiller. Questa macchina utilizza un ciclo frigorifero con refrigerante R134a per raffreddare la portata d'aria entrante (e quindi a valle del recuperatore di calore) fino ad un punto prestabilito nel diagramma psicrometrico di figura 17, chiamato con il pedice A e corrispondente a 10°C in condizioni di saturazione. L'energia impiegata per il successivo post-riscaldamento a 18°C non è stata considerata nelle valutazioni di consumo energetico in quanto derivante dal recupero di calore del compressore e quindi disponibile "gratuitamente". La potenza richiesta dall'edificio in deumidificazione $P_{dehum,nd}$ è stata calcolata ad ogni time step come:

$$P_{dehum,nd} = \dot{m}_v * (h_{ren} - h_A)$$

Equazione 58

Dove \dot{m}_v è la portata di ventilazione da raffreddare, h_A è l'entalpia del punto di progetto a fine raffreddamento e h_{ren} è l'entalpia dell'aria di rinnovo all'ingresso del chiller. L'azienda produttrice della macchina ha fornito informazioni riguardo la potenza frigorifera massima producibile $P_{max,dehum}$, pari a 1.78 kW nelle condizioni di funzionamento scelte, ossia la condensazione in acqua a 18°C. Nel caso in cui il fabbisogno istantaneo dell'edificio fosse maggiore della potenza massima disponibile, è stato posto uguale a $P_{max,dehum}$ e ricalcolato il punto A come:

$$h_A = h_{ren} - \frac{P_{max,dehum}}{\dot{m}_v}$$

Equazione 59

Dopodiché, considerando che il punto A determina il titolo di vapore della portata di aria immessa nell'edificio (vedi paragrafo 6.1.), il titolo viene ricalcolato con l'apposita type 33, che implementa il diagramma psicrometrico dell'aria umida con input l'entalpia h_A e l'umidità relativa pari al 100% (condizioni di saturazione).

Il calore prelevato dall'aria immessa nell'edificio da parte del deumidificatore viene ceduto successivamente alla portata d'acqua proveniente dal collettore dell'impianto radiante. In esso vi saranno infatti due stacchi dedicati alla deumidificazione dell'aria. La potenza ceduta ad ogni time step viene assorbita dalla portata d'acqua \dot{m}_w , la cui temperatura subirà un aumento ΔT pari a:

$$\Delta T = \frac{P_{dehum}}{c_p * \dot{m}_w} * \left(1 + \frac{1}{EER_{dehum}}\right)$$

Equazione 60

La scheda tecnica della macchina fornisce una portata nominale di 360 kg/h. Per quanto riguarda le prestazioni del chiller, il produttore ha fornito informazioni riguardo alcune condizioni operative espresse in termini di temperature ed umidità relative dell'aria in ingresso e uscita della batteria di deumidificazione; tuttavia, poichè le variazioni dell'EER non sono significative, è stato considerato costante e pari al valore medio tra quelli disponibili, ossia 2.7.

La figura 44 riporta il modello TRNSYS completo della ventilazione meccanica controllata.

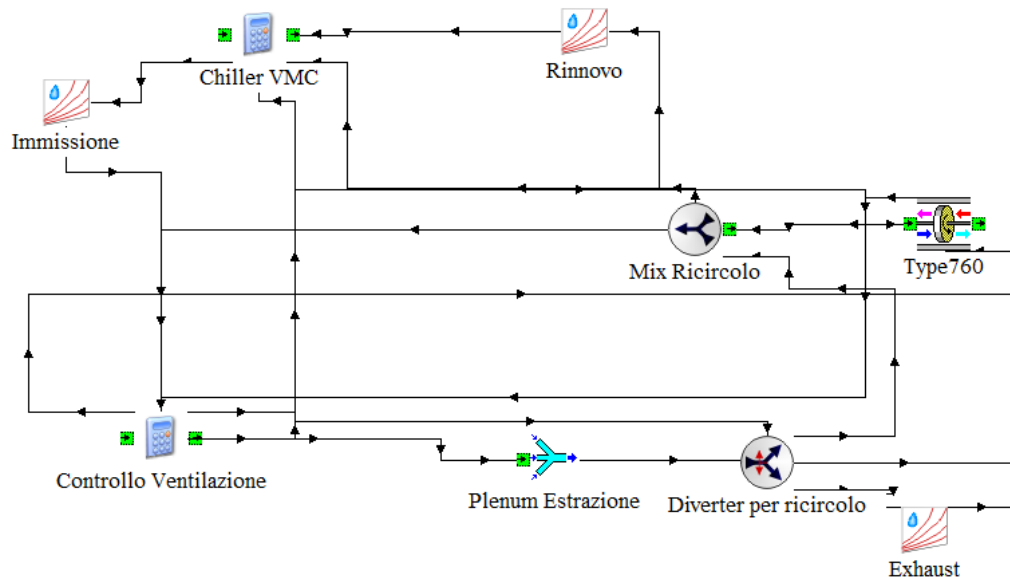


Figura 44. Estratto del modello TRNSYS relativo alla VMC.

Per quanto riguarda la produzione di ACS, il modello di pompa di calore che sarà installato contiene all'interno della macchina un serbatoio di accumulo di acqua tecnica da 200 litri che funge da termoaccumulatore. Ad esso è collegato esternamente uno scambiatore di calore a piastre saldobrasate per produrre istantaneamente acqua calda sanitaria. Per simulare in TRNSYS il serbatoio è stata utilizzata la type 4 che implementa un serbatoio cilindrico e tiene conto della stratificazione della temperatura. Per tenere in considerazione il fenomeno della stratificazione il serbatoio è stato diviso in 5 nodi, ognuno dell'altezza di 30 cm che il software calcola come isotermini. L'accumulo considerato ha forma cilindrica e altezza L pari a 1.5 m con un raggio interno r_i di circa 20 cm, ed isolato con 4 cm di materiale plastico (λ pari a 0.033 W/(m*K)). Da tali valori è stato calcolato il coefficiente di perdita di calore del serbatoio pari a:

$$K = \frac{1}{\frac{2\pi L \lambda}{\ln(r_e/r_i)} + R_{Si}}$$

Dove R_{Si} è la resistenza superficiale esterna dell'accumulo, posta pari a 0.125 W/(m²*K). La pompa di calore, e quindi l'accumulo, saranno posizionati nel vano tecnico, che ne risentirà subendo una variazione della temperatura dell'aria. Ingresso e uscita dal lato utenza del serbatoio sono poi collegati alla type 91

che implementa un semplice scambiatore di calore acqua-acqua, la cui efficienza è posta pari a 0.9. La portata d'acqua proveniente dall'acquedotto entra nel ramo dello scambiatore adibito all'utenza, ma a valle dello scambiatore è posta una valvola termostatica deviatrice che, combinata con una valvola miscelatrice, devia il flusso di calore ricircolando una frazione della portata in ingresso in modo da raggiungere la temperatura di set point dell'acqua erogata ai sanitari pari a 45°C. Un termostato differenziale misura la temperatura del nodo più alto del serbatoio, ossia quello più caldo a causa della stratificazione e da cui viene prelevata la portata da inviare all'utenza, richiedendo alla pompa di calore di avviarne il riscaldamento quando scende sotto 45°C e arrestandosi una volta raggiunti i 54°C. L seguente immagine raffigura l'estratto del modello TRNSYS relativo all'ACS.

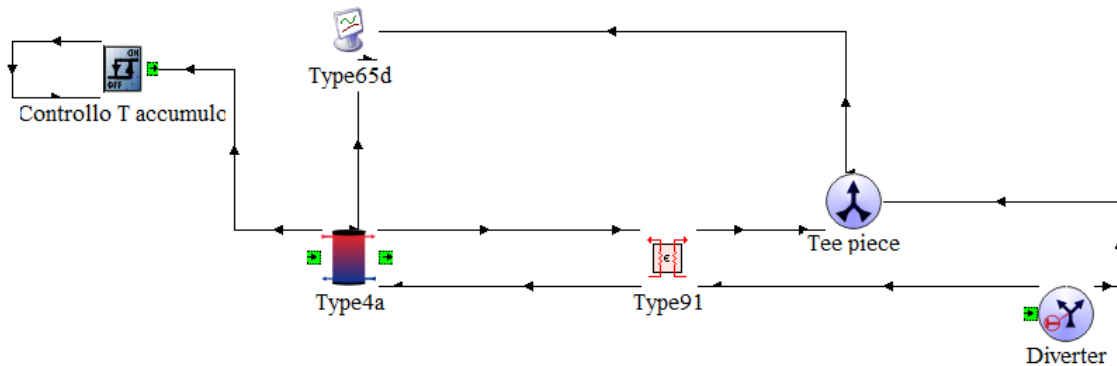


Figura 45. Estratto del modello TRNSYS relativo all'ACS.

È stato ipotizzato che, la potenza P_{ACS} che la pompa di calore deve fornire al serbatoio quando la temperatura scende sotto i 45°C sia costante e pari a 2.5 kW. Di conseguenza la temperatura di ingresso nel lato sorgente dell'accumulo $T_{h,in}$ è calcolato come:

$$T_{h,in} = T_{h,out} + \frac{P_{ACS}}{\dot{m}_{ACS} * c_p}$$

Equazione 61

Dove \dot{m}_{ACS} è la portata d'acqua che la pompa di calore deve inviare per riscaldare il serbatoio di accumulo. Per mantenere una differenza di temperatura tra ingresso e uscita pari a circa 5°C, è stata calcolata una portata costante di 400 kg/h. Il consumo di acqua calda sanitaria corrisponde ad una portata giornaliera di

120 l/giorno, all'incirca uguale a quella calcolata al paragrafo 7.2. Tale consumo è stato inserito come input del modello seguendo la seguente schedule:

- 10 l al mattino, dalle 7 alle 8;
- 5 l a pranzo, dalle 13 alle 14;
- 100 l, dalle 19 alle 20;
- 5 l, dalle 22 alle 23.

Inoltre, è stato implementato un serbatoio di accumulo inerziale per meglio gestire la climatizzazione degli ambienti. Si tratta di un accumulo da 90 litri ai cui lati sono collegati la pompa di calore e i collettori di mandata e di ritorno. Le connessioni con l'accumulo inerziale non sono dirette, ma eseguite attraverso delle valvole a 4 vie che hanno lo scopo di commutare il verso delle portate d'acqua per passare dal funzionamento estivo a quello invernale.

11.1. Analisi dei consumi energetici

In questo paragrafo verrà spiegato come sono stati calcolati i consumi di energia elettrica a partire dal fabbisogno di energia termica calcolato nei paragrafi precedenti. In generale per effettuare questo calcolo si utilizzano i rendimenti di impianto con la seguente relazione.

$$E_f = \frac{E_n}{\eta}$$

Equazione 62

Dove E_f e E_n sono rispettivamente il consumo di energia finale e il fabbisogno termico. Il rendimento η dipende dall'impianto termotecnico nel suo complesso considerando quindi la generazione dell'energia, la distribuzione della stessa, la regolazione e il funzionamento e la tipologia dei terminali di impianto. La normativa UNI TS 11300-2 [24] fornisce un metodo di calcolo del rendimento globale di impianto su base stagionale attraverso diverse tabelle che comprendono un gran numero di soluzioni impiantistiche. Tale metodo prevede di utilizzare la seguente relazione.

$$\eta_g = \eta_e * \eta_{rg} * \eta_d * \eta_{gn}$$

Equazione 63

Il rendimento globale η_g è quindi calcolato come produttoria dei rendimenti di emissione η_e , regolazione η_{rg} , distribuzione η_d e generazione η_{gn} .

In questa tesi il calcolo del fabbisogno non è stato svolto utilizzando la UNI TS 11300-2, e quindi su base stagionale, ma è stato implementato in TRNSYS utilizzando come base temporale il time step delle simulazioni con l'obiettivo di ottenere dei risultati più accurati. Il software infatti implementa direttamente le logiche di regolazione degli impianti e il funzionamento dei terminali di impianto in modo dinamico. Per quanto riguarda la generazione dell'energia, invece, sono stati utilizzati i dati forniti dalla casa produttrice Eneren sulla pompa di calore a seguito di test eseguiti secondo UNI TS 11300-3 e 11300-4. Sulla base di quanto descritto nelle suddette normative [27] e [29], sono stati valutati gli andamenti di COP e EER per diverse condizioni operative. Si ricorda infatti che, per le pompe di calore a compressione di vapore, i valori di COP ed EER sono considerati rendimenti di generazione. Nei prossimi paragrafi saranno esaminati i consumi e i metodi di calcolo separatamente per produzione di calore e di freddo.

11.1.1. Produzione di calore

Le prestazioni di una pompa di calore variano in funzione delle condizioni di esercizio e della potenza richiesta. È quindi essenziale trovare una relazione che permetta di valutare l'andamento del COP sia a carichi parziali che al variare delle condizioni di esercizio. Per queste ultime sono intese le temperature della sorgente fredda e del pozzo caldo. Nel caso in esame la sorgente fredda è l'acqua proveniente dalla sonda geotermica che, come è stato mostrato nei paragrafi precedenti, subisce variazioni di temperatura molto lievi rispetto all'aria; il pozzo caldo invece è l'acqua inviata ai pannelli radianti o ai terminali dell'acqua calda sanitaria. La produzione di tale portata avviene a temperatura costante sia per l'ACS (45°C) che per il sistema radiante. Poiché queste si possono considerare costanti, è possibile considerare l'andamento del COP in funzione soltanto degli altri due parametri, ossia la temperatura della sorgente e il carico richiesto. Anche la potenza richiesta dall'edificio infatti influisce sulle prestazioni della pompa di calore. Quest'ultima opera a pieno carico per periodi estremamente brevi durante l'anno, se non anche mai, e ciò significa per tutto il tempo restante lavora a carico parziale con conseguente modifica delle prestazioni. Per valutare il COP si è quindi fatto riferimento ai dati forniti dall'azienda secondo UNI TS 11300-4 sotto forma di una tabella simile alla seguente.

Dati di calcolo

		A T _{bival}	B	C	D
Temperature di riferimento	-10 °C	-7 °C	2 °C	7 °C	12 °C
PLR (T _{des} = -10°)	100%	88%	54%	35%	15%
Potenza DC a pieno carico		DC _A = DC _{bival}	DC _B	DC _C	DC _D
COP a carico parziale		COP _A	COP _B	COP _C	COP _D
COP a pieno carico		COP' _A	COP' _B	COP' _C	COP' _D
CR	>1	1	$(0,54 \times P_{des})/DC_B$	$(0,35 \times P_{des})/DC_C$	$(0,15 \times P_{des})/DC_D$
Fattore correttivo F _p	1	1	COP _B /COP' _B	COP _C /COP' _C	COP _D /COP' _D

PLR = part load ratio ossia fattore di carico climatico.
 CR = fattore di carico della pompa di calore.
 DC = potenza a pieno carico alle temperature indicate.
 DC_{bival} = potenza a pieno carico a -7/35 °C.
 P_{designh} = a pieno carico con clima A.
 COP = COP a carico CR alle stesse condizioni di temperatura di COP'.
 COP' = COP a pieno carico alle stesse condizioni di temperatura di COP.

Figura 46. Prospetto 31 UNI TS 11300-4

Le temperature di riferimento inserite sono relative alla sorgente fredda e per le pompe di calore geotermiche sono -5°C, 0°C, 5°C, 10°C, mentre si tiene in considerazione che il pozzo caldo sia a temperatura costante. Il Partial Load Ratio (PLR), ossia il fattore di carico climatico, è un rapporto tiene conto della variazione della potenza massima che può essere prodotta dalla macchina in funzione delle sole condizioni di funzionamento rispetto alla potenza massima producibile con una temperatura di sorgente pari a -10°C (P_{des}). Le potenze a pieno carico tabulate sono quindi le massime producibili per ogni temperatura di sorgente proposta con il relativo COP. Di seguito i valori tabulati di Capacity Ratio (CR) considerano il funzionamento a carico parziale della macchina e sono calcolati come:

$$CR = PLR * \frac{P_{des}}{DC_j}$$

Equazione 64

Dove DC_j è la potenza a pieno carico per la j-esima condizione operativa (A, B, C, o D). Infine, il fattore correttivo F_p permette di modificare il COP a pieno carico COP_{DC} e ottenere il COP a carico parziale COP_{PL}:

$$COP_{PL} = COP_{DC} * F_p$$

Equazione 65

Il fattore correttivo inoltre dipende solamente da CR.

L'andamento delle varie grandezze prima in riscaldamento e poi per la produzione di ACS è stato quindi ottenuto attraverso interpolazione polinomiale.

11.1.2. Calcolo delle prestazioni della pompa di calore in riscaldamento

Innanzitutto sono stati calcolati i coefficienti che definiscono l'andamento di PLR rispetto alla temperatura della sorgente mostrato in figura 47.

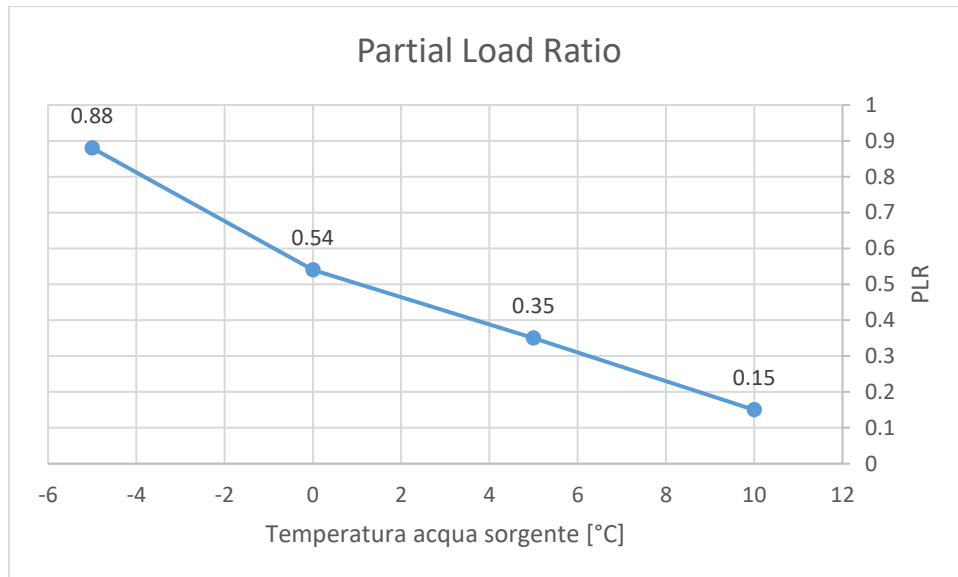


Figura 47. Andamento del fattore climatico PLR in funzione della temperatura esterna.

Come detto in precedenza, si prevede che nelle condizioni di progetto, ossia le più restrittive, l'acqua arrivi dalla sonda geotermica a una temperatura minima di 8°C. Per questo motivo è stata eseguita l'interpolazione considerando soltanto l'intervallo di temperatura da 0°C a 10°C cui corrisponde un andamento pressoché lineare. L'equazione ricavata è la seguente.

$$PLR = -0,038 * T_{w,in} [°C] + 0,54$$

Equazione 66

Dove $T_{w,in} [°C]$ è la temperatura dell'acqua proveniente dalle sonde espressa in gradi centigradi.

Allo stesso modo è stato valutato l'andamento di COP_{DC} rispetto a PLR, mostrato in figura 48.

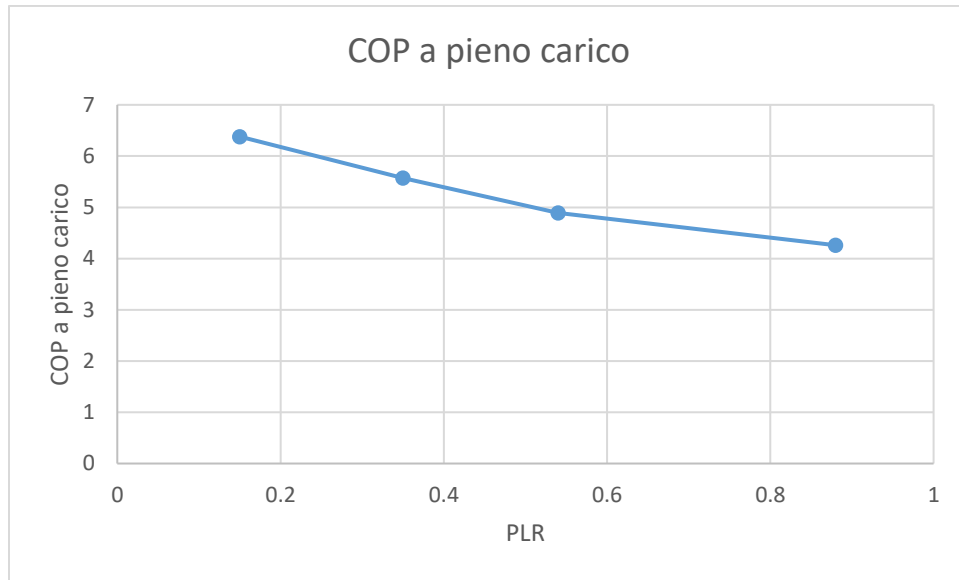


Figura 48. Andamento del COP a pieno carico in funzione di PLR.

Come la precedente interpolazione, anche in questo caso è stato trascurato l'andamento oltre $PLR=0,54$ corrispondente a $T_{w,in} [^{\circ}C]=0,54$. È stata quindi calcolata la seguente equazione:

$$COP_{DC} = -3,8205 * PLR + 6,953$$

Equazione 67

Conseguentemente è stato valutato l'andamento del fattore correttivo del COP a pieno carico in funzione di CR (Figura 49).

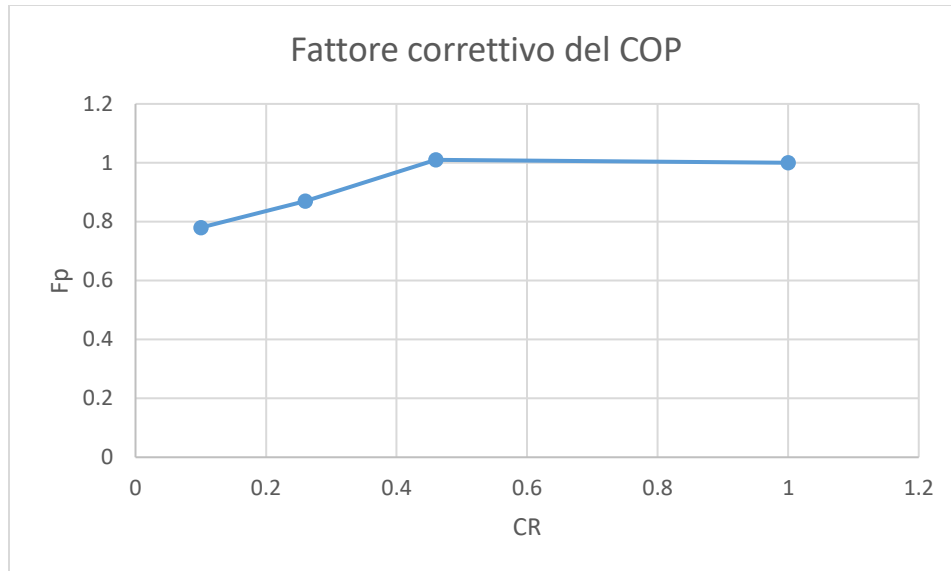


Figura 49. Andamento del fattore correttivo del COP in funzione di CR.

L'equazione 68 interpola i dati presentati in figura 49.

$$F_p = -0,6887 * CR^2 + 1,015 * CR + 0,6751$$

Equazione 68

Tale equazione presenta un errore massimo di 0.02 sul fattore di correzione.

Tutte le equazioni proposte nel presente paragrafo sono state implementate in TRNSYS tramite un blocco appositamente costruito che riceve in input una schedule con l'andamento delle temperature dell'acqua in uscita dalla sonda e la potenza termica richiesta ad ogni time step (Equazione 26). Il blocco calcola quindi CR sulla base della potenza richiesta ad ogni time step e contemporaneamente calcola il PLR in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso alla pompa di calore e COP_{DC} in funzione del PLR. Successivamente viene calcolato il fattore di correzione e quindi il COP a carico parziale. Lo stesso blocco, infine, calcola la potenza elettrica richiesta ad ogni time step come in Equazione 62.

11.1.3. Calcolo delle prestazioni della pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria

Il metodo utilizzato per calcolare le prestazioni della pompa di calore per la produzione di ACS è il medesimo utilizzato nel paragrafo precedente per calcolare la prestazione in riscaldamento invernale. In questo caso, la casa produttrice ha fornito altri dati da utilizzare come input per il calcolo secondo UNI EN 11300-4, relativi alla temperatura di 55°C. La relazione tra PLR e la temperatura della sorgente esterna è la stessa calcolata in riscaldamento (figura 47 ed equazione 66). Successivamente, è stato calcolato l'andamento di COP_{DC} rispetto a PLR, mostrato in figura 50.

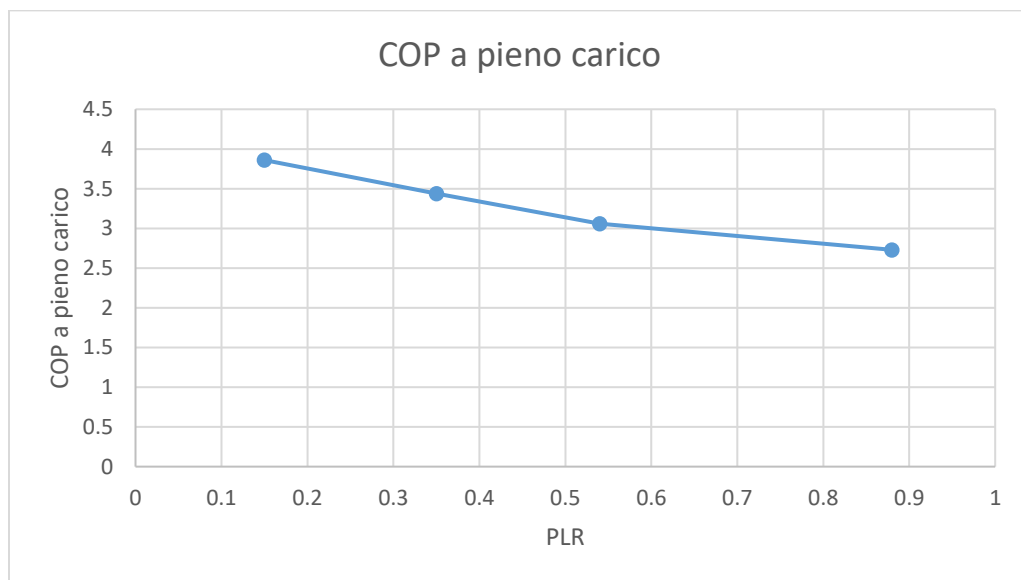


Figura 50. Andamento del COP a pieno carico in funzione di PLR.

Anche in questo caso è stato trascurato l'andamento oltre $PLR=0,54$ corrispondente a $T_{w,in} [^{\circ}C]=0,54$. È stata quindi calcolata la seguente equazione:

$$COP_{DC} = -2,051 * PLR + 4,168$$

Equazione 69

Conseguentemente è stato valutato l'andamento del fattore correttivo del COP a pieno carico in funzione di CR, che è possibile visualizzare in figura 51.

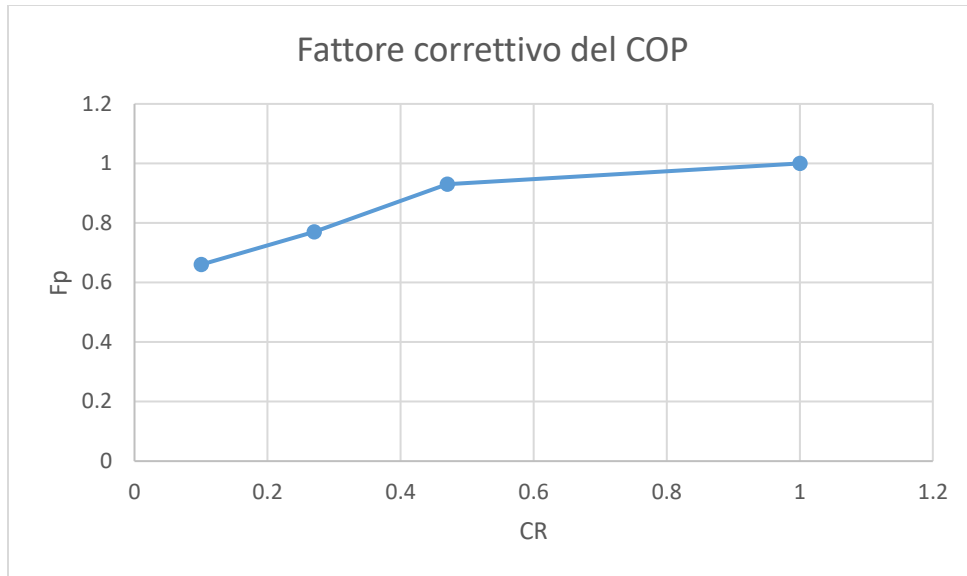


Figura 51. Andamento del fattore di correzione del COP in funzione di CR.

L'equazione calcolata per interpolare tali dati è la seguente.

$$F_p = -0,6189 * CR^2 + 1,06933 * CR + 0,5492$$

Equazione 70

Le precedenti equazioni sono state implementate nel modello TRNSYS come descritto al paragrafo precedente per il riscaldamento utilizzando lo stesso file di input contenente le temperature di uscita dalla sonda geotermica. Poiché non sono state ottenute informazioni riguardo le prestazioni della pompa di calore per temperature di sorgente maggiori di 10°C, è stato posto un COP costante di 3.5 se il fluido in uscita dalla sonda geotermica ha una temperatura superiore a 15°C.

Le prestazioni della pompa di calore per la produzione di ACS durante il periodo estivo saranno discusse nel prossimo paragrafo.

11.1.4. Prestazioni della pompa di calore in regime di raffrescamento

Le prestazioni della pompa di calore in regime estivo sono valutate secondo la UNI EN 11300-3 [29], che fornisce un metodo di calcolo dell'EER al variare della temperatura del fluido termovettore uscente dalla sonda geotermica e del fattore di carico F della macchina, ossia il rapporto tra l'energia richiesta dall'utenza e la massima energia producibile nello stesso periodo.

L'azienda produttrice della pompa di calore ha fornito una tabella simile alla seguente, tratta dalla norma stessa [29].

prospetto E.1

Dati forniti dal costruttore della macchina frigorifera

	Fattore di carico (F)	T aria esterna di bulbo secco ($^{\circ}\text{C}$)	EERi
EER1	100%	35	2,35
EER2	75%	30	2,68
EER3	50%	25	2,94
EER4	25%	20	2,83

Figura 52. Prospetto E.1 UNI EN 11300-3.

Con tali valori è possibile costruire una parte della curva prestazionale della macchina, da completare secondo le indicazioni date dalla stessa normativa ed esposte nella seguente figura 53.

2. Unità Aria-acqua e Acqua-acqua:
- 20% EER4 \times 0,95
 - 15% EER4 \times 0,94
 - 10% EER4 \times 0,87
 - 5% EER4 \times 0,71
 - 2% EER4 \times 0,46
 - 1% EER4 \times 0,29

Figura 53. Metodo di calcolo dei punti mancanti delle prestazioni per una pompa di calore. [29].

Per tenere in considerazione la variazione della temperatura del pozzo di calore $T_{b,out}$, ossia l'acqua uscente dal campo geotermico, in [29] si utilizza il coefficiente η_1 , dipendente sia dal fattore di carico che da $T_{b,out}$, che deve essere moltiplicato per il valore di EER. Tale coefficiente è ricavabile dalle tabelle fornite in [29], i cui valori sono stati riassunti graficamente in figura 54.

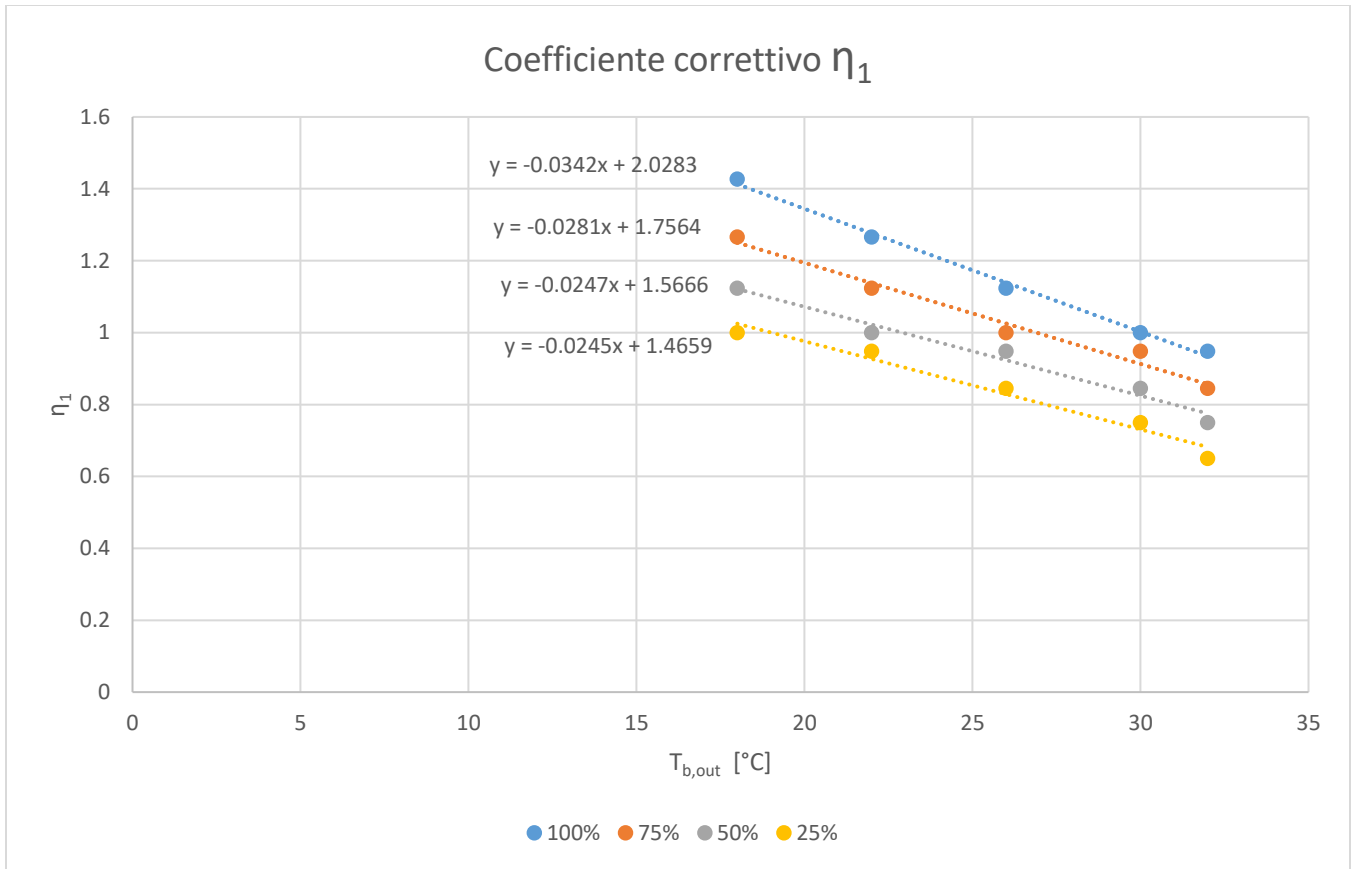


Figura 54. Andamento del fattore correttivo η_1 in funzione del fattore di carico F e della temperatura $T_{b,out}$.

Come dimostra la figura 54, se si considera costante il fattore di carico F , i valori tabulati di η_1 possono essere approssimati linearmente con equazione del tipo:

$$\eta_1 = m * T_{b,out} + q$$

Equazione 71

Dove m e q sono due coefficienti che dipendono esclusivamente dal fattore di carico, pertanto sono state ricavate le relazioni che legano le due grandezze mediante interpolazione polinomiale. Le figure 55 e 56 ne mostrano l'andamento e le relazioni polinomiali.

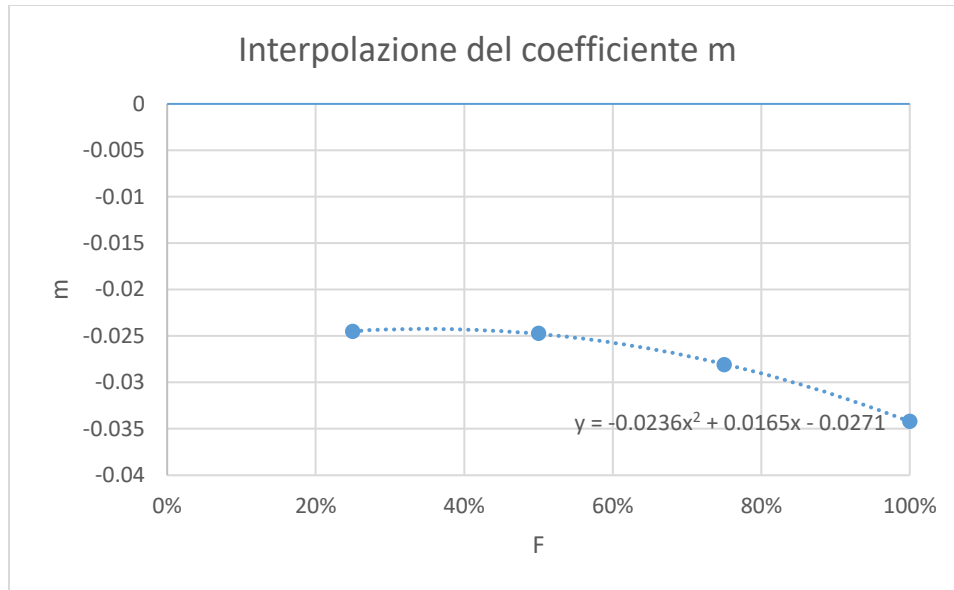


Figura 55. Interpolazione del coefficiente m in funzione del fattore di carico F .

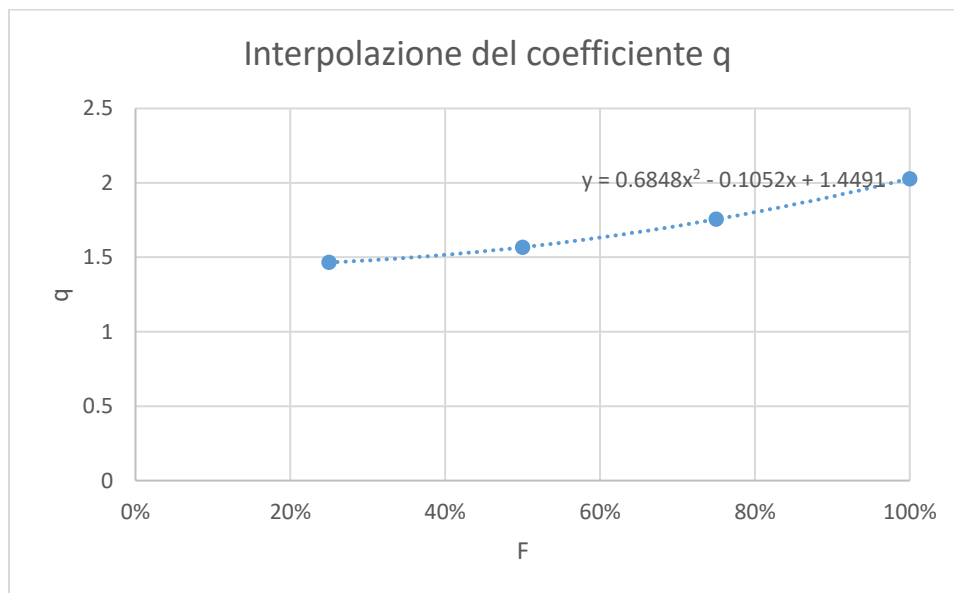


Figura 56. Interpolazione del coefficiente q in funzione del fattore di carico F .

Per non estrapolare dati dalle curve riportate nelle figure 55 e 56, il modello TRNSYS è stato impostato in modo che, se il fattore di carico è minore del 25%, i coefficienti m e q vengano comunque calcolati con quest'ultimo fattore di carico.

Inoltre, secondo [29] i dati uscenti dalle prove sperimentali si riferiscono a terminali d'impianto funzionanti a temperatura di 7/12°C. Per riportare tali valori alle condizioni di funzionamento desiderate allora si è utilizzato un ulteriore fattore correttivo C_{EER} ottenuto come segue:

$$EER^*_t = \frac{T_{ev,t} + 273}{T_{cond,t} - T_{ev,t}}$$

Equazione 72

Dove EER^*_t è il valore di EER che si otterrebbe con il ciclo ideale di Carnot tra le temperature di evaporazione $T_{ev,t}$ pari a 3°C e $T_{cond,t}$ pari a 40°C. Queste sono le condizioni di funzionamento ipotizzate per produrre acqua a 7°C con una temperatura di sorgente di 35°C. Per le condizioni di funzionamento desiderate invece è stato ipotizzato di poter effettuare l'evaporazione a 13°C per produrre acqua a 18 °C, senza modificare la temperatura di condensazione. Il valore di EER secondo Carnot viene quindi calcolato nuovamente con le condizioni reali in equazione 73.

$$EER^*_r = \frac{T_{ev,r} + 273}{T_{cond,r} - T_{ev,r}}$$

Equazione 73

Successivamente il fattore di correzione è stato calcolato come rapporto tra i valori calcolati nelle equazioni 72 e 73 ed è pari a 1.46. Tutti i valori di EER forniti dall'azienda produttrice sono stati corretti con tale fattore.

Nel caso in esame i valori di EER mancanti sono quindi stati calcolati e sono mostrati in figura 54 assieme a quelli forniti dal produttore e corretti con C_{EER} . Nella stessa figura è riportata anche l'equazione ottenuta mediante interpolazione polinomiale.

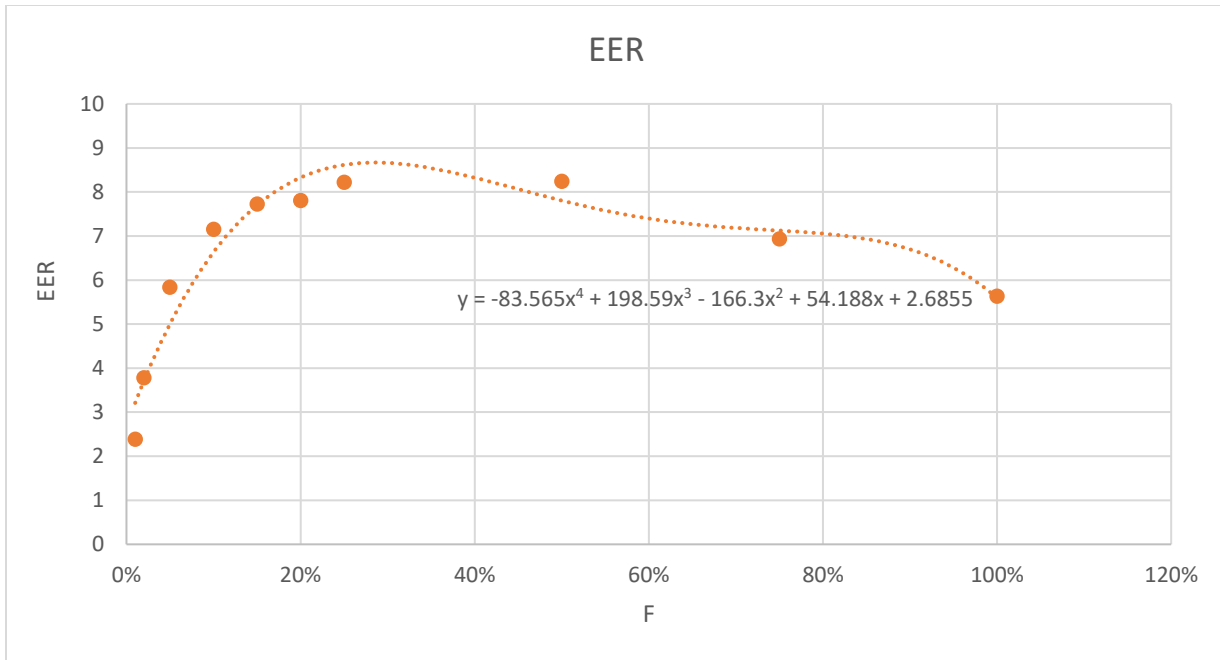


Figura 57. Curva prestazionale della pompa di calore in funzione del fattore di carico.

11.1.5. Implementazione delle logiche di funzionamento della pompa di calore

Oltre alle prestazioni, anche le logiche di funzionamento della pompa di calore sono state implementate all'interno del modello TRNSYS per mezzo di un apposito blocco *Equation* che simula la macchina.

La prima logica di funzionamento riguarda il periodo invernale, in cui la macchina deve garantire la produzione di ACS e di acqua calda da inviare al sistema radiante a soffitto. Le produzioni di calore avvengono a due livelli di temperatura diversi, ovvero con diverse temperature di condensazione del fluido refrigerante, di conseguenza non possono avvenire contemporaneamente. Si tratta quindi di implementare la logica di priorità della macchina, che viene data sempre alla produzione di ACS rispetto al sistema radiante. Sono stati utilizzati i segnali di controllo disponibili in TRNSYS tramite controllo differenziale (visto al paragrafo 4.3).

Per quanto riguarda il periodo estivo invece, vi è la necessità di raffreddare la portata d'acqua da inviare al pannello radiante o agli stacchi del collettore di mandata riservati alla deumidificazione, ma allo stesso

tempo può esserci la richiesta di fornire calore al serbatoio di accumulo di ACS. A differenza del caso invernale, il modello considerato di pompa di calore permette di gestire entrambe le richieste contemporaneamente in modo efficiente. In caso di richiesta simultanea di caldo e freddo, infatti, è possibile utilizzare il doppio effetto della pompa di calore: per il raffreddamento di una portata d'acqua, la pompa di calore utilizza le sonde geotermiche come pozzo caldo a cui cedere il calore estratto dall'edificio, se invece deve produrre anche calore per l'ACS utilizza il serbatoio di accumulo come pozzo caldo. In quest'ultimo caso, il valore di EER della pompa di calore si riduce a causa dell'aumento della temperatura di condensazione, ma il calore da inviare al serbatoio di accumulo è fornito senza spendere energia elettrica. Il valore di EER in tal caso è stimato pari a 2.5¹¹.

11.2. *Verifica dell'interazione termica con il terreno*

Dalle analisi eseguite a seguito dell'implementazione della pompa di calore nel modello TRNSYS è emerso che le prestazioni ipotizzate al paragrafo 10.3 non erano attendibili. A seguito delle analisi svolte nel paragrafo 11.1, infatti, i valori di COP ed EER sono risultati maggiori rispetto a quanto ipotizzato inizialmente. Le simulazioni effettuate, considerando la dipendenza delle prestazioni dalle condizioni di utilizzo effettivo e dal fattore di carico, hanno fornito un'ulteriore conferma della necessità di tale verifica. Pertanto, è stato impostato un ciclo iterativo che prevede:

1. Simulazione in TRNSYS con le temperature di uscita dalla sonda geotermica calcolate al paragrafo 10.3 come prima ipotesi;
2. Estrazione delle potenze scambiate a terreno dai risultati della simulazione TRNSYS (calcolate secondo le equazioni 56 e 57 ad ogni time step);
3. Simulazione con il codice CaRM delle potenze calcolate al punto 2.
4. Estrazione delle temperature di uscita dalla sonda geotermica a seguito della simulazione al punto 3.
5. Simulazione in TRNSYS con le temperature di uscita dalla sonda geotermica calcolate al punto 4.
6. Calcolare lo scarto medio tra i valori delle temperature ricavati all'iterazione precedente.
7. Ritorno al punto 2.

¹¹ La stima fa riferimento a una temperatura di evaporazioni pari a 15°C e una temperatura di condensazione di 60°C.

Il ciclo è stato eseguito fino ad ottenere uno scarto medio di 0.05% sulla temperatura di uscita dalla sonda geotermica. A tal fine sono state sufficienti tre iterazioni, i cui risultati sono riportati in figura 58.

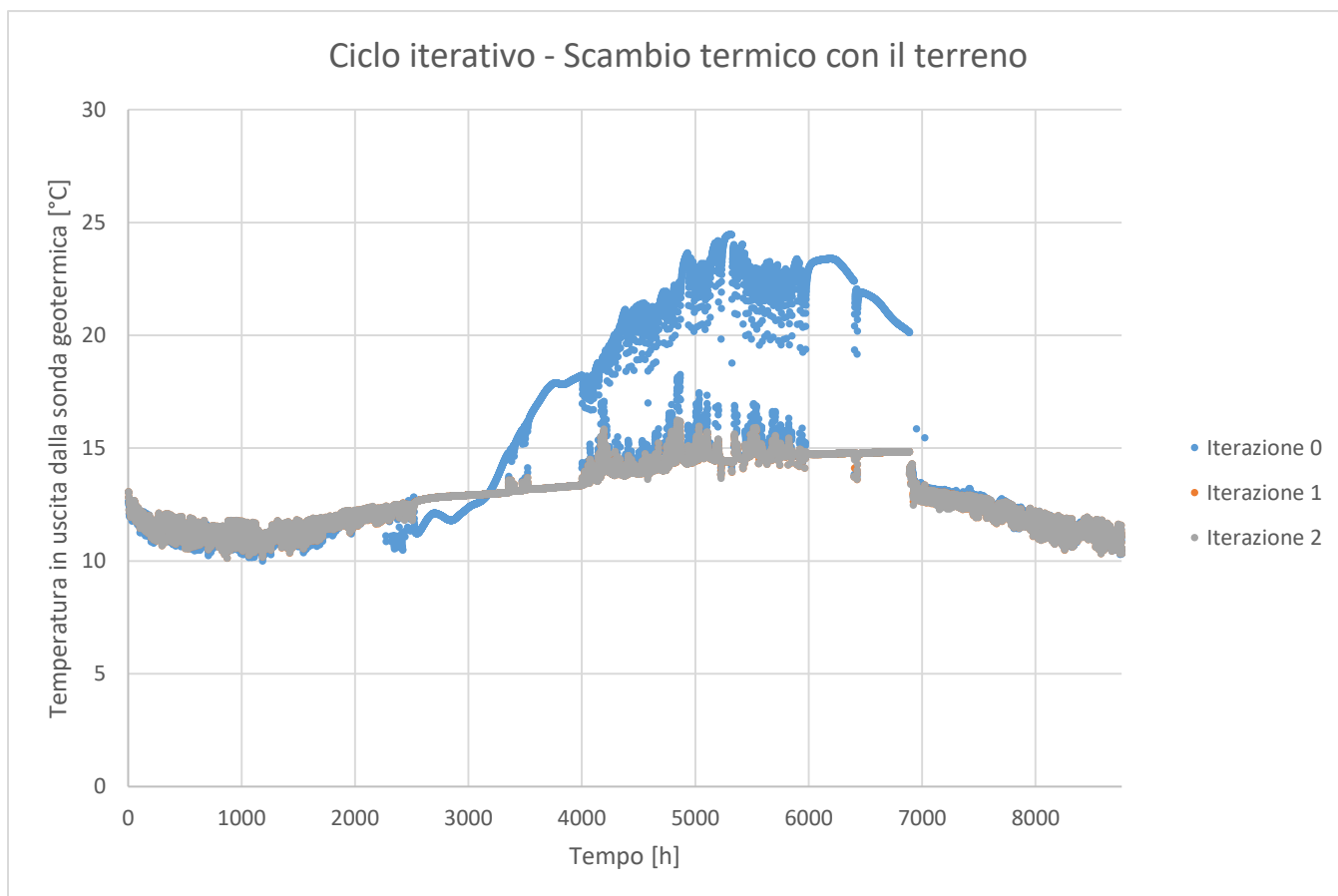


Figura 58. Iterazioni per il calcolo della temperatura in uscita dalla sonda geotermica.

12. Risultati

La tabella 34 e la figura 59 riassumono i fabbisogni mensili di energia termica calcolati nuovamente con le nuove ipotesi per le logiche di controllo e l'implementazione nel modello TRNSYS delle funzioni di produzione di ACS e deumidificazione.

Tabella 34. Fabbisogno mensile di energia termica.

	Sistema Radiante [kWh/mese]	ACS [kWh/mese]	Deumidificazione [kWh/mese]
Gennaio	558	223	0
Febbraio	505	200	0
Marzo	245	222	0
Aprile	24	203	-4
Maggio	-469	207	-389
Giugno	-676	201	-471
Luglio	-929	201	-569
Agosto	-860	202	-648
Settembre	-494	200	-424
Ottobre	-167	210	-243
Novembre	256	212	0
Dicembre	591	224	0

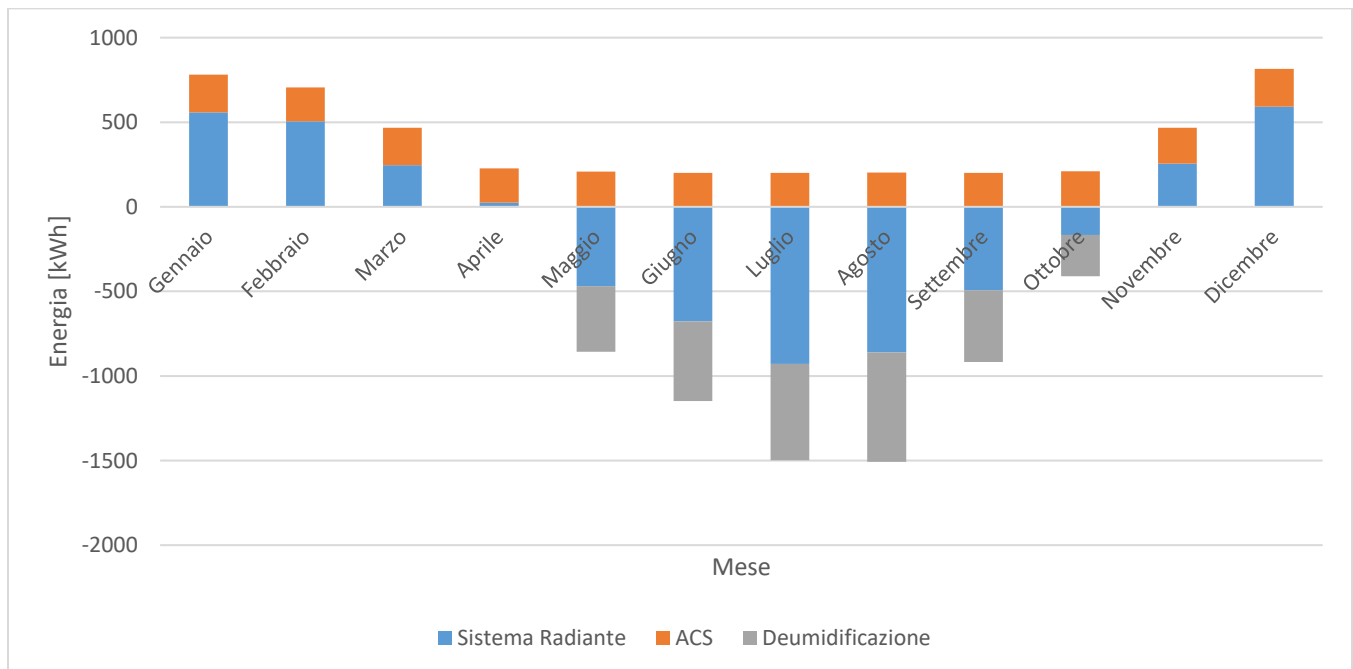


Figura 59. Istogramma del fabbisogno termico mensile.

Si ricorda che l'energia richiesta per la deumidificazione è da imputare, non solo alla somma delle potenze calcolate con l'Equazione 58 durante l'anno, ma anche alla quota di energia che deve essere smaltita dagli appositi stacchi dell'impianto radiante.

Complessivamente il fabbisogno annuale risulta pari a 11083 kWh/anno, corrispondente ad un indice di fabbisogno su superficie dell'edificio pari a 148 kWh/m²/anno. Tali valori sono ripartiti come segue.

Tabella 35. Fabbisogno termico annuale e relativo indice di fabbisogno superficiale divisi per voce di utilizzo.

	Sistema Radiante		Deumidificazione	ACS
	Inverno	Estate		
Fabbisogno Termico Annuale [kWh/anno]	2193	3642	2741	2507
Indice di fabbisogno termico [kWh/m/anno]	29.2	48.6	36.5	33.4

Avendo implementato nel modello anche le prestazioni della pompa di calore e del chiller dedicato alla deumidificazione, sono stati calcolati anche i profili di consumo elettrico da imputare agli impianti termotecnici che sono riassunti nella tabella 36 e nella figura 60 su base mensile.

Tabella 36. Consumi mensili di energia elettrica dovuti agli impianti termotecnici.

	Sistema Radiante [kWh/mese]	ACS [kWh/mese]	Deumidificazione [kWh/mese]
Gennaio	121	94	0
Febbraio	109	85	0
Marzo	53	96	0
Aprile	12	80	1
Maggio	87	37	144
Giugno	107	32	175
Luglio	143	15	211
Agosto	134	21	240
Settembre	84	41	157
Ottobre	38	67	90
Novembre	55	93	0
Dicembre	128	95	0

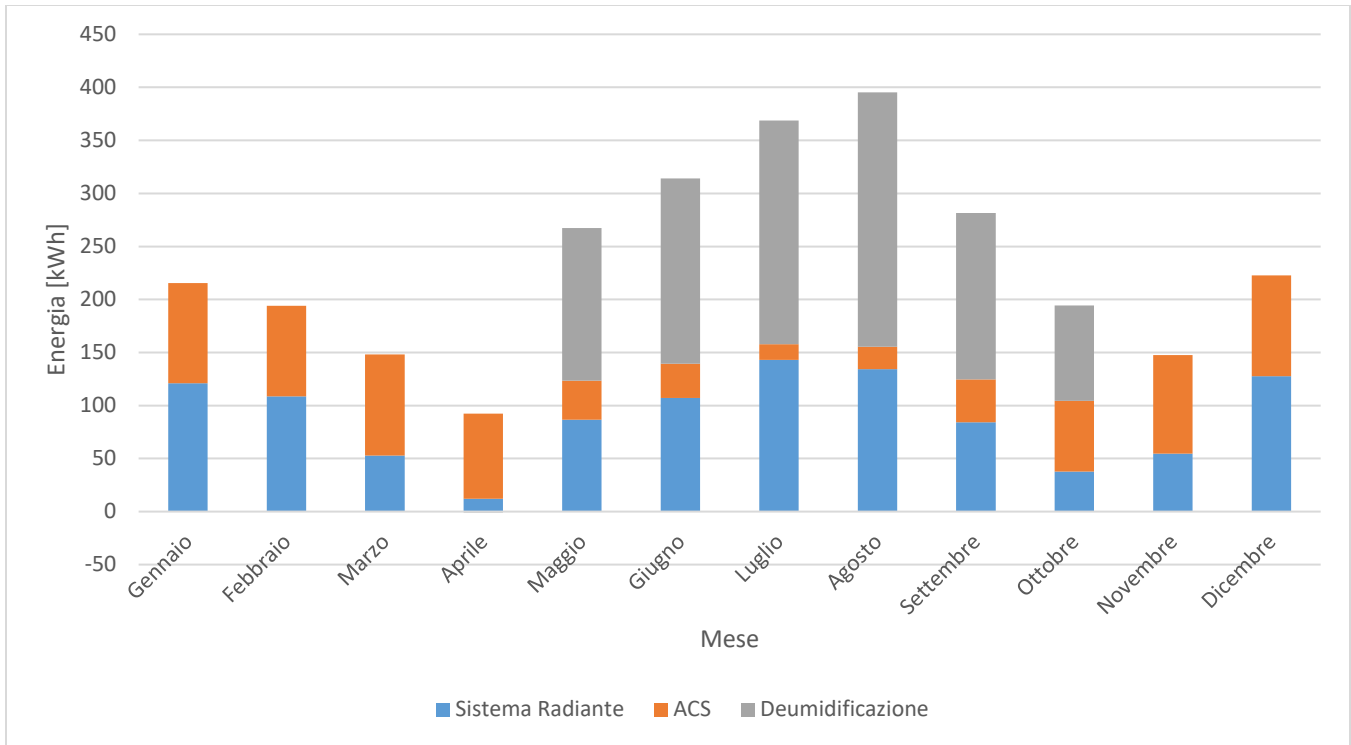


Figura 60. Istogramma del consumo mensile di energia elettrica.

Complessivamente il consumo annuale di energia elettrica risulta pari a 2841 kWh/anno, corrispondente ad un indice di consumo per unità di superficie dell'edificio di 37.9 kWh/m²/anno. La tabella 37 mostra la spartizione di tali consumi tra le voci di utilizzo.

Tabella 37. Spartizione dei consumi energetici per voce di utilizzo e relativo indice di consumo per unità di superficie.

	Sistema Radiante		Deumidificazione	ACS
	Inverno	Estate		
Consumo elettrico Annuale [kWh/anno]	472	-597	1015	756
Indice di consumo elettrico [kWh/m/anno]	6.3	-8.0	13.5	10.1

Successivamente sono stati valutati i valori di COP ed EER medi stagionali dividendo i valori riportati in tabella 35 per quelli riportati in tabella 37. Risultano:

- COP pari a 4.6 per il riscaldamento;
- COP pari a 3.3 per la produzione di ACS;

- EER pari a 6.1 per la produzione di acqua fredda da utilizzare nel sistema radiante e come sorgente per il chiller di deumidificazione;
- EER pari a 2.7 per la deumidificazione (considerando la sola energia del chiller dedicato).

13. Altri carichi elettrici

Al fine di valutare realisticamente i consumi elettrici dell'edificio, oltre all'energia elettrica consumata dagli impianti termotecnici, è stato analizzato anche il consumo degli elettrodomestici. In tal senso sono state ipotizzate delle schedule per la potenza media oraria relative ad ogni elettrodomestico che si prevede sarà installato. Non disponendo di informazioni precise riguardo i modelli definitivi di frigorifero, freezer, lavastoviglie e lavatrice, sono state prese come riferimento alcune schede tecniche presenti nel mercato ed è stata considerata la media dei valori trovati. Quindi sono state effettuate le seguenti ipotesi:

- Frigorifero e freezer: funzionamento costante con una potenza di 22 W;
- Lavatrice: un lavaggio da 4 ore di sera a giorni alterni con una potenza di 140 W;
- Lavastoviglie: programma di 4 ore, ogni sera, da 205 W;
- Piano cottura ad induzione: 1 kW per un'ora ogni pranzo e cena.

Per l'illuminazione sono stati utilizzati dei valori medi per le strisce a led pari a 8W per striscia, che seguiranno le stesse schedule viste in precedenza per i carichi interni. Nella seguente immagine è mostrata la disposizione dei dispositivi illuminanti e con essa la quantità di apparecchi presenti nell'edificio.

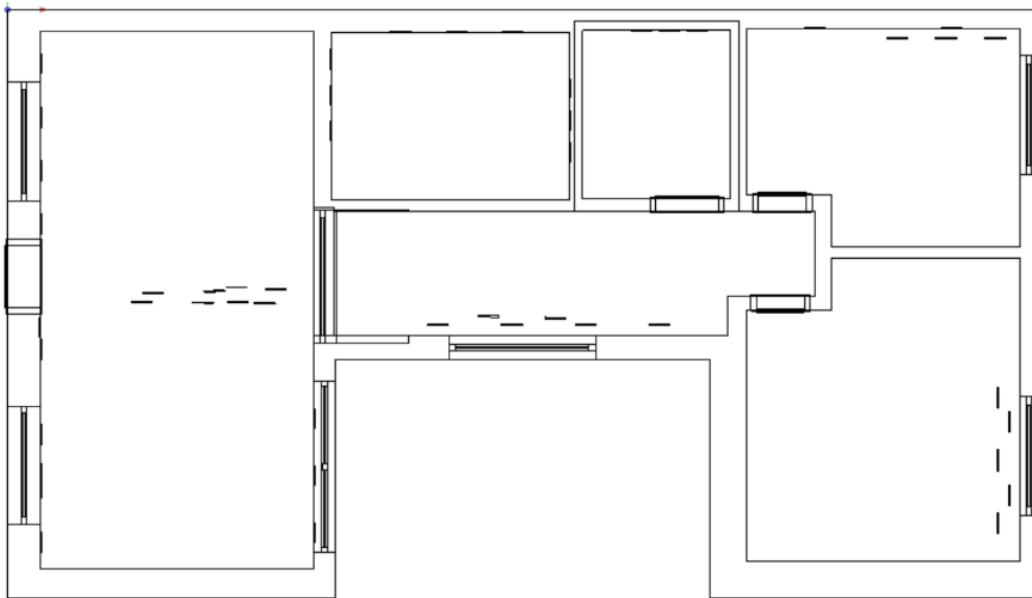


Figura 61. Disposizione dei dispositivi illuminanti nell'edificio.

Di seguito sono esposte la tabella 38 e la figura 62 che riassumono l'andamento dei carichi elettrici, la prima facente riferimento ad una singola giornata e la seconda riguardante tutto l'arco di una settimana.

Complessivamente il consumo annuale di energia elettrica dovuto ai carichi elettrici descritti nel presente capitolo è pari a 1640 kWh/anno. Tale valore, unito al consumo di energia finale per gli impianti termotecnici calcolato al paragrafo 11, fornisce un consumo totale pari a 4480 kWh/anno.

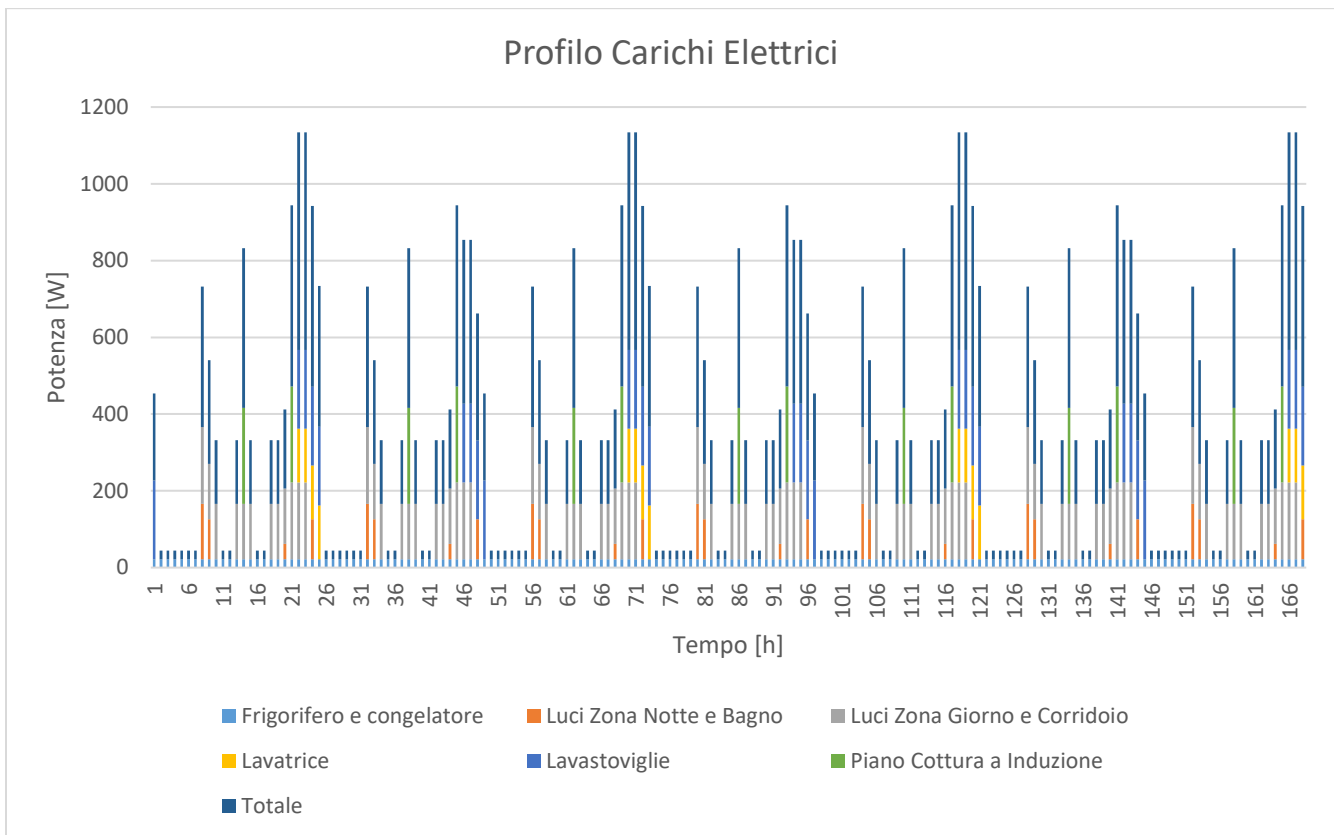


Figura 62. Profilo di carico elettrico dell'edificio in una settimana tipo.

Tabella 38. Profilo di carico elettrico dell'edificio.

	Potenza apparecchi elettrici [W]						
	Frigorifero e congelatore	Luci Zona Notte e Bagno	Luci Zona Giorno e Corridoio	Lavatrice	Lavastoviglie	Piano cottura a induzione	Totale
00:00	22	0	0	0	205	0	227
01:00	22	0	0	0	0	0	22
02:00	22	0	0	0	0	0	22
03:00	22	0	0	0	0	0	22
04:00	22	0	0	0	0	0	22
05:00	22	0	0	0	0	0	22
06:00	22	0	0	0	0	0	22
07:00	22	144	200	0	0	0	366
08:00	22	104	144	0	0	0	270
09:00	22	0	144	0	0	0	166
10:00	22	0	0	0	0	0	22
11:00	22	0	0	0	0	0	22
12:00	22	0	144	0	0	0	166
13:00	22	0	144	0	0	1000	1166
14:00	22	0	144	0	0	0	166
15:00	22	0	0	0	0	0	22
16:00	22	0	0	0	0	0	22
17:00	22	0	144	0	0	0	166
18:00	22	0	144	0	0	0	166
19:00	22	40	144	0	0	0	206
20:00	22	0	200	0	0	1000	1222
21:00	22	0	200	140	205	0	567
22:00	22	0	200	140	205	0	567
23:00	22	104	0	140	205	0	471

14. Impianto fotovoltaico con accumulo e analisi del fabbisogno elettrico

Attenendosi alla definizione di Zero Energy Building [31], l'edificio pilota non solo deve minimizzare i consumi energetici, ma deve anche essere in grado di produrre da sé energia. A tal fine verrà installato un impianto fotovoltaico con batteria di accumulo. Non avendo ancora definito la fornitura del materiale, le seguenti analisi sono state eseguite considerando tecnologie attualmente in commercio. È previsto che l'impianto abbia una potenza di picco pari a circa 6 kW con uno stoccaggio elettrico eseguito con batterie a ioni di litio o al piombo di 10 kWh di capacità. Si prevede che i pannelli fotovoltaici siano disposti come in figura 63 con un'inclinazione di 30°.

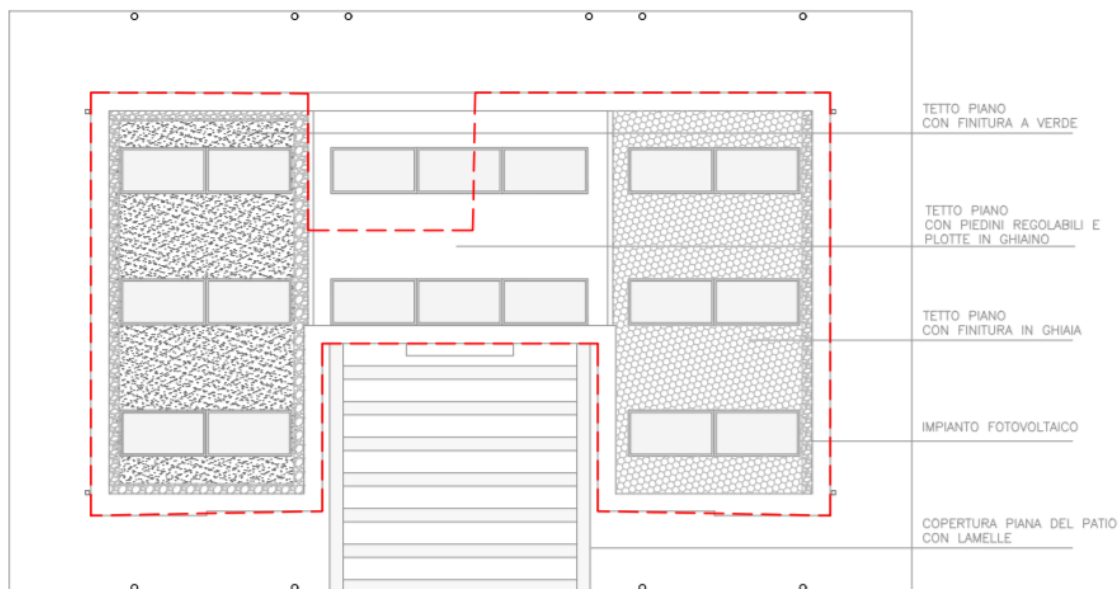


Figura 63. Disposizione dei pannelli fotovoltaici sul tetto dell'edificio.

Come si può vedere l'impianto ipotizzato è costituito da 18 pannelli di dimensioni 1.56x0.86 m in silicio monocristallino organizzati in due stringhe da 9 pannelli ciascuno. Le due stringhe saranno connesse separatamente ad un inverter con sistema MPPT (Maximum Power Point Tracker) per migliorarne l'efficienza in ogni condizione di funzionamento. L'inverter avrà poi il compito di gestire la "direzione" dell'energia proveniente dall'impianto fotovoltaico verso i carichi elettrici o la batteria di accumulo. Per quanto riguarda i dati tecnici di pannelli, batteria di accumulo e inverter si è fatto riferimento a schede tecniche presenti nel mercato.

L'impianto fotovoltaico è stato quindi inserito nel modello TRNYS, ricevendo in input un apposito file, contenente il profilo di carico elettrico descritto al paragrafo 12, e la potenza elettrica richiesta ad ogni time step dagli impianti termotecnici data dalla somma dei contributi di riscaldamento, raffrescamento, deumidificazione e produzione di acqua calda sanitaria. La configurazione dell'impianto è mostrata in figura 60.

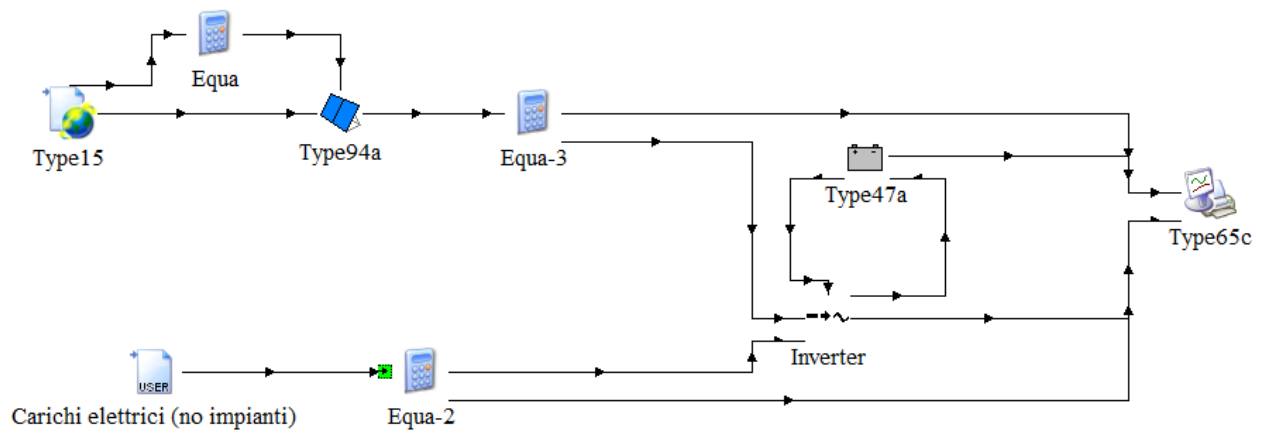


Figura 64. Estratto del modello TRNSYS relativo all'impianto fotovoltaico.

Il grafico seguente mostra il profilo di produzione annuale di energia da parte dell'impianto fotovoltaico.

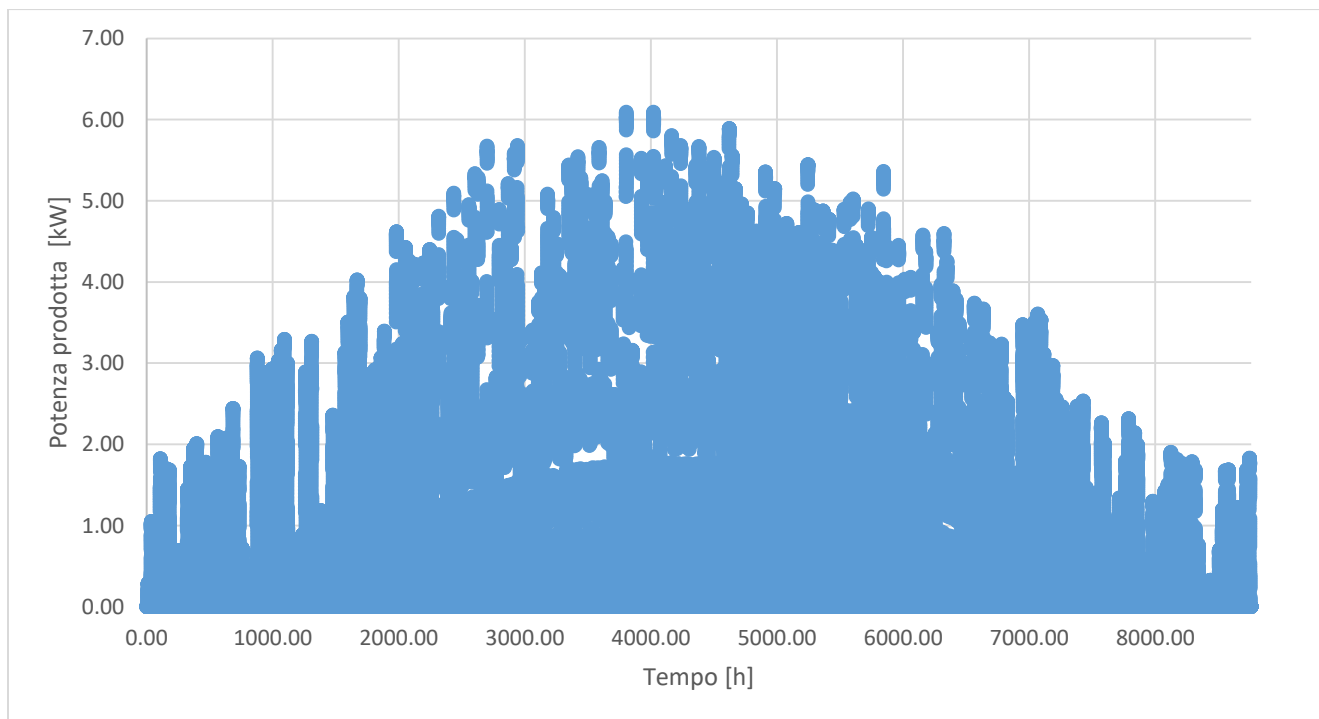


Figura 65. Produzione di energia elettrica da parte dell'impianto fotovoltaico.

L'energia totale prodotta durante l'anno è pari a 6865 kWh.

Il funzionamento dell'inverter prevede che l'energia prodotta dai pannelli fotovoltaici sia inviata in priorità a soddisfare i carichi elettrici dell'edificio. Se l'energia elettrica richiesta è superiore a quella prodotta dai pannelli, la porzione restante viene fornita dalla batteria di accumulo, se il livello di carica e la velocità di scarica lo permettono, oppure viene prelevata dalla rete. Se invece l'energia prodotta dai pannelli fotovoltaici è superiore a quella richiesta dall'edificio, il surplus viene in priorità utilizzato per ricaricare la batteria di accumulo oppure, nel caso questa fosse completamente carica, viene ceduto alla rete elettrica nazionale. In figura 66 è mostrato l'ammontare di energia ceduta (con segno positivo) o prelevata (con segno negativo) dalla rete per ogni mese.

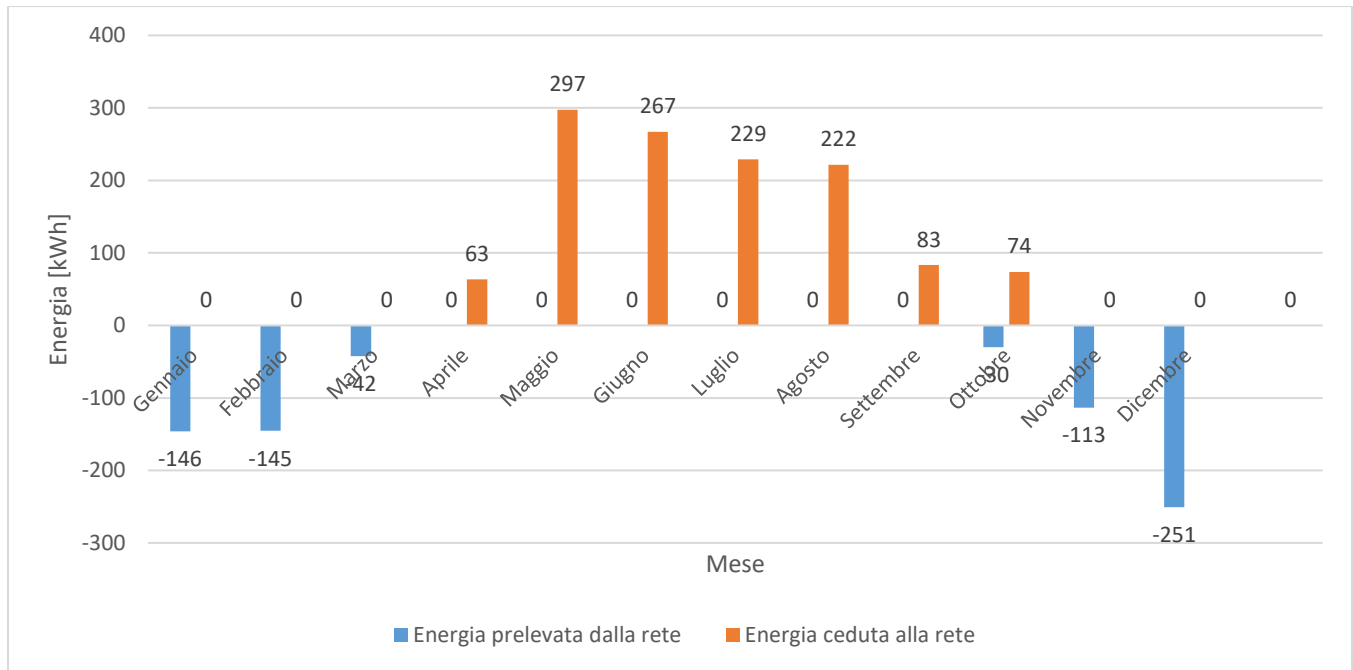


Figura 66. Istogramma di scambio dell'energia con la rete elettrica nazionale.

Complessivamente l'energia prelevata dalla rete in un anno E_{grid} è pari a 728 kWh, mentre ne viene ceduto un ammontare di 1235 kWh. Infine, è stata calcolata la percentuale di auto-consumo f_{self} come:

$$f_{self} = \left(1 - \frac{E_{grid}}{E_{load}}\right) * 100$$

Equazione 74

Dove E_{load} è il consumo elettrico complessivo calcolato al paragrafo 11. La percentuale di autoconsumo risulta dunque pari all'84%.

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi si è concentrato sulla progettazione degli impianti termotecnici dell'edificio pilota afferente al progetto studentesco UniZEB, in particolare l'impianto di ventilazione meccanica controllata e il sistema radiante a soffitto. La progettazione è stata supportata da simulazioni dinamiche del comportamento termico dell'edificio in ambiente TRNSYS, che hanno permesso di valutare anche aspetti quali il comfort termoigrometrico degli ambienti.

Le scelte progettuali relative all'edificio, al sistema di generazione e di distribuzione dipendono dall'analisi del comfort nell'edificio. La ventilazione meccanica controllata è stata progettata con l'obiettivo di garantire la permanenza nella prima categoria di comfort secondo EN 15251 [20] per quanto riguarda la qualità dell'aria all'interno dell'abitazione. I risultati sono riassunti al paragrafo 8. La valutazione del discomfort locale, dovuto ad asimmetria radiante e differenza verticale di temperatura tra il livello della testa e il livello delle caviglie, ha confermato le scelte progettuali prese per il sistema radiante rientrando ancora nella prima categoria di comfort secondo [20]. Sull'analisi della sensazione termica è stata basata anche l'implementazione nel modello TRNSYS dei parametri decisionali che spettano agli utenti dell'abitazione, come la temperatura da impostare per i termostati nelle stanze o gli intervalli temporali di funzionamento degli impianti. Tale analisi ha incontrato delle difficoltà nel trasferire in codice di calcolo il comportamento delle persone, molto variabile all'interno della propria abitazione, in quanto queste hanno la possibilità di adattarsi alla sensazione termica provata con vincoli poco restrittivi, soprattutto per quanto riguarda l'abbigliamento da indossare. Nonostante i risultati ottenuti al paragrafo 9.1 mostrassero delle criticità nelle camere da letto, è stato scelto di utilizzare i parametri di riferimento della simulazione che ha portato a tali risultati, ossia impostare i termostati a $21\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ in inverno e $26\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ in estate e permettere l'accensione degli impianti soltanto durante la giornata in soggiorno e soltanto la notte nelle camere per la stagione di riscaldamento; nella stagione estiva, invece, solamente durante il giorno in tutte le stanze. Inoltre, è stato impostato un secondo livello di controllo e accensione, sempre attivo, a $19\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ nella zona notte e nella zona giorno.

Il progetto dell'impianto di ventilazione meccanica controllata ha permesso di trovare una soluzione al problema della data room. Si ricorda che in tale locale sono presenti i server di acquisizione dei dati dell'edificio, sempre accesi, che influenzano il comportamento termodinamico dell'edificio trattandosi di

una fonte di calore significativa e costante. La soluzione trovata prevede l'espulsione dell'aria esausta prelevata nella data room, a monte del recuperatore di calore. In fase di costruzione dell'edificio si dovrà dunque prestare particolare attenzione a sigillare ermeticamente la stanza per evitare la fuoriuscita di aria che potrebbe potenzialmente contenere odori sgradevoli.

Sulla base dell'analisi del comfort è stato implementato il funzionamento degli impianti nell'edificio ed effettuata un'analisi preliminare del fabbisogno dell'edificio al fine di dimensionare il campo geotermico secondo il metodo ASHRAE. Il campo geotermico sarà infine costituito da un'unica sonda verticale a doppia U profonda 120 m. Poiché le lunghezze complessive di sonda calcolate risultavano diverse fra loro di circa 35 m, è stato utilizzato il codice di calcolo CaRM per valutare l'interazione tra il fluido termovettore circolante nella sonda geotermica e il terreno. In funzione dei fabbisogni ottenuti nell'analisi preliminare, CaRM ha permesso di calcolare il profilo annuale della temperatura dell'acqua uscente dalla sonda.

L'analisi dell'interazione termodinamica tra il terreno e il fluido termovettore è stata utilizzata per valutare le prestazioni della pompa di calore durante l'anno. Queste sono basate sulle informazioni fornite dall'azienda produttrice e sui metodi proposti nelle norme UNI EN 11300-3 e 11300-4. Le prestazioni della pompa di calore sono state implementate nel modello TRNYS sotto forma di equazioni ricavate tramite interpolazione polinomiale dei dati disponibili. Sono state implementate anche le logiche di funzionamento, quali la priorità della produzione di ACS rispetto al riscaldamento e il recupero totale di calore se è richiesta la produzione simultanea di raffrescamento ed ACS, ed i componenti aggiuntivi dell'impianto, come il serbatoio di accumulo di ACS assieme allo scambiatore di calore esterno e la valvola termostatica per il ricircolo o il serbatoio di accumulo inerziale. L'implementazione di questi ultimi aspetti all'interno del modello TRNSYS ha quindi permesso di svolgere analisi dettagliate sul fabbisogno termico dell'edificio e sul suo consumo di energia finale. I risultati ottenuti sono poi stati verificati utilizzando il codice CaRM che, inserito all'interno di un ciclo iterativo assieme a TRNSYS, aveva l'obiettivo di minimizzare lo scarto tra un'iterazione e la precedente rispetto alla temperatura del fluido termovettore uscente dalla sonda geotermica.

I risultati mostrano un indice di prestazione termica dell'edificio pari a 148 kWh/m²/anno, relativo al fabbisogno, e un indice di prestazione di energia finale pari a 37.9 kWh/m²/anno.

Successivamente sono state effettuate alcune ipotesi riguardanti le apparecchiature elettriche presenti nell'abitazione, come elettrodomestici e illuminazione, al fine di calcolarne il consumo che risulta pari a 1640 kWh/anno.

Infine, è stata svolta un'analisi di producibilità di energia rinnovabile grazie all'impianto fotovoltaico installato sul tetto dell'edificio. È stata calcolata una produzione complessiva di 6865 kWh/anno. Tale valore è frutto dell'implementazione nel modello TRNSYS dei pannelli fotovoltaici combinati a batteria di accumulo e inverter che ha permesso di valutare l'autoconsumo dell'edificio, pari all'84% dell'energia finale consumata. L'edificio non può dunque operare come stand-alone, ossia isolato dalla rete elettrica nazionale, ma, prestando attenzione agli scambi di energia tra l'edificio e la rete, si nota che l'energia prelevata, 728 kWh/anno, è inferiore a quella ceduta, 1235 kWh/anno. Il surplus, pari a 507 kWh/anno, potrà essere utilizzato per sopperire all'alimentazione degli elementi ausiliari degli impianti termotecnici che non sono stati considerati in questa analisi, ma che potranno essere oggetto di analisi future a completamento di quanto svolto in questo lavoro. È, di conseguenza, verificata la denominazione di Zero Energy Building per l'edificio pilota, obiettivo del progetto UniZEB.

Tutti i risultati ottenuti dal modello TRNSYS costruito nel presente lavoro di tesi rappresentano la base per il confronto con i dati ottenuti a seguito del monitoraggio reale dell'edificio, e questi, a loro volta, dovranno verificare le scelte progettuali presentate.

Bibliografia

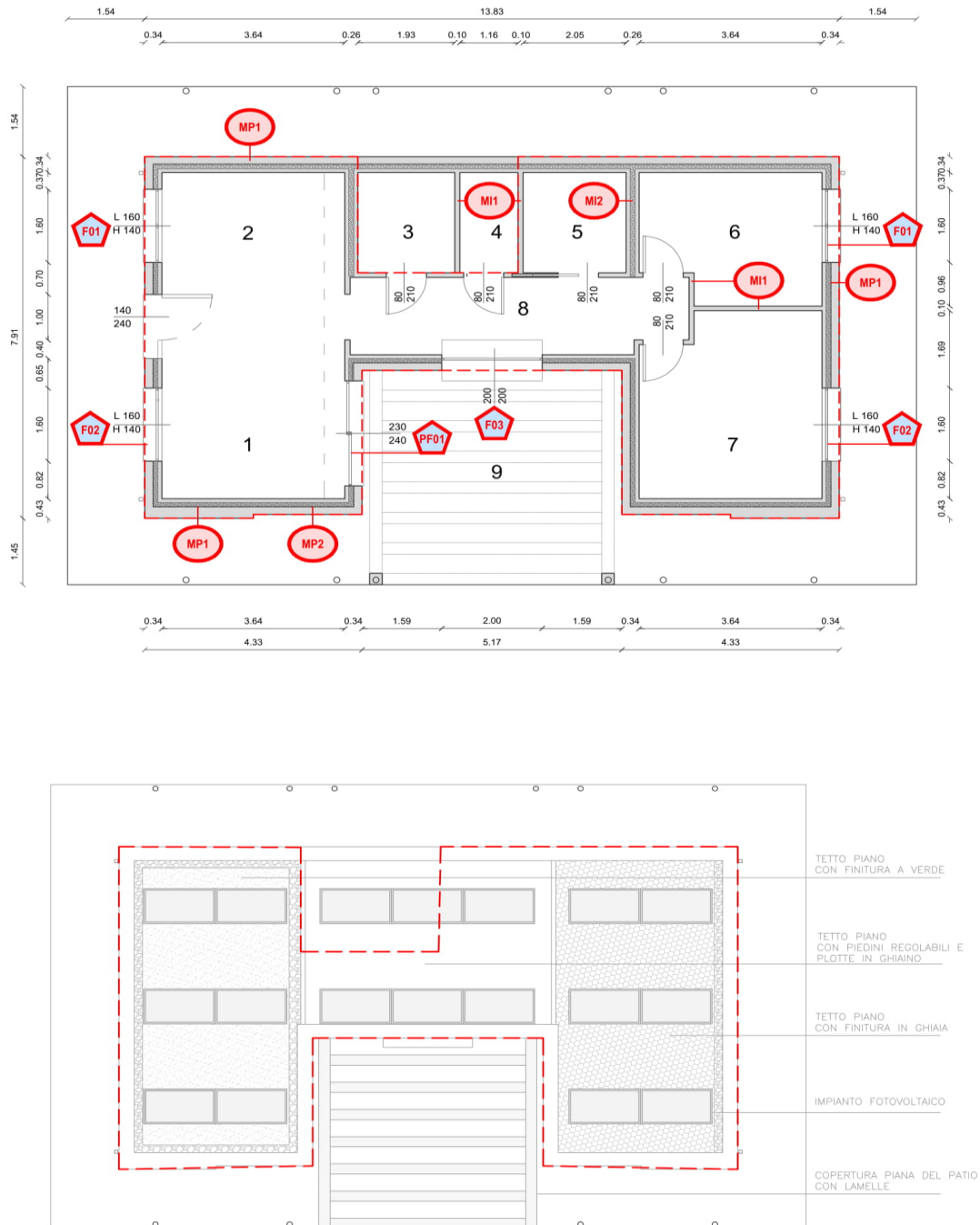
- [1] <https://www.loex.it/> (Ultimo accesso 15/11/2019)
- [2] M. Andrés, E. Velasco, A. Tejero and F.J. Rey. Department of Energy Engineering and Fluidmechanics. School of Industrial Engineering. Universidad de Valladolid. “*Validation and calibration of a TRNSYS model for simulation of radiant ceiling panels*”.
- [3] Julia Raisch. “*Thermal Comfort: Designing for People*”.
- [4] Jelena Srebric. “*Mechanical Engineers’ Handbook: Energy and Power, Volume 4, Third Edition, Chapter 14: Indoor Environmental Quality*”.
- [5] ASHRAE. “*Handbook 2017. Fundamentals*”.
- [6] Alberto Marcolin, prof. Michele De Carli, dott.ssa Laura Carnieletto. Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica. Università degli Studi di Padova. “*Progettazione e analisi dell’edificio pilota di UniZEB, laboratorio di edilizia sostenibile dell’Università di Padova*”.
- [7] Manuale Eneren. “RER – REV”
- [8] EN 15251:2007. “*Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics*”
- [9] Bourdakis, E., Kazanci, O. B., Grossule, F., & Olesen, B. W. (2016). “*Simulation Study of Discharging PCM Ceiling Panels through Night - time Radiative Cooling*” In Proceedings of the 2016 ASHRAE Annual Conference
- [10] A. Cavallini. Dipartimento di Fisica Tecnica dell’Università degli Studi di Padova. “*Pompe di calore geotermiche*”.
- [11] C.P. Remund et. al. 1999. “*Borehole thermal resistance: laboratory and field studies*”.
- [12] M.A. Bernier, A. Chahla, P. Pinel et. al. 2008. “*Long-term ground-temperature changes in geo-exchange systems*”.
- [13] www.trnsys.com (Utimo accesso 12/10/2019)

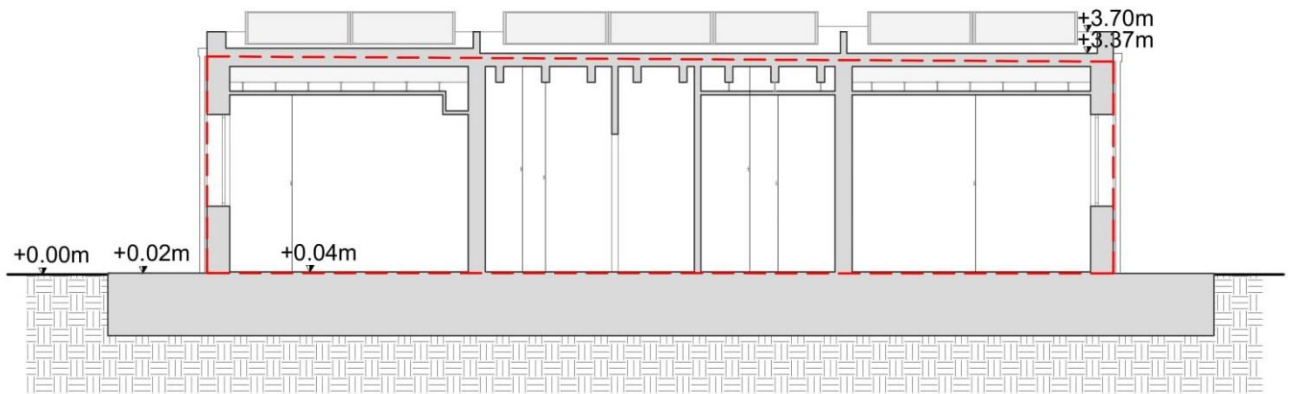
- [14] <https://buildingphysics.com/heat2-3> (Ultimo accesso 31/08/2019)
- [15] HEAT2 version 4.0 and HEAT2W version 1.02. Manuale utente.
- [16] BS EN ISO 11855-2:2015. *Building environment design. Design, dimensioning, installation and control of embedded radiant heating and cooling systems. Determination of the design heating and cooling capacity.*
- [17] DIN 4715-1:1994-07. *Raumkühlflächen; Teil 1: Leistungsmessung bei freier Strömung.*
- [18] M. De Carli, B. W. Olesen, A. Zarrella, R. Zecchin et. al. 2007 “*People's clothing behaviour according to external weather and indoor environment*”
- [19] ASHRAE 55 2010 “*Thermal environmental conditions for human occupancy*”.
- [20] 7730:2006 UNI EN ISO “*Ergonomia degli ambienti termici*”.
- [21] <https://www.epicentro.iss.it/legionellosi> (Ultimo accesso 11/11/2019)
- [22] <http://www.salute.gov.it/portale/temi> (Ultimo accesso 11/11/2019)
- [23] Dispense di calcolo numerico. A. Mazzia, Università Degli Studi di Padova.
- [24] UNI 11300-2. *Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.*
- [25] Manuale Tecnico. Loex Blife.
- [26] Manuale Tecnico Ventilazione meccanica controllata. Hidew.
- [27] UNI TS 11300-4. *Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.*
- [28] EN 7726. *Ergonomics of the thermal environment - Instruments for measuring physical quantities.*
- [29] UNI TS 11300-3. *Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva.*
- [30] M. De Carli; M. Tonon; A. Zarrella; R. Zecchin, 2009. *A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground - coupled heat exchangers.*

[31] M. Mitrovic, U. Turrini, G. Croatto, M. De Carli, L. Carnieletto, A. Bertolazzi. Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Edile – Architettura. *Progettazione integrata di un laboratorio innovativo di edilizia sostenibile. Caso studio UniZEB.*

APPENDICE

1. Planimetrie dell'edificio e disposizione del tetto con codici di riferimento per gli abachi delle murature e le tabelle delle stratigrafie (paragrafo 4).





2. Abachi delle murature

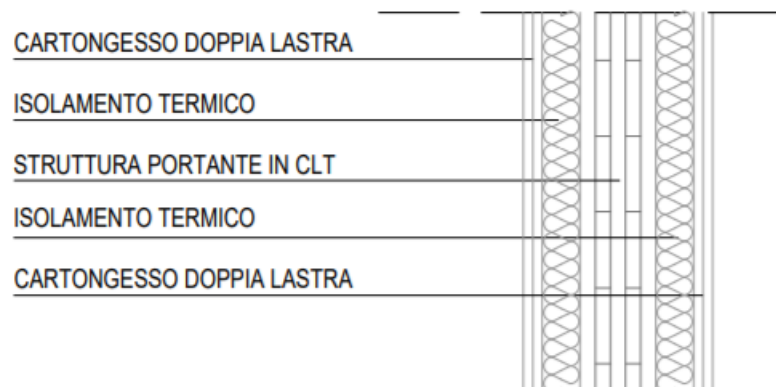
MP1: parete perimetrale



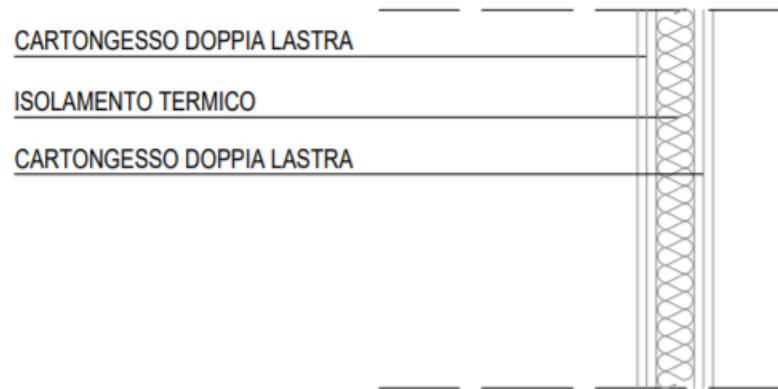
MP2: parete perimetrale



MI1: parete interna

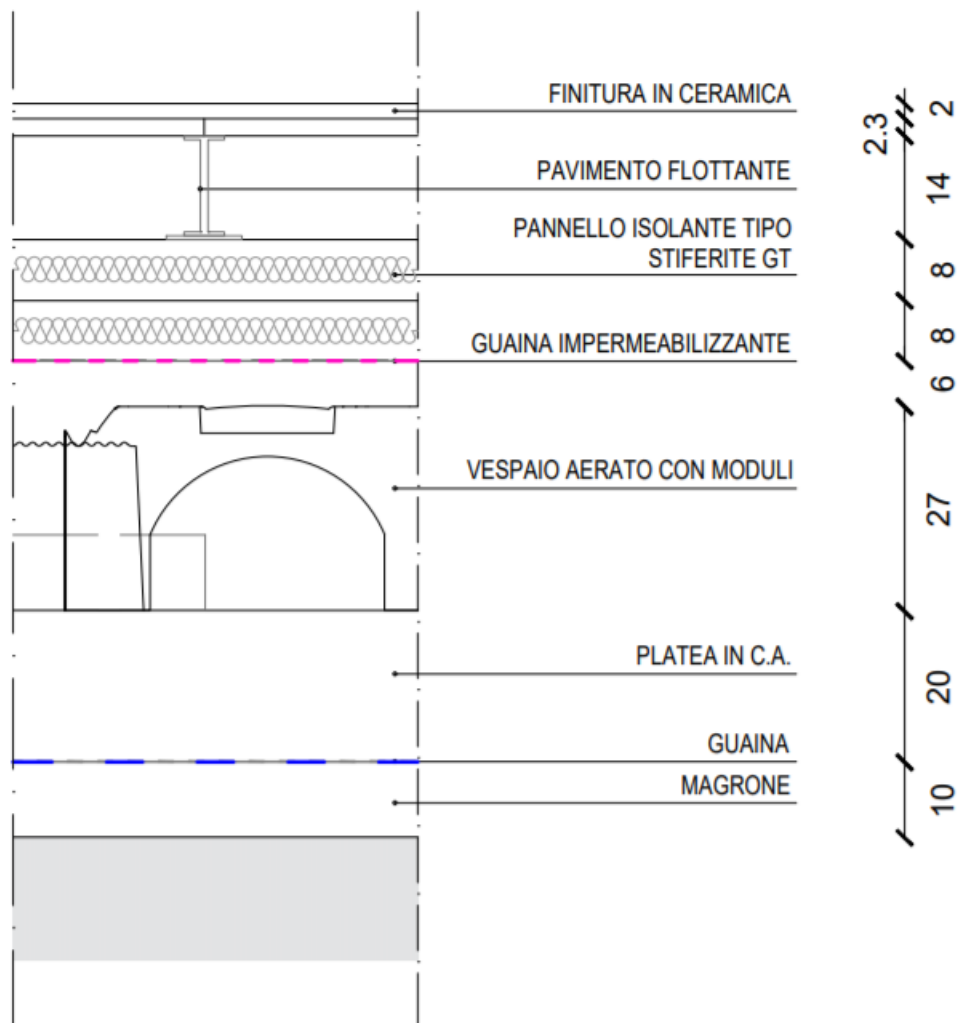


MI2: parete interna

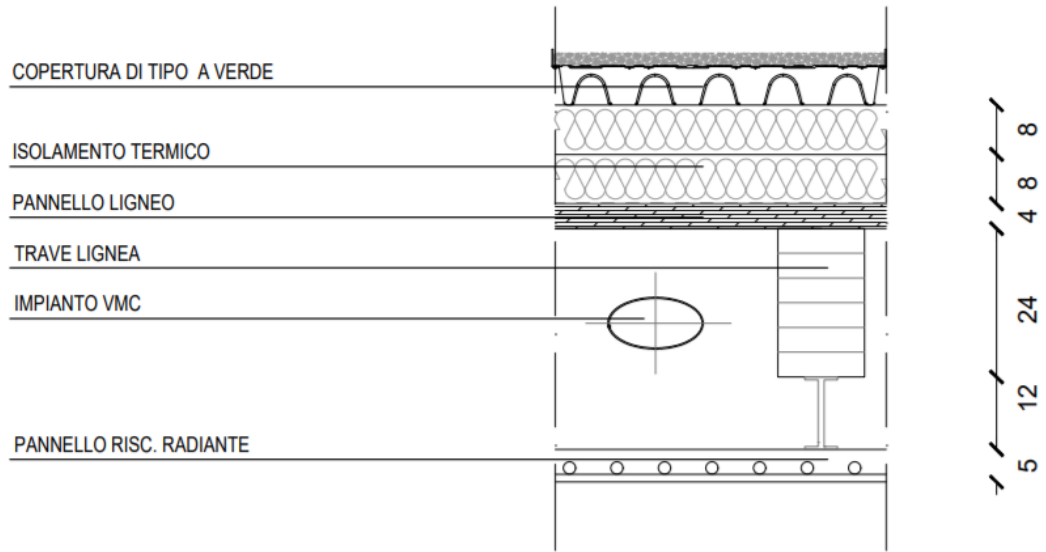


3. Abachi delle strutture orizzontali

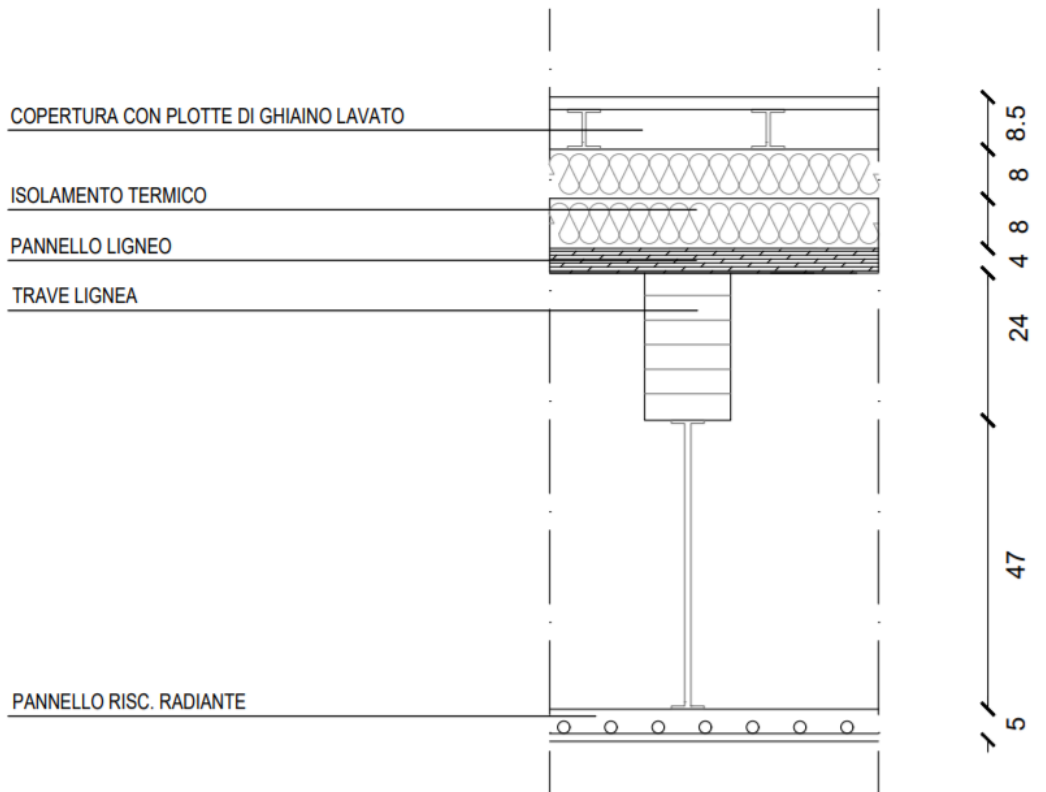
S01: Solaio controterra



S02: Solaio di copertura, tipo a verde



S04: Solaio di copertura, finitura con ghiaia



Ringraziamenti

Innanzitutto ringrazio i miei genitori per l'impegno e la costanza con cui mi hanno cresciuto, trasmettendomi i valori e le passioni che ritengo più importanti. Assieme a loro ringrazio l'intera famiglia che mi ha insegnato il giusto compromesso tra bontà e rigore.

Ringrazio i miei amici, in particolare Matteo, Michele e Giovanni per aver reso senz'altro indimenticabili i primi anni della mia vita universitaria e aver portato avanti un legame che dura da quasi una vita.

Ringrazio Nicola e Gianluca per i 300 CFU preparati assieme, con un battibecco in mezzo ad ogni dimostrazione e tre risultati diversi per ogni esercizio di elettrotecnica e macchine elettriche. Assieme a loro ringrazio tutta la compagnia dell'aula studio, tra la compianta SanG e la Zabarella.

Ringrazio UniZEB, che ha preso per sé quasi tutto il mio ultimo anno. Posso dire che il progetto mi ha cambiato profondamente. Ha permesso di dare una direzione alla mia carriera da eterno indeciso e ha portato alla luce lati di me di cui non conoscevo l'esistenza. È stato una sorta di trampolino di lancio, che consiglio a chiunque. Se qualche membro sta leggendo, mi sento in dovere di dargli un altro consiglio, di dirgli che UniZEB mi ha insegnato anche, e soprattutto, che la responsabilità non è solo un onere ma anche un onore, che può tirare fuori qualità fino ad adesso nascoste ed esaltare le persone. Perciò non abbiate paura di farvi avanti, né ora né mai. Il progetto ha cambiato il modo in cui vedevo l'Università e mi ha fatto conoscere tantissime persone di cui porterò per sempre un bel ricordo. Tra questi non posso non citare i professori De Carli e Turrini, per i quali manterrò sempre una grande stima, Giuseppe Emmi e Laura Carnieletto per il grande aiuto durante il periodo della tesi, ma soprattutto per la loro disponibilità e la velocità di risposta che tanti laureandi invidiano. Non posso non ringraziare Alessandra per il suo grande aiuto nel mio anno da Team Leader di UniZEB. Ringrazio Milica, per la sua intraprendenza e disponibilità durante i miei due anni all'interno del progetto e durante l'ultimo mese come compagno di banco; conserverò il ricordo delle sue severe critiche alla mia presentazione e tutte le interruzioni per chiederci se volevamo da mangiare.

Ringrazio anche Hidew per aver tirato fuori dal cilindro i dati sulla vmc a una settimana dalla consegna della tesi (28 novembre), dopo averglieli chiesti a maggio.

Dulcis in fundo, ringrazio Giulia, la ragazza che amo, per l'impegno a rendere migliore ogni momento passato insieme, per aver portato gioia, divertimento e soprattutto amore nei momenti più sereni come in quelli più impegnativi. Mi hai trasmesso forza, impegno e vitalità laddove poteva vacillare e anche lei ha portato alla luce qualità che prima tenevo celate. Ti ringrazio per il supporto ricevuto nelle mie scelte e per la promessa più importante di continuare a farlo.

E il meglio deve ancora venire