



Università degli studi di Modena e Reggio Emilia

Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Civile e Ambientale

Tesi di Laurea in Ingegneria Ambientale – Sostenibilità Energetica

ANALISI DELL’EFFICACIA DI SISTEMI DI RECUPERO ENERGETICO E FONTI RINNOVABILI PER LA
RIDUZIONE DEI CONSUMI DI UN IMPIANTO NATATORIO

Relatore: Prof. Alberto Muscio

Laureanda: Clara Pulvirenti

Correlatore: Ing. Marco Goldoni

A.A 2025/2026

Abstract

L'elevato consumo energetico delle piscine coperte rappresenta una sfida significativa per la sostenibilità economica ed ambientale delle strutture sportive. Il presente lavoro di tesi si propone di definire i parametri per la corretta gestione di una piscina coperta, il dimensionamento degli impianti HVAC (riscaldamento, ventilazione, condizionamento e raffrescamento) ed infine valutare le soluzioni impiantistiche più adatte in relazione ai carichi termici più impattanti, sfruttando nuove tecnologie e valutandone anche la fattibilità economica. È stato sviluppato un modello dinamico della struttura e del sistema impiantistico tramite il software Edilclima, basato sulla normativa italiana, quest'ultimo confrontato con software più avanzati quali EnergyPlus (come motore di calcolo) e OpenStudio (come piattaforma di modellazione) da cui sono stati ottenuti dati di consumo di energia elettrica e gas naturale. Il modello energetico dinamico è stato costruito attraverso le informazioni provenienti dalla documentazione di piscine coperte esistenti, dai materiali tecnici dei vari componenti presenti e dalle normative italiane. Il processo di modellazione ha incluso la definizione della geometria dell'edificio, dei materiali costruttivi con relative proprietà termiche, dei carichi termici interni, dei profili di occupazione all'interno dei diversi ambienti, della configurazione del sistema HVAC e delle condizioni climatiche locali, descritte mediante il file climatico di Bologna-Borgo Panigale, reperito dal database ufficiale di EnergyPlus.

I risultati mostrano che il consumo di energia è composto per il 57% dalla ventilazione, per il 28% dal riscaldamento dell'acqua della vasca e per il 15% dagli ausiliari. Il sistema fotovoltaico con pompa di calore aria-acqua si è rivelata un'eccellente soluzione rispetto ad un tradizionale sistema con caldaia a gas poiché porta una riduzione in bolletta durante l'arco dell'anno del 78% ed una riduzione dell'energia primaria non rinnovabile dell'88%.

Si dimostra, inoltre, che è possibile ridurre i costi di una piscina coperta anche con semplici accortezze come riducendo l'evaporazione notturna del 20% con dei teli in PVC, così come soluzioni più avanzate come un'ottima unità di trattamento aria che mi consenta anche la deumidificazione ed altresì l'installazione di pannelli fotovoltaici combinati con una pompa di calore aria-acqua.

INDICE

Sommario

Abstract	III
Sommario	IX
1. Introduzione	1
1.1 <i>Strategia italiana sulla riduzione dei gas ad effetto serra</i>	1
1.2 <i>Il problema energetico degli impianti natatori</i>	2
1.3 <i>Inquadramento generale</i>	4
2. Dispersione vasche	6
2.1 <i>Caratteristiche vasca</i>	6
2.2 <i>Meccanismi di evaporazione</i>	9
2.2.1 <i>Piscina non occupata</i>	10
2.2.2 <i>Piscina occupata</i>	12
2.3 <i>Copertura in movimento</i>	14
3. Gestione dell'involucro	18
3.1 <i>Stratigrafia</i>	19
3.2 <i>Analisi della condensa</i>	21
3.3 <i>Ponti termici</i>	26
4. Condizionamento dell'aria	31
4.1 <i>Configurazioni di UTA per piscine</i>	32
4.2 <i>Analisi di sensitività (modifica dei volumi all'ora)</i>	35
4.3 <i>Qualità dell'aria</i>	40
5. Confronto delle tecnologie	46
5.1 <i>Pannelli solari</i>	46
5.1.1 <i>Rischio stagnazione</i>	49
5.2 <i>Pannelli ibridi (PVT)</i>	50
5.2.1 <i>Rischio incendio</i>	54
5.3 <i>Cogenerazione</i>	55
5.4 <i>Discussione dei risultati</i>	57
5.4.1 <i>Confronto pannelli PVT – pannelli fotovoltaici bifacciali</i>	57
5.4.2 <i>Confronto pannelli solari - pannelli fotovoltaici</i>	62
5.4.3 <i>Confronto energia primaria tra tutte le soluzioni</i>	64
6. Metodo dinamico	67
6.1 <i>Modello in Edilclima</i>	68

6.2 <i>Modello in EnergyPlus</i>	71
6.2.1 Risultati del modello	76
6.2.2 Verifica passo di calcolo	83
6.3 <i>Indici di Fanger</i>	84
Conclusioni	89
Appendice	91
Bibliografia	104

Indice delle figure

Figura 1.1 Evoluzione attesa dei consumi finali di energia per fonte: confronto tra il 2018 e gli Scenari di riferimento e di decarbonizzazione (Mtep).....	2
Figura 2.1 Flussi termici della vasca	6
Figura 2.2 Flussi di massa della vasca	10
Figura 2.3 Descrizione della copertura in movimento.....	15
Figura 2.4 Grafici delle perdite per evaporazione con e senza copertura	17
Figura 4.1 UTA per piscina (soluzione semplice).....	32
Figura 4.2 UTA per piscina (soluzione complessa).....	33
Figura 4.3 Modalità di funzionamento UTA commerciale per piscina.....	34
Figura 5.1 Configurazione sistema W-SAHP	47
Figura 5.2 Dettagli pannello solare	48
Figura 5.3 Schema funzionale con pannelli ibridi	51
Figura 5.4 Immagine di un incendio sui pannelli FV	55
Figura 5.5 Confronto producibilità pannelli FV-PVT	58
Figura 6.1 Andamento temperatura esterna	69
Figura 6.2 Profilo di occupazione nuotatori	69
Figura 6.3 Profilo di occupazione spettatori	70
Figura 6.4 Apporti interni	70
Figura 6.5 Schema di funzionamento di Energy Plus.....	72
Figura 6.6 Connessione tra i circuiti (Energy Plus)	73
Figura 6.7 Involucro dell'edificio.....	77
Figura 6.8 Distribuzione energia [Caldaia] Figura 6.9 Distribuzione energia [PVT].....	79
Figura 6.10 Distribuzione energia [Fotovoltaico] Figura 6.11 Distribuzione energia [Solare Termico]	79
Figura 6.12 Condizioni termo-igrometriche mantenute durante l'anno	80
Figura 6.13 Concentrazione di CO ₂ rappresentativa per tutto l'anno	80
Figura 6.14 Descrizione della piscina in Polonia.....	82

Indice delle tabelle

Tabella 2.1 Caratteristiche delle vasche	11
Tabella 2.2 Confronto formule per evaporazione piscina non occupata	12
Tabella 2.3 Confronto formule per evaporazione piscina occupata	14
Tabella 3.1 Stratigrafia parete verticale	20
Tabella 3.2 Stratigrafia copertura	21
Tabella 3.3 Verifica della condensa superficiale (parete verticale)	22
Tabella 3.4 Verifica della condensa interstiziale (parete verticale)	23
Tabella 3.5 Verifica condensa superficiale (copertura)	25
Tabella 3.6 Verifica condensa interstiziale (copertura)	25
Tabella 3.7 Verifica condensa superficiale (ponte termico telaio)	27
Tabella 3.8 Verifica condensa superficiale (ponte termico copertura)	28
Tabella 3.9 Verifica condensa superficiale (ponte termico controterra)	30
Tabella 4.1 Variabilità tasso di aria di rinnovo	37
Tabella 4.2 Variabilità oraria della concentrazione di CO ₂	43
Tabella 4.3 Variabilità oraria di concentrazione di NCl ₃	45
Tabella 5.1 VAN e tempo di ritorno	61
Tabella 5.2 Fattori di conversione in energia primaria dei vettori energetici	65
Tabella 5.3 Confronto tra fotovoltaico-solare e cogeneratore	66
Tabella 6.1 Principali differenze tra il metodo quasi stazionario e dinamico	68
Tabella 6.2 Fattori di attività delle piscine	75
Tabella 6.3 Trasmittanza dei componenti dell'involucro	77
Tabella 6.4 Risultati della simulazione con EnergyPlus	79
Tabella 6.5 Descrizione degli impianti	81
Tabella 6.6 Scostamento dei dati	81
Tabella 6.7 Consumi ad Atene	83
Tabella 6.8 PMV e PPD per i nuotatori	86
Tabella 6.9 PMV e PPD per gli spettatori	87

Sommario

Il presente lavoro di tesi ha come obiettivo lo svolgimento di un'analisi energetica di un sistema costituito da un'unità di trattamento aria a cui sono affiancate diverse soluzioni impiantistiche per gestire la temperatura dell'acqua della vasca. L'ambito di applicazione considerato è quello di un impianto natatorio, rappresentato da un edificio tipo localizzato nella zona climatica del Nord Italia. In particolare, si è voluto indagare quanto la gestione con diversi tipi di configurazioni impiantistiche comportasse un miglioramento delle prestazioni del sistema complessivo.

Il lavoro si divide in tre parti:

- Descrivere gli scambi termici della piscina in relazione all'involucro;
- Confrontare dal punto di vista energetico ed economico le tecnologie proposte;
- Svolgere una simulazione dinamica.

1.Introduzione

1.1 Strategia italiana sulla riduzione dei gas ad effetto serra

Negli ultimi decenni, l'attenzione verso le misure di risparmio energetico negli edifici è aumentata considerevolmente. Considerando che i moderni edifici ad uso ufficio e residenziale sono caratterizzati da un consumo energetico specifico inferiore a 100 kWh/(m² anno), [\[1\]](#) gli impianti natatori rappresentano una categoria di edifici ad alta intensità energetica. Di conseguenza, nel contesto della Roadmap UE 2050 (Commissione europea), a fronte di queste dinamiche storiche, guardando avanti, l'uso razionale dell'energia è un paradigma che deve necessariamente sottendere qualsiasi iniziativa verso la neutralità carbonica, è paradossale che gli impianti natatori non siano trattati in modo esclusivo, ma semplicemente inclusi come sottocategoria degli "impianti sportivi", che sono caratterizzati da dimensioni, usi, periodi di attività e, naturalmente, consumi energetici totalmente diversi. La stessa Unione Europea ha introdotto il principio energy efficiency first [\[2\]](#) come base per gli obiettivi di decarbonizzazione al 2030 e al 2050. D'altronde il contenimento della domanda di energia ha molteplici effetti positivi:

- tutela delle risorse naturali;
- migliore impiego delle risorse economiche;
- gestione in sicurezza del sistema energetico;
- maggiore indipendenza energetica.

Con lo Scenario di decarbonizzazione delineato dall'Italia i consumi dovrebbero ridursi ulteriormente, intorno a 70 Mtep (milioni di tonnellate equivalenti di petrolio), con un calo di circa il 40% rispetto alla situazione del 2018. [\[2\]](#) In questo quadro:

- il vettore elettrico diventerebbe la principale voce nei consumi finali di energia;
- l'intensa elettrificazione dei consumi e gli obiettivi di decarbonizzazione richiedono una crescita straordinaria delle fonti rinnovabili, il cui apporto negli usi finali dovrebbe più o meno triplicare rispetto al 2018;
- prodotti petroliferi e gas, che ancora avevano un peso significativo nello scenario di riferimento, si comprimono al massimo, restando solo per usi marginali dove sarebbe assai complessa la loro sostituzione.

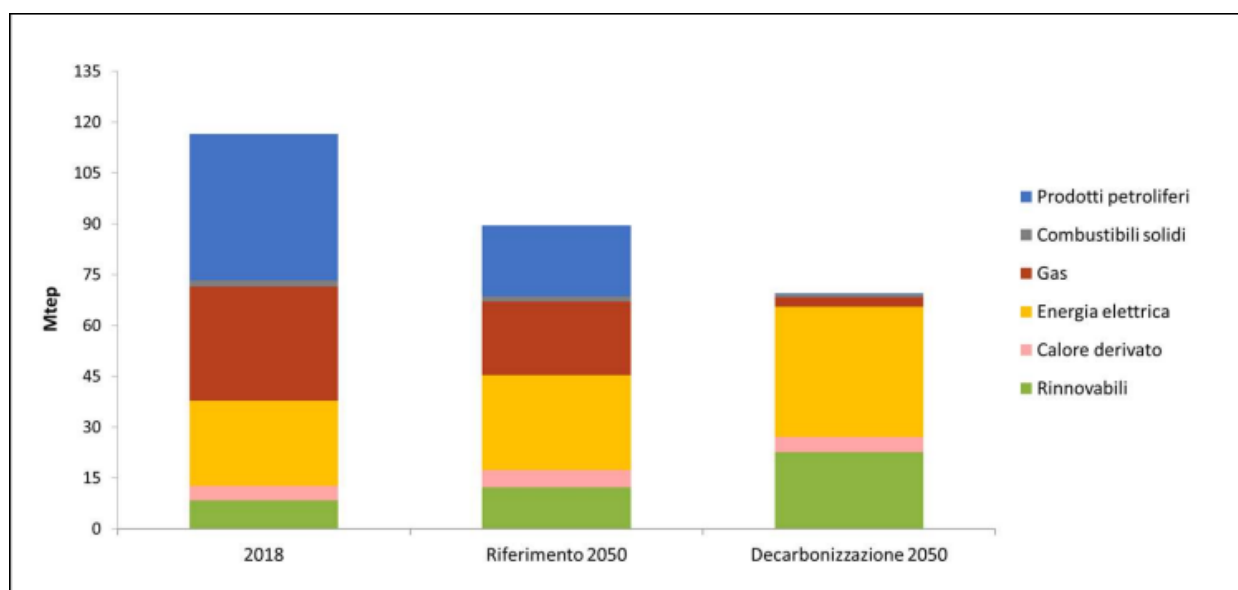


Figura 1.1 Evoluzione attesa dei consumi finali di energia per fonte: confronto tra il 2018 e gli Scenari di riferimento e di decarbonizzazione (Mtep)

L'offerta di energia dovrà gestire diversi snodi cruciali:

- la produzione elettrica deve più che raddoppiare rispetto a quella attuale e collocarsi a 600-700 TWh con una quota coperta da rinnovabili compresa tra il 95% e il 100%. A tal proposito è necessario utilizzare fonti sinora non sfruttate, innanzitutto l'eolico off-shore, e, ragionando sulla base delle tecnologie disponibili, ad un eccezionale sviluppo del solare: la capacità fotovoltaica installata stimata al 2050 varia tra i 200 e i 300 GW [2] (cioè 10-15 volte quella attuale). Resta naturalmente salva la possibilità di ricorrere a importazioni, ovvero, di sviluppare altre tecnologie;
- l'incremento esponenziale della produzione da fonti rinnovabili, oltre ad un coerente adeguamento della rete elettrica, richiede che siano sfruttati appieno e potenziati i pompaggi, anche di origine marina, e che siano sviluppati sistemi di accumulo centralizzati e distribuiti: in particolare, i sistemi di accumulo elettrochimico dovrebbero arrivare a 30-40 GW, 4-5 volte il livello già incorporato nel PNIEC al 2030;
- una quota rilevante dell'energia elettrica, almeno del 25-30%, è destinata, in particolare nella fase di overgeneration, alla produzione di idrogeno: [2] in prospettiva, sarà dunque essenziale arrivare a governare questo vettore in maniera efficace sul piano tecnologico (quota miscelabile in rete con il gas/biometano, uso diretto nei trasporti e nell'industria, possibilità di stoccaggio) ed efficiente sul piano economico (costi del ciclo di produzione, trasporto, stoccaggio, riutilizzo). Da un punto di vista infrastrutturale, la progressiva sostituzione del gas con idrogeno richiederà un upgrading e una complessiva riconfigurazione della rete.

1.2 Il problema energetico degli impianti natatori

La ricerca e la progettazione di impianti di nuoto richiedono un elevato livello di conoscenza olistica a causa delle molteplici e intrinseche interconnesse tematiche, come la qualità dell'ambiente interno, le reazioni chimico-fisiche in acqua e aria, il trattamento e la gestione dell'acqua, i sistemi tecnici degli edifici per il controllo ambientale e l'efficienza energetica. La complessità di queste strutture si riflette anche nel numero e nelle tipologie di sistemi tecnici richiesti in una tipica piscina.

Le prestazioni del circuito della piscina influenzano l'ambiente interno attraverso la qualità dell'acqua, la filtrazione, la disinfezione e i relativi sottoprodotti, e quindi la qualità dell'aria, ma anche attraverso il controllo della temperatura, fondamentale per controllare il tasso di evaporazione. Quest'ultimo dipende in larga misura dalla temperatura dell'acqua e dell'aria. Un elevato tasso di evaporazione aumenta il contenuto energetico dell'aria della piscina, il che a sua volta incrementa le perdite di ventilazione. [1] Un'elevata umidità aumenta anche il rischio di condensa sulle superfici dell'involucro edilizio e rende più ripido il gradiente di pressione all'interno della piscina, ciò può causare il degrado della struttura a causa della corrosione e di possibili formazioni di muffa, nonché una maggiore diffusione e un possibile accumulo di umidità all'interno dei componenti dell'involucro. [1] A causa delle molteplici finalità di tali strutture, si presenteranno anche numerose problematiche durante la fase operativa. La funzione primaria degli impianti è quella di offrire agli utenti piscine un ambiente interno confortevole e sicuro ed è preferibile raggiungere questi obiettivi con un consumo energetico minimo. Ciò premesso, le opportunità di incremento dell'efficienza possono essere facilmente riassunte come segue:

- teli copri piscina per limitare l'evaporazione durante il periodo di non utilizzo;
- installazione di motori elettrici ad alta efficienza (anche motori *brushless* per piccole potenze) o VSD (Variable Speed Drive);
- illuminazione ad alta efficienza;
- impianti termici ad alta efficienza;
- accumuli termici;
- recuperi di calore dall'aria di espulsione e dell'acqua di scarico;
- involucro edilizio in termini di isolamento, illuminazione naturale, schermature, tetti verdi;
- applicazione di sistemi di telegestione e telecontrollo, con l'ausilio di sensori di presenza, illuminamento, qualità dell'aria e dell'acqua;
- installazioni di pannelli fotovoltaici e/o collettori solari;
- cogenerazione.

Per quanto riguarda il comfort termico, la diversità dei gruppi di utenti è significativa e spazia dai nuotatori esperti che utilizzano la struttura per allenarsi, alle attività acquatiche e al nuoto per bambini dell'asilo e persone con disabilità. Inoltre, sono presenti spettatori e bagnini, questi ultimi per diverse ore. In altre parole, la diversità si riscontra sia nel livello di attività, che varia da intenso a moderato, sia nell'abbigliamento (da costume da bagno ad abbigliamento normale), sia nella presenza di corpi bagnati o asciutti. Pertanto, il compito di fornire un ambiente termico adeguato a ogni gruppo di utenti è impegnativo.

Dal punto di vista degli impianti tecnologici, un edificio adibito a piscina è tradizionalmente caratterizzato da:

- centrale termica (eventualmente con caldaie a condensazione) che genera il fluido caldo primario e da sistemi secondari che preparano il fluido ai livelli termici opportuni per le diverse utenze;
- centrale frigorifera (con pompa di calore) che genera il fluido primario freddo e da sistemi secondari che preparano il fluido ai livelli termici opportuni per le diverse utenze;
- allaccio alla rete pubblica per la fornitura di energia elettrica che è distribuita alle diverse utenze attraverso quadri locali o tecnologici;
- allaccio alla rete pubblica per la fornitura di gas.

In funzione della tipologia delle criticità rilevate all'interno di un sistema energetico, è possibile intervenire a livello sia tecnologico che gestionale. Molte delle tecnologie oggi rese disponibili possono risultare più o meno vincenti e vantaggiose in relazione al contesto ambientale in cui devono essere integrate.

1.3 Inquadramento generale

Il tema scelto nasce da un'attenta analisi del territorio italiano, dove grandi investimenti oggi sono spesso accompagnati dall'ostacolo del tema energetico. Un impianto natatorio pone in primo piano l'attenzione sulla massima efficienza in termini energetici per riuscire a mantenere attiva la struttura e far in modo che la comunità ne usufruisca. Si pone necessario, allora, ridurre quanto possibile i costi dell'energia e mantenere le condizioni di comfort termo-igrometrico dell'ambiente che si configura come complesso, data la contemporanea presenza di due fluidi con caratteristiche diverse (aria e acqua).

La trattazione si basa su un impianto natatorio ipotetico con le esigenze e gli spazi che necessita (come da normativa). I requisiti igienico-sanitari sono dettagliati nell'Accordo Stato-Regioni del 16/01/2003 [\[3\]](#) e recepiti dalle normative regionali, tra i servizi minimi strutturali e igienici troviamo:

- sezione servizi che deve includere obbligatoriamente spogliatoi, deposito abiti, servizi igienici, docce e un locale di primo soccorso;
- vaschette lavapiedi, obbligatorie nella zona di passaggio verso le aree a piedi nudi, alimentate con acqua corrente o a ricambio periodico con disinfettante;
- servizi accessori come bar, corsi di nuoto, che pur essendo comuni, non costituiscono un requisito minimo obbligatorio per legge.

In particolare, l'edificio ipotetico possiede una pianta rettangolare e si compone di un piano interrato dove è presente il locale tecnico e un piano terra di 1430 m² di superficie che ospita quattro piscine interrate con dimensioni, usi e temperature dell'acqua diverse (vedi Tabella 2.1), in modo tale da rendere più completa la trattazione. L'altezza netta della sala vasche è di 5.7 metri.

Gli obiettivi sono:

- analizzare la dispersione termica delle vasche e comprendere quale componente comporta delle maggiori perdite;

- verificare se con una stratigrafia presa dalla letteratura da un reale caso studio si verifica il rischio di condensa;
- analizzare la ventilazione e vedere qual è la portata d'aria esterna e totale per garantire il comfort termo-igrometrico;
- confrontare diverse tecnologie per vedere qual è il vantaggio in termine energetico ed economico rispetto ad una soluzione tradizionale;
- utilizzare una simulazione dinamica per avere una stima più precisa ed infine fare un confronto tra Edilclima ed EnergyPlus.

2. Dispersione vasche

2.1 Caratteristiche vasca

Un modello di trasferimento di calore per piscine è il requisito fondamentale per studiare le prestazioni dei sistemi di riscaldamento delle piscine. Si propone di descrivere la variazione della temperatura dell'acqua della piscina con il flusso di calore totale della piscina, che è composto dalla perdita di calore dovuta a evaporazione, convezione, conduzione, irraggiamento e reintegro dell'acqua. La formula matematica [4] generale è:

$$\rho_w \cdot c_w \cdot V_p \cdot \frac{dT_p}{dt} = (\sigma_{io} \cdot Q_s) - Q_e - Q_{cv} - Q_{cn} - Q_r - Q_{rf}$$

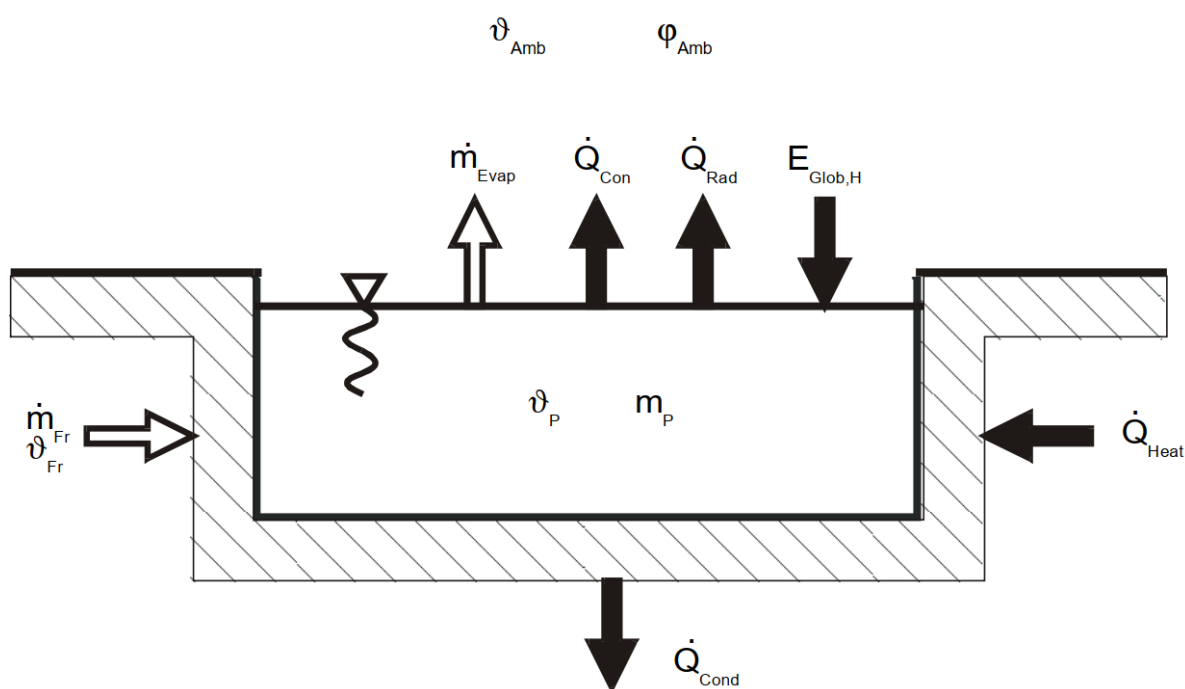


Figura 2.1 Flussi termici della vasca

Dove:

- ρ_w e c_w sono la densità e il calore specifico dell'acqua;
- V_p e T_p sono il volume d'acqua della piscina e la temperatura della piscina;
- Q_s sono i guadagni solari;
- Q_e perdite per evaporazione;

- Q_{cv} convezione;
- Q_{cn} conduzione;
- Q_r irraggiamento;
- Q_{rf} reintegro.

Analizziamo ora i singoli contributi partendo dalle perdite per evaporazione [4]. Per le piscine coperte viene calcolata come segue:

$$Q_e = H_e \cdot A_p \cdot E_0$$

dove A_p rappresenta l'area superficiale della piscina, H_e rappresenta il calore latente risultante dall'evaporazione dell'acqua, mentre E_0 rappresenta la quantità di acqua evaporata.

La perdita di calore convettiva (Q_{cv}) [4] è causata dal trasferimento di calore risultante dal movimento dell'acqua della piscina e dell'aria ambiente. Viene calcolata in base alla differenza di temperatura tra la superficie dell'acqua e l'aria ambiente, espressa dalla seguente equazione:

$$Q_{cv} = h_{cv} \cdot A_p \cdot (T_p - T_a)$$

Dove h_{cv} è il coefficiente di scambio termico convettivo.

In una piscina coperta questo si calcola con la legge di Newton:

$$h_{cv} = \frac{k \cdot Nu}{L_c}$$

K è la conduttività termica ed L_c è la lunghezza caratteristica della piscina, infine Nu è il numero di Nusselt che si esprime come:

$$Nu = 0.14 \cdot Ra^{1/3}$$

Ra è il numero di Rayleigh.

La perdita di calore per conduzione (Q_{cn}) [4] deriva principalmente dalla differenza di temperatura tra l'acqua della piscina e il terreno. Molti studi hanno indicato che Q_{cn} è così piccola nella perdita di calore totale della piscina da poter essere trascurata.

$$\rho_s \cdot c_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \cdot \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2}$$

dove ρ_s , c_s , k_s , e T_s rappresentano rispettivamente la densità, il calore specifico, la conduttività termica e la temperatura del suolo; e x rappresenta la distanza sotto il suolo. Nell'ipotesi che la temperatura sia invariata posso calcolare Q_{cn} come:

$$Q_{cn} = \frac{1}{2L_s} \cdot Q_s \cdot k_s \cdot A_s \cdot (T_p - T_s)$$

Dove L_s è sempre la lunghezza caratteristica della piscina e Q_s è la velocità di conduzione del calore adimensionale che può essere calcolata utilizzando fattori di forma; e A_s rappresenta l'area superficiale di conduzione verso terra.

La perdita di calore radiativa (Q_r) [4] è causata dal trasferimento di calore tra l'acqua della piscina e la superficie superiore dell'ambiente circostante tramite radiazione a onda lunga. Essa è espressa come:

$$Q_r = A_p \cdot \varepsilon_w \cdot \sigma_s \cdot ((T_p + 273)^4 - (T_{sur} + 273)^4)$$

dove ε_w rappresenta l'emissività dell'acqua; σ_s è la costante di Stefan-Boltzmann, che è $5.67 \times 10^{-11} \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; T_p è la temperatura della piscina e T_{sur} è la temperatura della superficie superiore dell'ambiente circostante. Nel modello con piscina coperta, T_{sur} è la temperatura della superficie circostante interna, la temperatura dell'aria è di soli 2 gradi superiore alla temperatura dell'acqua, applicando la formula e considerando un fattore di emissività di 0.9, considerando l'area corrispondente a ciascuna piscina così come la temperatura (vedi Tabella 2.1), la maggiore dispersione è data dalla piscina ad uso ricreativo di 60 m^2 ed è dell'ordine di 1 kW, mentre per la vasca nuoto non è una perdita, essendo la temperatura dell'acqua minore a quella circostante il verso dello scambio s'inverte e l'acqua riceve calore.

La perdita di calore dell'acqua di reintegro (Q_{rf}) [4] è causata dalla differenza di temperatura tra l'acqua della piscina e l'acqua fresca di riempimento. L'acqua fresca è necessaria per riempire la piscina, poiché l'acqua della piscina viene persa per evaporazione e drenaggio. Il Q_{rf} è espresso come:

$$Q_{rf} = c_w \cdot m_{rf} \cdot (T_p - T_{rf})$$

dove T_{rf} rappresenta la temperatura dell'acqua dolce di riempimento, e m_{rf} rappresenta la portata massica dell'acqua dolce di riempimento. La quantità di acqua di reintegro è regolata dalla normativa UNI 10637. L'entità del rinnovo d'acqua giornaliero deve essere non minore di 30 l per bagnante al giorno. Qualora non fosse possibile rilevare il numero effettivo dei bagnanti, l'entità del reintegro deve essere almeno pari a 1.5% della somma del volume d'acqua di vasca e del 60% del volume convenzionale della vasca di compenso.

2.2 Meccanismi di evaporazione

Il contributo maggiore delle perdite per una piscina è dato dal meccanismo dell'evaporazione, durante gli anni si è sentita la necessità di definire correttamente questo contributo con diversi metodi di misura e costruzione di relazioni empiriche. Durante gli anni '90, Smith et al. (1993, 1994; 1998) hanno valutato l'accuratezza dell'equazione di Carrier sia per piscine interne che esterne, occupate o non occupate. I loro risultati [7] hanno indicato che l'equazione sottostimava i tassi di evaporazione per le piscine occupate e li sovrastimava per quelle non occupate.

Smedegård et al. (2022) hanno analizzato il tasso di evaporazione sia per le condizioni di occupazione che di non occupazione in due impianti natatori in Norvegia. Normalizzando e confrontando i risultati con il fattore di attività dell'ASHRAE, hanno riscontrato che i loro risultati erano conformi al livello raccomandato per le piscine non occupate.

Esiste un'ampia gamma di studi riguardanti i tassi di evaporazione nelle piscine, in cui vengono presentate diverse equazioni empiriche [7]. Tuttavia, si riscontra che le relazioni empiriche proposte in letteratura danno risultati diversi, e non c'è consenso in questo campo. La correlazione introdotta da Carrier (1918) deriva da esperimenti di laboratorio su piccola scala ed è una delle equazioni più utilizzate per la stima dei tassi di evaporazione nelle piscine. [7] Questa equazione, basata su Dalton (1802), è caratterizzata dalla sua semplicità ed è approvata dai manuali ASHRAE (ASHRAE, 2019). Sebbene gli esperimenti originali riguardassero solo la convezione forzata, l'equazione è comunemente applicata in scenari con velocità dell'aria fino a 0 m/s. ASHRAE ha ulteriormente semplificato l'equazione impostando a zero la variabile della velocità dell'aria, rendendola adatta per la stima dei tassi di evaporazione in piscine occupate. Inoltre, ASHRAE fornisce fattori di correzione dell'equazione, chiamati fattori di attività, [7] (vedi Tabella 6.2) adattati a diversi tipi di piscine, raccomandando un moltiplicatore di 0.5 per le piscine non occupate. Sebbene questa raccomandazione manchi di una citazione in letteratura, questa equazione è ampiamente utilizzata.

Dunque, per sapere come varia l'evaporazione nella stanza contenente le vasche è necessario utilizzare il metodo del bilancio di massa dell'umidità, come mostrato nell'equazione [7] sottostante:

$$\frac{dm_{room}}{dt} = \dot{m}_{sup} + \dot{m}_{evap} + \dot{m}_{inf} - \dot{m}_{ext}$$

Qui, m_{room} [kg] rappresenta il contenuto di umidità nella stanza, $\dot{m}_{sup}$ [kg/s] è la portata massica di umidità immessa, $\dot{m}_{evap}$ [kg/s] è la portata massica di vapore acqueo dovuta all'evaporazione, $\dot{m}_{inf}$ [kg/s] è la portata massica di umidità dovuta all'infiltrazione d'aria, e $\dot{m}_{ext}$ [kg/s] è la portata massica di umidità rimossa dal flusso d'aria estratto.

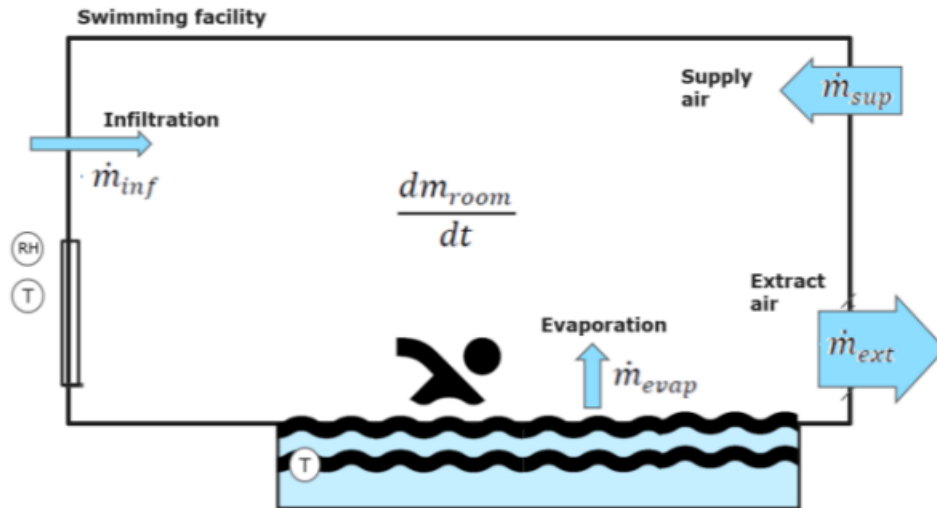


Figura 2.2 Flussi di massa della vasca

Consideriamo l'evaporazione da una superficie d'acqua indisturbata, come quella di una piscina non occupata. Uno strato d'aria molto sottile, a contatto con l'acqua, si satura rapidamente a causa del movimento molecolare all'interfaccia aria-acqua. Se non c'è alcun movimento d'aria, l'ulteriore evaporazione procede interamente per diffusione molecolare, un processo molto lento. D'altro canto, se c'è movimento d'aria, questo sottile strato di aria satura viene asportato e sostituito dall'aria ambiente relativamente secca, e l'evaporazione procede rapidamente.

È quindi chiaro che per avere un quantitativo significativo di evaporazione, il movimento dell'aria è essenziale. Il movimento dell'aria può verificarsi per due meccanismi:

1. Correnti d'aria causate dal sistema di ventilazione dell'edificio per le piscine al chiuso. Questo è il meccanismo di convezione forzata.
2. Correnti d'aria causate da convezione naturale (effetto di galleggiamento). L'aria ambiente a contatto con la superficie dell'acqua si satura e diventa quindi più leggera rispetto all'aria circostante, e di conseguenza si muove verso l'alto. L'aria ambiente più pesante e secca si muove verso il basso per sostituirla.

2.2.1 Piscina non occupata

Poiché la quantità di acqua evaporata (E_0) in una piscina occupata è diverso da quello in una piscina non occupata, vengono utilizzate diverse equazioni empiriche [4] per calcolare E_0 , tra i primi a sviluppare delle formule per l'evaporazione ci sono Hanssen e Mathisen nel 1990:

$$E_0 = 3 \cdot 10^{-5} \cdot w_e^{\frac{1}{3}} \cdot (e^{0.06T_w} - R_a \cdot e^{0.06T_a})$$

Shah, poi, ha sviluppato formule per l'evaporazione da superfici d'acqua indisturbate che, a partire da Shah (1981), hanno subito diverse modifiche (Shah 1990, 1992, 2002, 2008), tra queste citiamo Shah 2003:

$$E_0 = C \cdot \rho_w \cdot (\rho_r - \rho_w)^{\frac{1}{3}} \cdot (W_w - W_r) \quad (1)$$

La versione finale si trova in Shah (2012), secondo la quale il tasso di evaporazione E_0 è [6]:

$$E_0 = 0.00005 \cdot (p_w - p_r) \quad (2)$$

L'equazione (1) riguarda l'evaporazione dovuta all'effetto di convezione naturale. È stata derivata utilizzando l'analogia tra trasferimento di calore e di massa. (in [Appendice](#))

L'equazione (2) mostra l'evaporazione causata dalle correnti d'aria prodotte dal sistema di ventilazione dell'edificio. (in [Appendice](#)) Questa è stata ottenuta analizzando i dati sperimentali per differenza di densità negativa. Il ragionamento era che poiché la convezione naturale cessa essenzialmente in tali condizioni, tutta l'evaporazione deve avvenire per convezione forzata. Come notato dall'ASHRAE Handbook—HVAC Applications (ASHRAE 2007), le velocità dell'aria nelle piscine tipiche variano tra 0.05 e 0.15 m/s. [6] Le simulazioni di fluidodinamica computazionale (CFD) di Li e Heisenberg (2005) su una grande piscina hanno mostrato pattern di flusso d'aria molto complessi lungo la superficie e l'altezza della piscina, ma le velocità entro 1 m dalla superficie dell'acqua erano anch'esse in questo intervallo. L'equazione 2 è quindi considerata applicabile per velocità fino a 0.15 m/s. L'equazione definita dall'ASHRAE [7] è la seguente:

$$E_0 = 4 \cdot 10^{-5} \cdot F_a \cdot (p_w - p_a) \quad (3)$$

In questa equazione, E_0 rappresenta il tasso di evaporazione [$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$], p_w è la pressione di vapore saturo alla temperatura dell'acqua superficiale [kPa], p_a è la pressione parziale del vapore nell'aria [kPa] ed F_a è il fattore di attività [-] (per le piscine non occupate il valore è 0.5; per le piscine occupate 1).

Riportiamo adesso le caratteristiche delle 4 vasche ipotizzate, presentate nella Tabella 2.1, considerando che la temperatura dell'aria nella sala vasche viene mantenuta a 30 °C e l'umidità relativa al 55%. L'indice di affollamento è stato valutato in base agli aspetti igienico-sanitari per la costruzione delle piscine in Emilia-Romagna [5] (una persona ogni 2 m^2).

	Lato lungo [m]	Lato corto [m]	Altezza media [m]	Area [m ²]	Volume [m ³]	Indice di affollamento [-]	Temperatura acqua [°C]
Vasca nuoto	25	14	1.45	350	507.5	175	28
Vasca polifunzionale	18	6	1.2	108	129.6	54	30
Vasca ricreativa	10	6	0.7	60	42	30	32
Vasca ricreativa-attrezzata	8	5	1	40	40	20	32

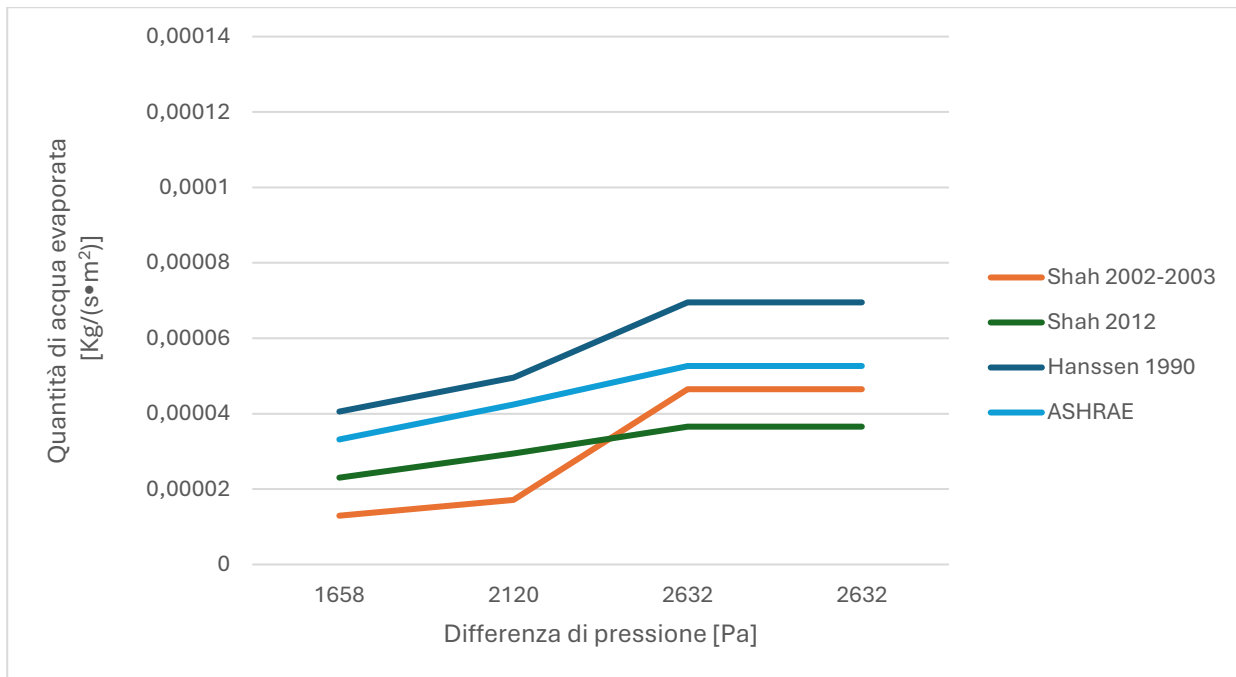
Tabella 2.1 Caratteristiche delle vasche

Nella tabella 2.2 sono evidenziati alcuni risultati delle formule per il calcolo dell'evaporazione di piscine non occupate:

Hanssen and Mathisen 1990 [$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$]	Shah 2002-2003 [$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$]	Shah 2012 [$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$]	ASHRAE [$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$]
--	---	--	---

4.05541E-05	1.29362E-05	2.30278E-05	3.316E-05
4.95866E-05	1.70824E-05	2.94444E-05	4.24E-05
6.95115E-05	4.64843E-05	3.65556E-05	5.264E-05
6.95115E-05	4.64843E-05	3.65556E-05	5.264E-05

Tabella 2.2 *Confronto formule per evaporazione piscina non occupata*



Il confronto tra le tre formule evidenzia che una delle prime formule nel 1990 porta ad una sovrastima; invece, la formula del 2002 è poco stabile e può portare ad una sovrastima o sottostima in base alla differenza di pressione, le più valide sono l'ASHRAE e Shah 2012. La formula del 2012 è stata derivata dall'analogia tra trasferimento di calore e di massa (come mostrato in [Appendice](#)) e validata con un'ampia gamma di dati sperimentali provenienti da 11 fonti diverse. Questa validazione ha dimostrato che il modello è in grado di prevedere i dati con uno scarto medio di appena il 14.5%, [6] un livello di accuratezza superiore a quello dei modelli precedenti. Il precedente modello Shah (1992/2002), che, sebbene già considerato il migliore disponibile con uno scarto medio del 18.2%, presentava un limite, era applicabile solo in condizioni di "differenza di densità positiva", ovvero quando la densità dell'aria ambiente era maggiore di quella dell'aria a contatto con la superficie della piscina. La formula del 2012 ha superato questa limitazione, estendendo la sua validità anche a differenze di densità negative, rendendola applicabile a un numero molto maggiore di scenari reali e per questo sarà la formula utilizzata nei calcoli successivi.

2.2.2 Piscina occupata

L'esperienza mostra che l'evaporazione dalle piscine occupate è superiore a quella delle piscine non occupate. Questo aumento è attribuito a una maggiore area di contatto tra aria e acqua a causa di onde, spruzzi, corpi bagnati degli occupanti e bagnatura della pavimentazione. Poiché l'area della pavimentazione è solitamente paragonabile all'area della piscina, la pavimentazione bagnata rappresenta l'incremento maggiore dell'area di contatto aria-acqua. Si prevede che l'area di contatto aria-acqua aumenti con il numero crescente di occupanti. Sono state pubblicate numerose formule [6] secondo le quali l'aumento dell'evaporazione rispetto alle piscine non occupate dipende solo dal numero di occupanti. Il presupposto di base in queste formule è che il tasso di evaporazione dall'area di contatto aria-acqua aggiuntiva sia lo stesso che dall'area della piscina.

Shah (2013) ha sottolineato che il tasso di evaporazione dall'area della pavimentazione bagnata potrebbe non essere lo stesso che dalla superficie della piscina. L'acqua versata sulla pavimentazione si raffredderà rapidamente, avvicinandosi alla temperatura di bulbo umido. Se la temperatura dell'acqua della piscina è superiore alla temperatura dell'aria, il tasso di evaporazione dalla pavimentazione bagnata sarà molto più basso rispetto a quello dalla superficie della piscina, poiché la differenza di densità tra aria e acqua sarà molto minore sulla pavimentazione, riducendo l'intensità della convezione naturale. D'altro canto, se le temperature dell'acqua e dell'aria sono approssimativamente uguali, il tasso di evaporazione dalla pavimentazione bagnata sarà paragonabile a quello dalla superficie della piscina. Pertanto, l'aumento dell'evaporazione [6] dovuto all'occupazione dipende non solo dal numero di occupanti ma anche dalla differenza di densità tra l'aria ambiente e l'aria a contatto con la superficie della piscina.

L'equazione definita dall'ASHRAE è la precedente equazione (3), solo che per le piscine occupate cambia il fattore di attività. Shah si è impegnato a definire delle leggi empiriche anche per le piscine occupate, in particolare nel 2003:

$$E_{occ} = 0.113 - \frac{7.9 \cdot 10^{-5}}{F_a} + 5.9 \cdot 10^{-5} \cdot (p_w - p_r)$$

Mentre, lo stesso autore, nel 2013 ha proposto la formula [6] sottostante:

Per $N^* \geq 0.05$

$$\frac{E_{occ}}{E_0} = 1.9 - 21(\rho_r - \rho_w) + 5.3 N^*$$

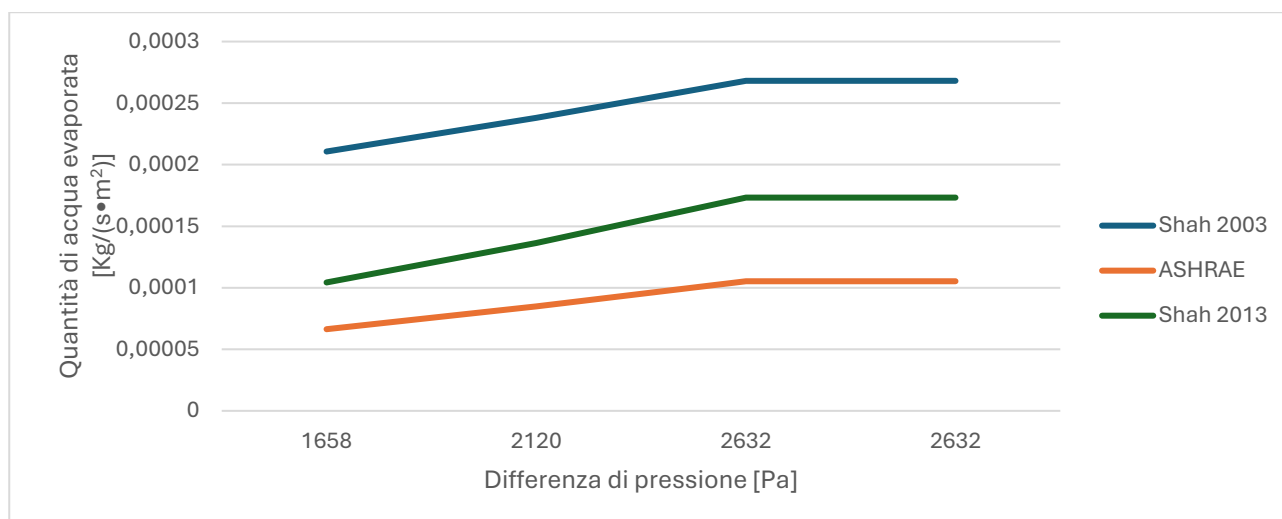
Dove N^* è il numero di occupanti per area unitaria della piscina. Quando N^* è minore di 0.05 è necessario fare un'interpolazione tra E_{occ}/E_0 ; quando questo valore è pari a 0.05 $E_{occ}/E_0=1$; mentre se questo valore è zero non si presenta l'evaporazione per occupanti.

Anche per il caso della piscina occupata è stato effettuato un confronto tra le formule citate mostrano in Tabella 2.3:

Shah 2003 [kg/(s·m²)]	Shah 2013 [kg/(s·m²)]	ASHRAE [kg/(s·m²)]
0.000210664	0.000104293	0.00006632

0.000237922	0.000136446	0.0000848
0.00026813	0.000173237	0.00010528
0.00026813	0.000173237	0.00010528

Tabella 2.3 Confronto formule per evaporazione piscina occupata



La formula di ASHRAE è un calcolo semplificato e pratico, basa il calcolo su un'equazione di evaporazione per una superficie non disturbata, moltiplicata per un fattore di attività (Activity Factor) scelto in base al tipo di piscina, alcuni studi indicano una deviazione media dagli errori del 25-35% quando confrontata con dati di campo rilevati su piscine reali. Mentre la formula di Shah (2013) sfrutta un approccio fisico e parametrico, la formula tiene conto direttamente della densità degli occupanti (N/A), della differenza di pressione di vapore e dell'evaporazione di base della piscina non occupata (E_o), questo la rende una formula più accurata con una deviazione media del 14.5%. Per i calcoli successivi è stata scelta quest'ultima.

2.3 Copertura in movimento

Il pavimento mobile in una piscina è costituito da un sistema di sollevamento idraulico che regola l'altezza del pavimento, consentendo di coprire la vasca o di impostarla a diverse profondità.

Tradizionalmente, le coperture per piscine consistono in un telo di plastica diffusamente ermetico che viene steso durante la notte o nei periodi di inattività. Sebbene questa copertura blocchi completamente l'evaporazione, presenta problematiche legate ai costi di investimento e alla manutenzione. Negli ultimi anni, le piscine moderne hanno sempre più spesso integrato pavimenti mobili, un componente aggiuntivo che rende le piscine adatte a una gamma più ampia di attività e gruppi di utenti. Installando un pavimento mobile, la profondità della piscina può essere regolata, aumentandone la flessibilità in termini di utilizzo. Inoltre, il pavimento mobile può fungere da

copertura per la piscina al di fuori degli orari di apertura, riducendo l'evaporazione dalla superficie dell'acqua. [7]

Il sistema con il pavimento mobile attivato come copertura della piscina migliora la sicurezza, la versatilità e la funzionalità, trasformando l'area della piscina in uno spazio multifunzionale. La Figura 2.3 (A) e (B) illustra l'utilizzo di un pavimento mobile in una piscina.

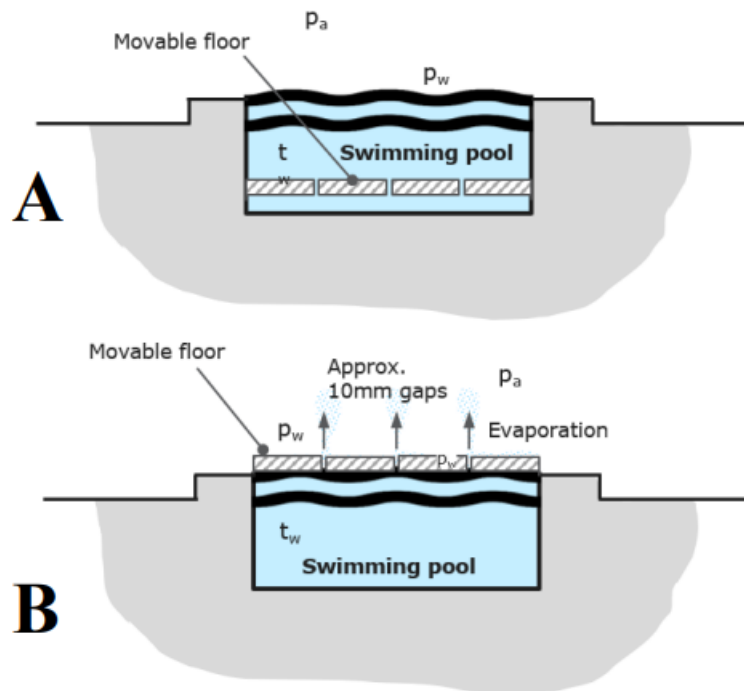


Figura 2.3 Descrizione della copertura in movimento

I risultati dimostrano che nelle piscine situate in climi freddi, come ad esempio a Fyret, nell'isola norvegese di Jøacome, [7] le perdite termiche dovute all'aria umida sono inevitabili. Ridurre al minimo l'evaporazione dalla superficie libera dell'acqua può diminuire queste perdite, allora l'impiego di un pavimento mobile come copertura della piscina porta a una significativa riduzione dell'evaporazione. In questo caso studio la temperatura dell'acqua della piscina è di 32 °C e la temperatura dell'aria di 31.5 °C con un'umidità relativa interna del 55%. La raccolta dei dati è stata condotta dal 10/01/2020 al 18/02/2020 [7]. I risultati evidenziano il potenziale dell'utilizzo del pavimento mobile (utilizzato nei giorni di chiusura e durante le ore notturne) come misura efficace per il controllo dell'evaporazione, questa infatti con un'implementazione adeguata, può essere ridotta fino al 70%, [7] il che può tradursi direttamente in risparmi energetici, in particolare negli impianti privi di sistemi di recupero del calore o nelle piscine all'aperto dove l'energia dell'aria espulsa viene persa. Questi dati inoltre sono stati ottenuti con un fattore di attività corretto di 0.18 per la piscina coperta — rispetto al valore di riferimento di 0.5 per una piscina non occupata con superficie d'acqua libera, in riferimento all'equazione 3 definita dall'ASHRAE. [7] Ciò suggerisce che molteplici fattori influenzano l'evaporazione oltre al solo fatto di coprire la superficie. A trarne vantaggio è anche l'UTA, quando essa funziona in modalità ricircolo durante la notte, il fattore di attività potrebbe essere ulteriormente ridotto se la posizione superiore del pavimento mobile venisse

ottimizzata, ad esempio utilizzando sensori e automazione, migliorando così le prestazioni energetiche complessive.

Quando la copertura della piscina è posizionata sopra la superficie dell'acqua, si crea un'intercapedine d'aria tra la superficie dell'acqua e la copertura, a causa delle fessure tra le piastre orizzontali del pavimento e di uno spazio verticale che circonda la piscina, si favorisce un flusso d'aria circolante sotto la copertura della piscina per effetto camino.

Un'altra considerazione importante è il posizionamento della copertura della piscina (pavimento mobile) quando si trova nella sua posizione superiore. È preferibile allineare il livello con la superficie dell'acqua, poiché qualsiasi intercapedine sotto la copertura della piscina può facilitare lo scambio d'aria con l'ambiente circostante, aumentando il tasso di evaporazione. Affrontare questo problema è un compito secondario per i futuri fornitori di pavimenti mobili negli impianti natatori. L'utilizzo di questa caratteristica aiuta gli impianti natatori ad avvicinarsi all'obiettivo della progettazione sostenibile.

Il caso studio appena analizzato ha caratteristiche diverse, in termini di temperature e di momenti di posizionamento della copertura, rispetto al caso studio definito in questa trattazione, in cui la copertura viene inserita soltanto durante la notte. Di seguito viene mostrata la differenza, in termini di potenza, del tasso di evaporazione con la presenza o meno di una copertura (Figura 2.4).

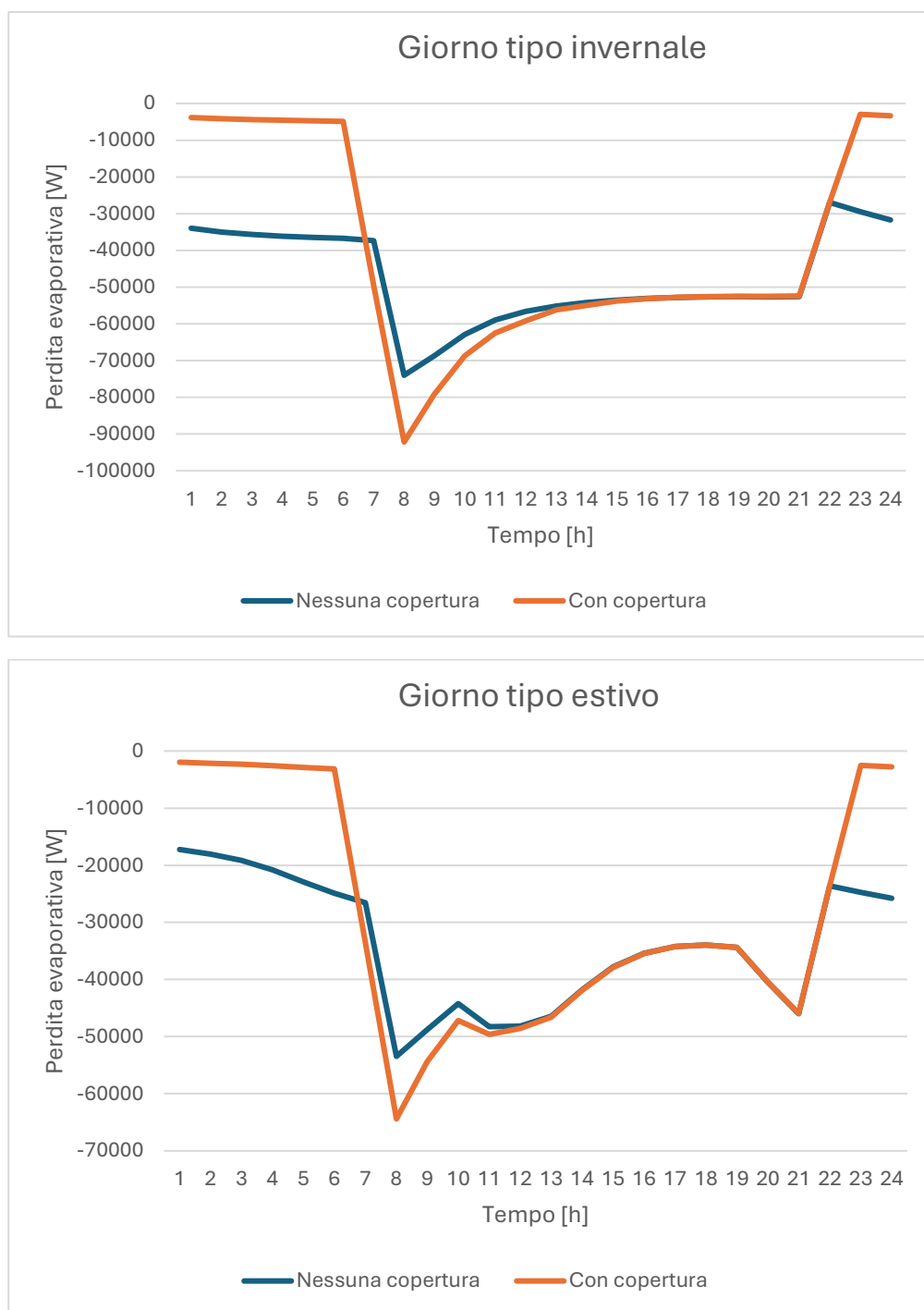


Figura 2.4 Grafici delle perdite per evaporazione con e senza copertura

Dalla simulazione, svolta nell'arco delle 24 ore con il software EnergyPlus, ne emerge che l'aggiunta di una copertura in PVC (dalle 21:00 alle 7:00) comporti una riduzione del carico termico per evaporazione di ben 10 kW. Dal grafico è evidente una riduzione di circa il 20% durante la presenza della copertura, questo ci consente di far funzionare gli impianti con minore potenza durante la notte riuscendo comunque a mantenere la temperatura dell'acqua della piscina al set-point.

3. Gestione dell'involucro

Come visto nel paragrafo precedente l'umidità gioca un ruolo fondamentale in una piscina, questo può compromettere l'involucro creando della condensa interstiziale. Negli ambienti ad alta umidità, l'involucro edilizio è spesso soggetto a condensazione interstiziale e accumulo di umidità sulle superfici interne. Queste condizioni spesso portano a guasti prematuri dell'involucro e, nei casi più gravi, a danni strutturali. L'umidità relativa non è una misura della quantità assoluta di umidità presente nell'aria. Per definizione, è relativa alla temperatura dell'aria, quindi, da sola, non può essere utilizzata per valutare i rischi legati all'umidità. Il punto di rugiada, invece, fornisce una misura della quantità assoluta di umidità disponibile. Il punto di rugiada è la temperatura alla quale il vapore acqueo nell'aria raggiunge il limite di saturazione dell'aria e ha la capacità di condensare su una superficie. Pertanto, il punto di rugiada è un parametro più comodo, più significativo e tangibile da utilizzare quando si confrontano i carichi di umidità interni.

Le condizioni interne tipicamente raccomandate dagli standard di settore e dai codici edilizi per gli edifici "normali" in climi freddi sono di 20-22°C e circa 35% di umidità relativa [8] (e inferiori nelle regioni più settentrionali). Queste condizioni interne determinano un punto di rugiada di circa 5°C. Questo valore è coerente con i punti di rugiada che misuriamo nei mesi invernali negli edifici commerciali tipici dei climi freddi, caratterizzati da un tasso di infiltrazione d'aria e da requisiti di ventilazione relativamente elevati.

Le condizioni interne per una piscina sono necessariamente molto più calde (per adattarsi al livello di attività e all'abbigliamento) e con un'umidità relativa più elevata (a causa dell'umidità proveniente dalla vasca). Un intervallo di umidità relativa di riferimento per tutte le piscine è compreso tra il 50% e il 60%, [8] sebbene nei climi freddi si raccomanda di mantenere l'umidità relativa il più vicino possibile al 50%. Se si considera un tipico ambiente di piscina con una temperatura dell'aria di 30°C e un'umidità relativa del 55%, il punto di rugiada sarebbe di circa 20°C, ovvero 15°C più alto rispetto a quello di un edificio tipico. Ciò significa che, in una piscina coperta, le superfici che si trovano al di sotto di 20°C presentano un alto rischio di condensazione. Gli edifici esposti a inverni di clima freddo o che hanno lunghi periodi di clima rigido richiedono una progettazione, una scelta dei materiali e una costruzione conformi alle migliori pratiche, al fine di impedire all'aria interna umida di raggiungere superfici che si trovino vicino o al di sotto del punto di rugiada.

Gli edifici per piscine residenziali e commerciali possono utilizzare con successo una gamma di materiali per l'involucro (rivestimenti, isolamento, strati di controllo e struttura). I sistemi strutturali tipici includono legno, calcestruzzo, acciaio e legno massiccio. Tuttavia, si raccomanda che gli involucri di piscine in climi da freschi a freddi utilizzino uno strato di isolamento esterno continuo (cioè lo strato di controllo termico) e che questo venga installato sopra gli altri strati di controllo (cioè il controllo dell'acqua e dell'aria) e la struttura. L'uso di un isolamento esterno continuo mantiene calda la struttura e tutti gli altri materiali all'interno dell'isolamento, riducendo il potenziale di condensazione. Inoltre, l'applicazione dell'isolamento nelle intercapedini dei montanti

[8] e negli altri spazi dell'intelaiatura serve a isolare il rivestimento rispetto all'interno, rendendolo più freddo e aumentando l'umidità relativa e il potenziale di condensazione e accumulo di umidità sulla faccia interna del rivestimento stesso. L'isolamento può essere in schiuma rigida, lana di roccia semi-rigida o schiuma poliuretanica spruzzata a celle chiuse a media densità (ad esempio 32 kg/m³). Questa strategia garantisce che il sistema di barriera all'aria sia ben supportato dalla struttura e protetto dalle fluttuazioni di temperatura e dai raggi ultravioletti. Quando questa strategia viene utilizzata in fase di progettazione e la struttura è ben costruita, i problemi con il sistema a parete sono rari, grazie alla continuità degli strati di controllo.

Una barriera all'aria è sempre necessaria, deve essere continua e, in un clima freddo, deve essere posizionata sul lato più caldo dell'involucro per evitare la condensazione da ricircolo (re-entrant looping). [8] Una barriera al vapore è solitamente richiesta per gli edifici destinati a piscine e può essere costituita dallo stesso materiale della barriera all'aria, ma non è necessariamente obbligatorio che lo sia.

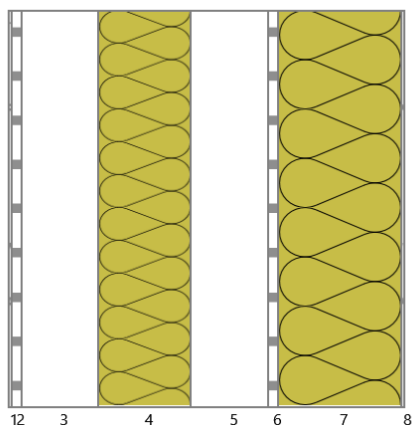
3.1 Stratigrafia

La struttura del qui presente caso studio si presenta con delle pareti verticali perimetrali isolate con due pannelli in lana di roccia, di cui uno interposto tra due intercapedini d'aria. L'elemento fondamentale per scongiurare la condensa è una lastra robusta da costruzione non combustibile costituita da cemento Portland ed aggregati rivestito da una rete in fibra di vetro annegata nella superficie anteriore e posteriore. La lastra fornisce una solida base capace di resistere a condizioni atmosferiche estreme.

Il pavimento è costituito da una configurazione tipo Predalles e l'isolante è un polistirene espanso sinterizzato. La copertura è composta da materiali quali acciaio e legno. Le finestre sono delle vetrate continue particolarmente performanti con una trasmittanza totale di 1.3 W/(m² • K). [9] Riguardo alla vasca interrata, essa è costituita da pareti verticali di calcestruzzo con del polistirene espanso sinterizzato ed il fondo vasca possiede la stessa struttura con ben due strati di impermeabilizzazione, di cui uno composto da due geotessili, di cui uno non-tessuto superiore ed uno tessuto inferiore, in polipropilene interagugliati (materiali uniti e compattati meccanicamente tra loro attraverso il processo di agugliatura), che racchiudono uno strato uniforme di bentonite sodica naturale. Queste proprietà fanno in modo che sia un composto autosigillante che, a contatto con l'acqua o con l'umidità del terreno, si trasforma in un gel dalle ottime proprietà impermeabilizzanti.

L'analisi della condensa superficiale ed interstiziale è stata condotta sui muri perimetrali e sulla copertura, mentre per i pavimenti è critica l'eventuale condensa nel ponte termico, così come per le finestre.

Il muro perimetrale possiede uno spessore di 515 mm ed ha una stratigrafia tipica così costituita (vedi Tabella 3.1) [9]:



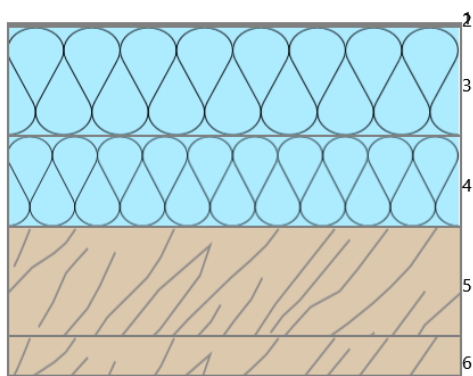
N.	Descrizione strato	s	Cond.	R	M.V.	C.T.	R.V.
-	Resistenza superficiale interna	-	-	0.130	-	-	-
1	Intonaco di cemento e sabbia	5.00	1.000	-	1800	1.00	10
2	Cartongesso AQUAPANEL INDOOR	12.50	0.188	-	750	0.84	25
3	Intercapedine debolmente ventilata $A_v=800$ mm ² /m	100.00	-	-	-	-	-
4	Pannello in lana di roccia - standard (perimetrali intercapedine)	120.00	0.034	-	70	1.03	-
5	Intercapedine debolmente ventilata $A_v=800$ mm ² /m	100.00	-	-	-	-	-
6	Cartongesso AQUAPANEL OUTDOOR	12.50	0.350	-	1150	0.84	-
7	Pannello in lana di roccia - standard (perimetrali intercapedine)	160.00	0.034	-	70	1.03	-
8	Intonaco di cemento e sabbia	5.00	1.000	-	1800	1.00	-
-	Resistenza superficiale esterna	-	-	0.061	-	-	-

Tabella 3.1 Stratigrafia parete verticale

Legenda simboli

s	Spessore	mm
Con d.	Conduttività termica, comprensiva di eventuali coefficienti correttivi	W/(m · K)
R	Resistenza termica	(m ² · K)/W
M.V.	Massa volumica	kg/m ³
C.T.	Capacità termica specifica	kJ/(kg · K)
R.V.	Fattore di resistenza alla diffusione del vapore in campo asciutto	-

La copertura possiede uno spessore di 391 mm ed ha una stratigrafia tipica così costituita (vedi Tabella 3.2) [\[9\]](#):



N.	Descrizione strato	s	Cond.	R	M.V.	C.T.	R.V.
-	Resistenza superficiale esterna	-	-	0.061	-	-	-
1	Acciaio	0.60	52.00	-	7800	0.45	-
2	Intercapedine fortemente ventilata $A_v > 1500 \text{ mm}^2/\text{m}$	0.40	-	-	-	-	-
3	Pannello in lana di vetro	120.00	0.035	3.429	20	1.03	1
4	Pannello in lana di vetro	100.00	0.035	2.857	20	1.03	1
5	Legno di pino flusso perpendicolare alle fibre	120.00	0.140	0.857	550	1.60	42
6	CELENIT L2ABE25	50.00	0.050	1.000	14	1.05	43
-	Resistenza superficiale interna	-	-	0.100	-	-	-

Tabella 3.2 Stratigrafia copertura

Legenda simboli

s	Spessore	mm
Cond.	Conduttività termica, comprensiva di eventuali coefficienti correttivi	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
R	Resistenza termica	$(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$
M.V.	Massa volumica	kg/m^3
C.T.	Capacità termica specifica	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
R.V.	Fattore di resistenza alla diffusione del vapore in campo asciutto	-

3.2 Analisi della condensa

L'analisi della condensa interstiziale e superficiale è verificata secondo l'UNI EN ISO 13788. Per evitare la crescita di muffe, l'umidità relativa media mensile in corrispondenza delle superfici non dovrebbe essere maggiore dell'umidità relativa critica che dovrebbe essere assunta pari a 0.8. Partendo dal calcolo dell'umidità relativa dell'aria interna, si determina poi la temperatura minima superficiale e quindi la "qualità termica" richiesta dell'involucro edilizio (espressa come f_{Rsi} per una data temperatura dell'aria interna). Dunque, per ciascuno dei mesi dell'anno occorre eseguire i

seguenti passi:

- definire la temperatura esterna;
- definire l'umidità esterna;
- definire la temperatura interna;
- ottenere l'umidità relativa interna;
- con un valore massimo accettabile di umidità relativa in corrispondenza della superficie calcolare il valore minimo accettabile della pressione di saturazione:

$$P_{sat}(\theta_{si}) = \frac{P_i}{\phi_{sigr}}$$

- determinare la temperatura superficiale minima accettabile, $\theta_{si,min}$, a partire dalla pressione di saturazione minima accettabile;
- dalla temperatura superficiale minima accettabile, $\theta_{si,min}$, dalla temperatura dell'aria interna considerata, θ_i , e dalla temperatura esterna, θ_e , il fattore di temperatura minimo, $f_{Rsi,min}$, viene calcolato secondo l'equazione:

$$f_{Rsi,min} = \frac{\theta_{si,min} - \theta_e}{\theta_i - \theta_e}$$

Si definisce mese critico quello con il più alto valore richiesto di $f_{Rsi,min}$. Il fattore di temperatura per questo mese viene indicato con $f_{Rsi,max}$ e il componente edilizio deve essere progettato in modo tale da avere un fattore f_{Rsi} sempre maggiore di $f_{Rsi,max}$; ovvero $f_{Rsi} > f_{Rsi,max}$.

Adottando le indicazioni fornite dalla normativa, per quanto riguarda il muro perimetrale non si verifica condensa superficiale (vedi Tabella 3.3) mantenendo nella sala le giuste condizioni di umidità e temperatura per tutto il periodo invernale. Questo lo possiamo facilmente intuire dal fatto che il fattore di temperatura del componente è 0.845, quindi per tutti i mesi abbiamo un valore minore rispetto a quest'ultimo; dunque, non si forma condensa.

Mese	θ_{int} [°C]	θ_{est} [°C]	P_{int} [Pa]	P_{est} [Pa]	θ_{acc} [°C]	P_{acc} [Pa]	f_{RSI} [-]
ottobre	30	14.7	2332	1046	23.6	2915	0.583
novembre	30	7.9	2332	878	23.6	2915	0.711
dicembre	30	2.0	2332	519	23.6	2915	0.772
gennaio	30	0.0	2332	534	23.6	2915	0.787
febbraio	30	3.9	2332	499	23.6	2915	0.756
marzo	30	8.2	2332	653	23.6	2915	0.707
aprile	30	12.4	2332	895	23.6	2915	0.638

Tabella 3.3 Verifica della condensa superficiale (parete verticale)

Legenda simboli

θ_{int}	Temperatura dell'ambiente interno
θ_{est}	Temperatura dell'ambiente esterno
P_{int}	Pressione dell'ambiente interno
P_{est}	Pressione dell'ambiente esterno

θ_{acc}	Temperatura minima accettabile sulla superficie interna
P_{acc}	Pressione minima accettabile sulla superficie interna
f_{RSI}	Fattore di temperatura superficiale

Per quanto riguarda la condensa interstiziale la normativa considera la quantità di acqua condensata o evaporata; la quantità di acqua condensata accumulata alla fine dei mesi in cui è avvenuta condensazione viene confrontata con quella evaporata complessivamente durante il resto dell'anno. Si assume che il trasporto di umidità sia dovuto solamente alla diffusione del vapore acqueo e definito dalla seguente equazione:

$$g = \frac{\delta_0}{\mu} \cdot \frac{\Delta p}{d}$$

Dove $\delta_0 = 2 \cdot 10^{-10} \text{ kg/(m}\cdot\text{s}\cdot\text{Pa)}$, μ è il fattore di resistenza igroscopica, d è lo spessore dello strato di materiale [m] e Δp è la differenza di pressione parziale di vapore [$p_i - p_e$ in Pa]; mentre g_c è il flusso di vapore condensato ed è considerato per l'intero periodo, quindi moltiplicato per i secondi di tutto il mese.

Mese	θ_{int} [°C]	θ_{est} [°C]	ϕ_{int} [%]	ϕ_{est} [%]	g_c [g/m²]	M_a [g/m²]	Stato
ottobre	30	14.7	55	63	0	0	Asciutto
novembre	30	7.9	55	82	0	0	Asciutto
dicembre	30	2.0	55	74	0	0	Asciutto
gennaio	30	0.0	55	88	0	0	Asciutto
febbraio	30	3.9	55	62	0	0	Asciutto
marzo	30	8.2	55	60	0	0	Asciutto
aprile	30	12.4	55	62	0	0	Asciutto
maggio	30	17.5	55	56	0	0	Asciutto
giugno	30	21.8	55	52	0	0	Asciutto
luglio	30	23.7	55	49	0	0	Asciutto
agosto	30	23.2	55	55	0	0	Asciutto
settembre	30	18.6	55	65	0	0	Asciutto

Tabella 3.4 Verifica della condensa interstiziale (parete verticale)

Legenda simboli

θ_{int}	Temperatura dell'ambiente interno
θ_{est}	Temperatura dell'ambiente esterno
ϕ_{int}	Umidità relativa dell'ambiente interno
ϕ_{est}	Umidità relativa dell'ambiente esterno
g_c	Flusso di vapore condensato
M_a	Quantità di condensa accumulata

In [Appendice](#) sono mostrati i grafici mensili della pressione di vapore e i grafici mensili delle temperature.

Per quanto riguarda il muro verticale è fondamentale avere delle intercapedini d'aria ventilate altrimenti l'umidità staziona all'interno ed attraversa gli strati, la normativa per le intercapedini d'aria definisce delle resistenze termiche in base allo spessore dello strato e se sia essa più o meno ventilata (norma UNI EN ISO 6946):

Spessore dello strato d'aria [mm]	Resistenza termica [(m²•K)/W]		
	Direzione del flusso di calore		
	Verso l'alto	Orizzontale	Verso il basso
0	0	0	0
5	0.11	0.11	0.11
7	0.13	0.13	0.13
10	0.15	0.15	0.15
15	0.16	0.17	0.17
25	0.16	0.18	0.19
50	0.16	0.18	0.21
100	0.16	0.18	0.22
300	0.16	0.18	0.23

L'umidità del 55% mantenuta dentro l'ambiente è ammissibile e coerente con le analisi svolte. Quindi è stato verificato che nel mese più critico non si formi della muffa considerando un'umidità relativa superficiale accettabile dell'80%. [\[9\]](#)

Verifica condensa superficiale ($f_{RSI,max} \leq f_{RSI}$) **Positiva**

Mese critico **gennaio**

Fattore di temperatura del mese critico $f_{RSI,m}$ **0.787**

Fattore di temperatura del componente f_{RSI} **0.845**

Per quanto riguarda la copertura è stata condotta la stessa analisi, partendo dalla condensa superficiale (vedi Tabella 3.5) e proseguendo con la condensa interstiziale (vedi Tabella 3.6):

Mese	θ_{int} [°C]	θ_{est} [°C]	P_{int} [Pa]	P_{est} [Pa]	θ_{acc} [°C]	P_{acc} [Pa]	f_{RSI} [-]
ottobre	30	14.7	2332	1046	23.6	2915	0.583
novembre	30	7.9	2332	878	23.6	2915	0.711
dicembre	30	2.0	2332	519	23.6	2915	0.772
gennaio	30	0.0	2332	534	23.6	2915	0.787
febbraio	30	3.9	2332	499	23.6	2915	0.756
marzo	30	8.2	2332	653	23.6	2915	0.707
aprile	30	12.4	2332	895	23.6	2915	0.638

Tabella 3.5 Verifica condensa superficiale (copertura)

Legenda simboli

θ_{int}	Temperatura dell'ambiente interno
θ_{est}	Temperatura dell'ambiente esterno
P_{int}	Pressione dell'ambiente interno
P_{est}	Pressione dell'ambiente esterno
θ_{acc}	Temperatura minima accettabile sulla superficie interna
P_{acc}	Pressione minima accettabile sulla superficie interna
f_{RSI}	Fattore di temperatura superficiale

Mese	θ_{int} [°C]	θ_{est} [°C]	ϕ_{int} [%]	ϕ_{est} [%]	g_c [g/m²]	Ma [g/m²]	Stato
ottobre	30	14.7	55	63	0	0	<i>Asciutto</i>
novembre	30	7.9	55	82	0	0	<i>Asciutto</i>
dicembre	30	2.0	55	74	0	0	<i>Asciutto</i>
gennaio	30	0.0	55	88	0	0	<i>Asciutto</i>
febbraio	30	3.9	55	62	0	0	<i>Asciutto</i>
marzo	30	8.2	55	60	0	0	<i>Asciutto</i>
aprile	30	12.4	55	62	0	0	<i>Asciutto</i>
maggio	30	17.5	55	56	0	0	<i>Asciutto</i>
giugno	30	21.8	55	52	0	0	<i>Asciutto</i>
luglio	30	23.7	55	49	0	0	<i>Asciutto</i>
agosto	30	23.2	55	55	0	0	<i>Asciutto</i>
settembre	30	18.6	55	65	0	0	<i>Asciutto</i>

Tabella 3.6 Verifica condensa interstiziale (copertura)

Legenda simboli

θ_{int}	Temperatura dell'ambiente interno
θ_{est}	Temperatura dell'ambiente esterno
φ_{int}	Umidità relativa dell'ambiente interno
φ_{est}	Umidità relativa dell'ambiente esterno
g_c	Flusso di vapore condensato
M_a	Quantità di condensa accumulata

Quindi è stato verificato che nel mese più critico non si formi della muffa considerando un'umidità relativa superficiale accettabile dell'80%. [\[9\]](#)

Verifica condensa superficiale ($f_{RSI,max} \leq f_{RSI}$) **Positiva**

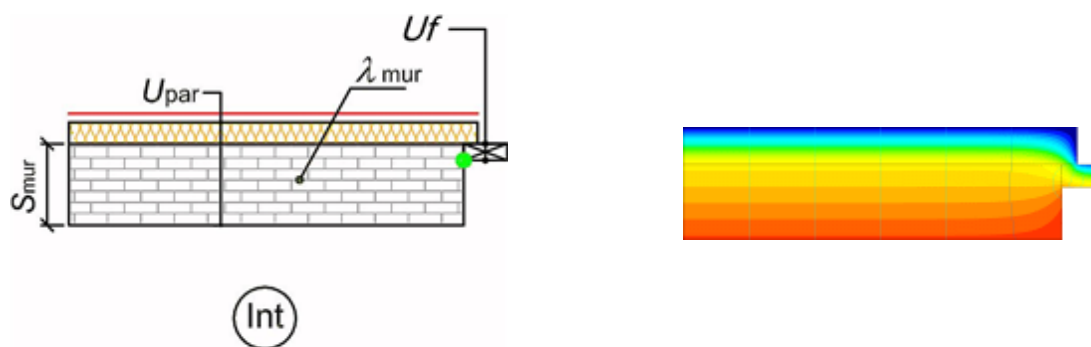
Mese critico		gennaio
Fattore di temperatura del mese critico	$f_{RSI,m}$ $_{ax}$	0.787
Fattore di temperatura del componente	f_{RSI}	0.971

3.3 Ponti termici

I ponti termici sono punti critici dell'edificio attraverso i quali si hanno dispersioni termiche che provocano differenze di temperatura e quindi anche condensa e muffe. La normativa di riferimento stabilisce come calcolarli per una corretta progettazione energetica dell'involucro, e i materiali isolanti sono le principali armi contro questo problema. La loro individuazione e correzione è oggi obbligatoria nella progettazione energetica avanzata, in linea con i requisiti normativi per edifici ad alte prestazioni e standard NZEB, ovvero a energia quasi zero. Le normative di riferimento sono la UNI EN ISO 14683 e la UNI EN ISO 10211. La prima fornisce dei metodi semplificati (come l'uso di atlanti o abachi) per determinare i coefficienti di trasmittanza termica lineica senza dover eseguire calcoli complessi; la seconda indica come si calcola in modo dettagliato il coefficiente di trasmittanza termica lineica tramite simulazioni numeriche, ad esempio il metodo agli elementi finiti.

Per quanto riguarda il legame parete – telaio la discontinuità si trova tra il giunto della parete con isolamento esterno continuo ed il telaio posto a filo esterno con prolungamento dell'isolante.

Trasmittanza termica lineica di calcolo	0.023	W/(m•K)
Fattore di temperature f_{rsi}	0.912	-



Le caratteristiche sono:

Trasmittanza termica telaio	U_f	1.000	W/(m ² •K)
Spessore muro	S_{mur}	350.0	mm
Trasmittanza termica parete	U_{par}	0.112	W/(m ² •K)
Conduttività termica muro	λ_{mur}	0.361	W/(m•K)

Tramite la verifica della temperatura interna critica vediamo se si forma della condensa superficiale considerando le solite caratteristiche interne di umidità relativa interna costante del 55%, una temperatura interna di 30 °C ed un'umidità relativa superficiale ammissibile dell'80% (vedi Tabella 3.7):

Mese	θ_i	θ_e	θ_{si}	θ_{acc}	Verifica
ottobre	30	14.7	28.7	25.1	POSITIVA
novembre	30	7.9	28.1	25.1	POSITIVA
dicembre	30	2.0	27.5	25.1	POSITIVA
gennaio	30	0.0	27.4	25.1	POSITIVA
febbraio	30	3.9	27.7	25.1	POSITIVA
marzo	30	8.2	28.1	25.1	POSITIVA
aprile	30	12.4	28.5	25.1	POSITIVA

Tabella 3.7 Verifica condensa superficiale (ponte termico telaio)

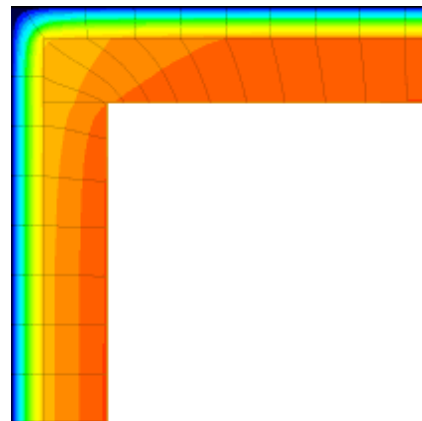
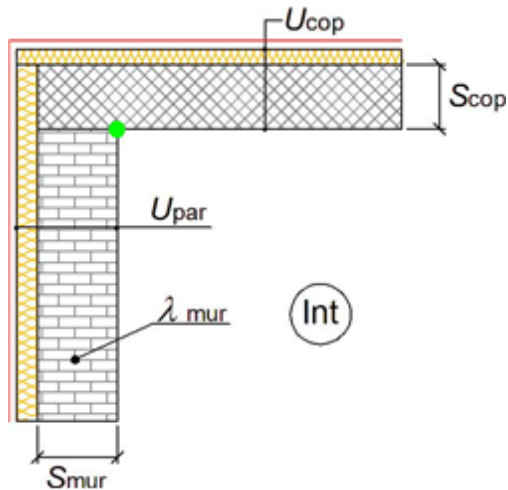
Legenda simboli

θ_i	Temperatura interna al locale	°C
θ_e	Temperatura esterna	°C
θ_{si}	Temperatura superficiale interna in luogo del ponte termico	°C
θ_{acc}	Temperatura minima accettabile per scongiurare il fenomeno di condensa	°C

Riguardo al ponte termico parete-copertura qui la discontinuità si configura come giunto della parete con isolamento esterno continuo e la copertura isolata esternamente nel punto in cui si forma l'angolo di collegamento.

Trasmittanza termica lineica di calcolo **-0.029** W/(m•K)

Fattore di temperature f_{rsi} **0.923** -



Le caratteristiche sono:

Spessore copertura	Scop	100.0	mm
Spessore muro	Smur	350.0	mm
Trasmittanza termica copertura	Ucop	0.120	W/(m²•K)
Trasmittanza termica parete	Upar	0.112	W/(m²•K)
Conduttività termica muro	λmur	0.361	W/(m•K)

Con le stesse condizioni vediamo anche in questo caso se si forma condensa superficiale (vedi Tabella 3.8):

Mese	θ_i	θ_e	θ_{si}	θ_{acc}	Verifica
ottobre	30	14.7	28.8	25.1	POSITIVA
novembre	30	7.9	28.3	25.1	POSITIVA
dicembre	30	2.0	27.8	25.1	POSITIVA
gennaio	30	0.0	27.7	25.1	POSITIVA
febbraio	30	3.9	28.0	25.1	POSITIVA
marzo	30	8.2	28.3	25.1	POSITIVA
aprile	30	12.4	28.6	25.1	POSITIVA

Tabella 3.8 Verifica condensa superficiale (ponte termico copertura)

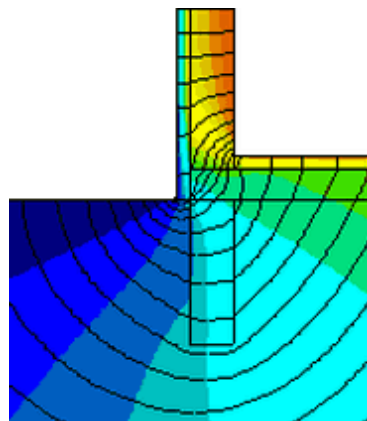
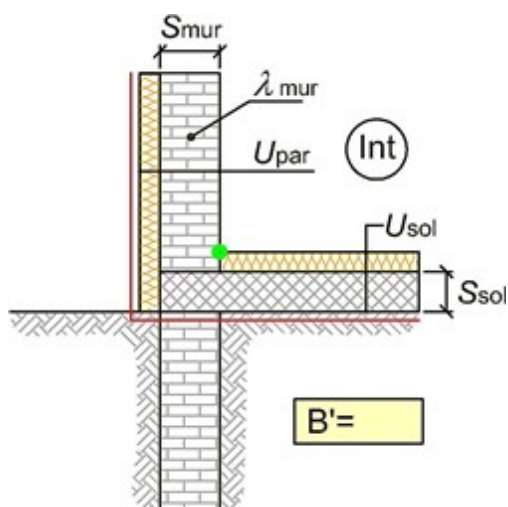
Legenda simboli

θ_i	Temperatura interna al locale	$^{\circ}\text{C}$
θ_e	Temperatura esterna	$^{\circ}\text{C}$
θ_{si}	Temperatura superficiale interna in luogo del ponte termico	$^{\circ}\text{C}$
θ_{acc}	Temperatura minima accettabile per scongiurare il fenomeno di condensa	$^{\circ}\text{C}$

Punto particolarmente critico è il collegamento parete-solaio controterra, la discontinuità si presenta tra il giunto della parete con isolamento esterno ed il solaio controterra con isolamento all'estradosso.

Trasmittanza termica lineica di calcolo **0.027** W/(m•K)

Fattore di temperatura f_{rsi} **0.778** -



Le caratteristiche sono:

Dimensione caratteristica del pavimento	B'	10.0 m
Spessore solaio	S_{sol}	100.0 mm
Spessore muro	S_{mur}	350.0 mm
Trasmittanza termica solaio	U_{sol}	0.142 W/(m ² •K)
Trasmittanza termica parete	U_{par}	0.112 W/(m ² •K)
Conduttività termica muro	λ_{mur}	0.361 W/(m•K)

Con le stesse condizioni vediamo anche in questo caso se si forma condensa superficiale (vedi Tabella 3.9):

Mese	θ_i	θ_e	θ_{si}	θ_{acc}	Verifica
ottobre	30	15.7	26.8	23.6	POSITIVA
novembre	30	13.8	26.4	23.6	POSITIVA
dicembre	30	10.4	25.6	23.6	POSITIVA
gennaio	30	7.4	25.0	23.6	POSITIVA

febbraio	30	6.4	24.8	23.6	<i>POSITIVA</i>
marzo	30	8.4	25.2	23.6	<i>POSITIVA</i>
aprile	30	10.5	25.7	23.6	<i>POSITIVA</i>

Tabella 3.9 Verifica condensa superficiale (ponte termico controterra)

Legenda simboli

θ_i	Temperatura interna al locale	°C
θ_e	Temperatura esterna	°C
θ_{si}	Temperatura superficiale interna in luogo del ponte termico	°C
θ_{acc}	Temperatura minima accettabile per scongiurare il fenomeno di condensa	°C

Riassumendo, per tutte le tipologie di ponte termico la verifica è risultata positiva, dunque, non si forma condensa superficiale.

4. Condizionamento dell'aria

Per gli impianti di nuoto al chiuso, l'entità della perdita di energia dipende fortemente dalla concezione del sistema HVAC (riscaldamento, ventilazione e condizionamento dell'aria), poiché l'area dispone normalmente di un sistema di controllo climatico completamente interno.

Controllando sia la portata d'aria sia lo stato dell'aria immessa e di quella estratta si gestisce l'ambiente interno nelle piscine coperte. Questa strategia di controllo è essenziale per mantenere il comfort termico e la qualità dell'aria, nonché per prevenire problemi quali condensa e corrosione.

[1] Di conseguenza, per gli impianti di nuoto al chiuso, l'unità di trattamento dell'aria è identificata come un componente cruciale per il funzionamento complessivo di una struttura natatoria.

Il tradizionale elevato tasso di ricambio d'aria nelle piscine è dovuto alla necessità di una buona distribuzione dell'aria in tutta la struttura al fine di evitare la condensa e ottenere un ambiente termico interno soddisfacente, il tasso di ricambio d'aria può essere ridotto e la circolazione dell'aria può essere evitata. Il sistema ottimale è un sistema "immissione dall'alto - estrazione dal basso" con diffusori a vortice e scarico verticale dell'aria, questo sistema ha raggiunto la migliore efficienza di ricambio d'aria e rimozione dei contaminanti. [1] Nonostante l'incertezza dovuta a un modello CFD non validato, è stata sottolineata l'importanza della posizione verticale bassa dell'apertura di estrazione dell'aria. La strategia consiste nel suddividere l'impianto di nuoto in tre zone virtuali, ciascuna con sistemi di ventilazione dedicati: zona spettatori, parete e tetto, nonché un sistema di cattura alla fonte per la zona occupata nell'ambiente della piscina.

Per la climatizzazione e la ventilazione degli impianti di nuoto, esistono principalmente due concetti per la deumidificazione e l'immissione dell'aria:

1. deumidificazione dell'aria esterna: massimizzazione dell'apporto di aria fresca; [1]
2. deumidificazione meccanica: riduzione al minimo dell'apporto di aria fresca mediante deumidificazione a refrigerazione. [1]

Un altro argomento importante riguarda il sistema di controllo e la scelta del regolatore. Normalmente, il sistema HVAC è dotato di regolatori P, PI e PID, a seconda dello scopo. I sistemi di controllo automatico sono usati per mantenere una grandezza fisica (come temperatura, velocità o pressione) vicina a un valore desiderato (chiamato setpoint), essi funzionano calcolando l'errore, nonché la differenza tra il valore reale e quello desiderato, applicando una correzione basata su tre azioni combinate: proporzionale (P), integrale (I) e derivativa (D). L'utilizzo del controllo predittivo, in combinazione con sistemi solari e con spegnimento anticipato, ha dimostrato, secondo i dati in letteratura, di ridurre il fabbisogno energetico di circa il 20% e il consumo di combustibile di circa il 40%. Il concetto di controllo predittivo è particolarmente adatto a far funzionare il sistema in un regime economicamente ottimale, in cui l'apporto di calore può essere indirizzato verso i periodi con elevati costi dell'elettricità.

4.1 Configurazioni di UTA per piscine

Esistono due tipologie principali di unità di trattamento aria (UTA) utilizzate nelle piscine coperte di tutto il mondo. Una soluzione più semplice e, al contempo, più economica è rappresentata dalle unità di trattamento aria per piscine dotate di uno scambiatore di calore a flusso incrociato per il recupero di calore e il ricircolo dell'aria. Questo recupero di calore a due stadi offre la possibilità di deumidificazione, ovvero di controllo del contenuto di umidità nell'aria immessa.

Il percorso dell'aria all'interno dell'UTA ed il suo dimensionamento è definito dalle diverse portate d'aria e si distinguono in:

- portata d'aria esterna (o di rinnovo): è l'aria pulita prelevata dall'esterno. La sua portata è determinata da requisiti igienico-sanitari e norme per garantire la qualità dell'aria interna, spesso espressa in termini di ricambi d'aria per persona;
- portata d'aria di ripresa: è l'aria che viene aspirata dall'ambiente servito (la piscina, l'ufficio, ecc.) per essere reimpressa nell'impianto. Questo flusso si divide poi in due parti:
 - portata d'aria espulsa: una parte dell'aria di ripresa viene scaricata all'esterno, portando via umidità, inquinanti e calore in eccesso.
 - portata d'aria ricircolata: la restante parte dell'aria di ripresa viene fatta ricircolare, cioè viene immessa nuovamente nel circuito dell'UTA per essere miscelata con l'aria esterna.
- Portata d'aria totale (o di mandata): è la somma della portata d'aria esterna e di quella ricircolata. Si tratta del volume d'aria totale che l'UTA tratta e immette nell'ambiente per gestire i carichi termici e mantenere le condizioni di comfort.

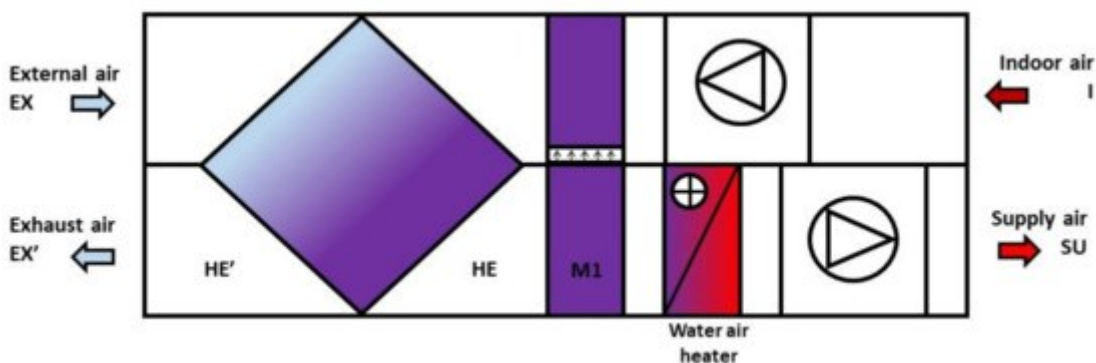


Figura 4.1 UTA per piscina (soluzione semplice)

Quali sono le fonti di calore per il riscaldamento dell'aria di ventilazione?

Le fonti di calore negli impianti delle piscine vengono utilizzate per preparare acqua calda per vari scopi all'interno della struttura della piscina; l'acqua calda viene utilizzata per [\[14\]](#):

- riscaldamento dell'acqua della piscina;
- l'impianto di riscaldamento: a convezione o a pavimento;
- riscaldamento dell'aria di ventilazione;

Le fonti di calore per il riscaldamento dell'acqua possono essere diverse; il loro utilizzo è determinato dalla posizione della piscina e dalle capacità tecnologiche della struttura.

Le fonti di calore più comuni nelle piscine includono [14]:

- sottostazione alimentata dalla rete di teleriscaldamento (con o senza cogenerazione);
- caldaia a gas;
- caldaia a biomassa;
- energia elettrica (alimentazione elettrica per riscaldatori elettrici o pompe di calore);
- energia solare.

Esiste un dispositivo più complesso, raccomandato anche per gli impianti delle piscine, che è un'unità di trattamento aria con recupero di calore a tre stadi, [14] ovvero una pompa di calore e un recuperatore di calore per recuperare il calore e garantire i parametri corretti dell'aria di mandata, allora è stato proposto l'utilizzo di pompe di calore per recuperare il calore dall'aria di ventilazione e riscaldare l'aria di mandata ed eventualmente l'acqua della piscina. Una pompa di calore può funzionare in un'unità di ventilazione da sola o in combinazione con un recuperatore di calore, creando così un sistema a due stadi per il recupero del calore dall'aria di ventilazione. La pompa di calore nelle unità di ventilazione delle piscine funziona con gli stessi parametri termici stabili durante tutto l'anno, il che significa che è possibile ottenere elevati coefficienti di prestazione (COP) per il riscaldamento, pari a cinque o sei [14].

Il condensatore dell'aria della pompa di calore è posizionato nella sezione di mandata dell'aria dell'unità e riscalda l'aria; questo sostituisce il riscaldatore o ne riduce il fabbisogno energetico. L'evaporatore situato nella sezione di scarico è una fonte di calore minore e recupera il calore sensibile e latente dall'aria che è stata rimossa dalla sala della piscina.

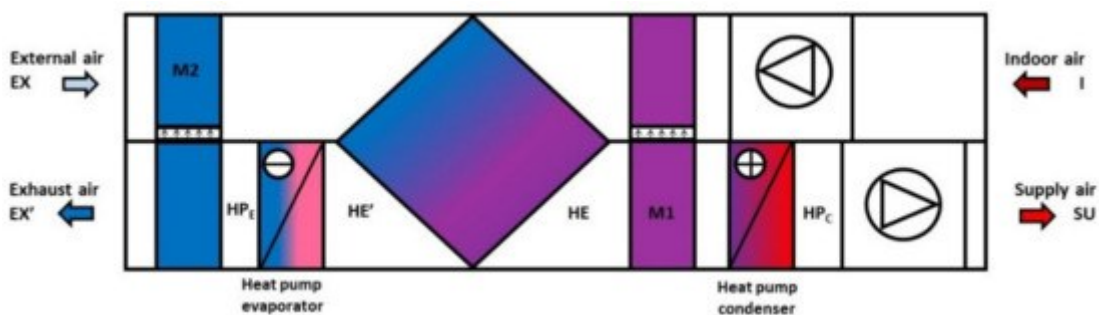


Figura 4.2 UTA per piscina (soluzione complessa)

Per garantire i parametri corretti dell'aria di mandata, è necessario fornire calore al riscaldatore oppure elettricità e calore alla pompa di calore e al riscaldatore. L'UTA deve essere in grado di gestire con la batteria di deumidificazione la quantità di vapore acqueo che evapora dalla vasca, sia essa in condizioni di massima capienza o completamente vuota; inoltre deve compensare con la batteria di riscaldamento le perdite per ventilazione.

Generalmente i componenti che contiene sono i seguenti:

- recuperatore di calore in polipropilene;

- gruppo frigo a pompa di calore (compressore con inverter);
- batteria calda idronica;
- ventilatori EC con speciale protezione anticorrosione;
- alette scambiatori con protezione anticorrosione;
- diverse taglie con portate da 2500 a 33000 m³/h (nominale).

Un UTA commerciale da piscina possiede diverse modalità (vedi Figura 4.3) in base alle condizioni esterne e alle stagioni:

- modalità di avvio per il riscaldamento invernale: l'aria viene riscaldata mediante batteria di scambio idronica con modalità a tutto ricircolo, grazie all'apposita serranda all'interno dell'unità;
- modalità di deumidificazione nel periodo invernale senza utenti: questa modalità economica funziona con il 100% di aria di ricircolo, riducendo l'umidità assoluta dell'aria attraverso l'evaporante della pompa di calore. L'aria deumidificata viene poi riscaldata nella condensante e immessa nella zona della piscina;
- modalità di deumidificazione nel periodo invernale con utenti: in questa modalità, l'aria di ripresa dal locale piscina viene prima deumidificata attraverso l'evaporante del gruppo frigorifero, quindi in parte miscelata con l'aria esterna prima dell'espulsione. La miscela viene quindi reimpressa nel doppio recuperatore a piastre e riscaldata tramite la condensante, garantendo un alto livello di recupero di calore e di risparmio energetico. L'aria viene quindi ulteriormente riscaldata tramite la batteria calda idronica e infine immessa in ambiente;
- modalità di deumidificazione nel periodo di transizione: il livello corretto di umidità ambiente viene raggiunto utilizzando fino al 100% di aria esterna, lasciando attiva la pompa di calore che permette un terzo stadio di recupero di calore e preriscaldare l'aria prima che venga immessa in ambiente tramite la condensante. La batteria idronica permette di fornire all'aria in mandata l'eventuale potenza termica rimanente per raggiungere il setpoint di temperatura;
- modalità di deumidificazione a temperature esterne più elevate: in questa modalità la batteria calda non è attiva e l'unità lavora fino al 100% di aria esterna per garantire il massimo comfort nel locale piscina.

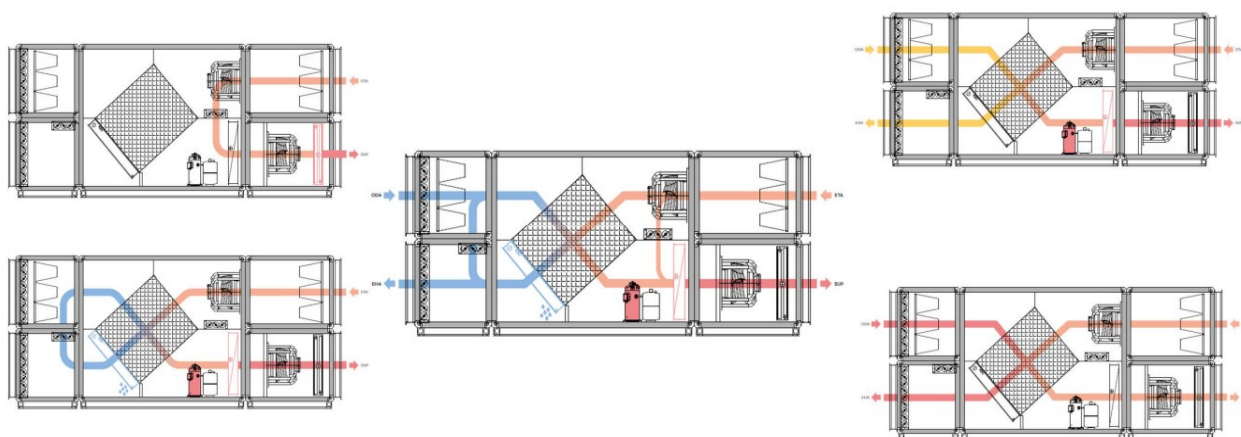


Figura 4.3 Modalità di funzionamento UTA commerciale per piscina

La pompa di calore, utilizzata come fonte di calore per il riscaldamento dell'aria di ventilazione, funziona secondo il seguente schema: l'evaporatore è situato nella sezione di scarico e rappresenta la fonte di calore inferiore, mentre il condensatore è situato nella sezione di mandata e rappresenta la fonte di calore superiore. L'evaporatore deumidifica e raffredda l'aria estratta dalla piscina, che mantiene una temperatura relativamente costante durante tutto l'anno (30-34 °C e umidità relativa 55-60%). [14] Il condensatore riscalda l'aria di mandata a una temperatura relativamente costante, che varia tra 10 e 15 K in un clima temperato durante tutto l'anno. Questo fenomeno si verifica perché nelle unità di trattamento aria dedicate alla piscina sono presenti il ricircolo e uno scambiatore di calore. Pertanto, l'aria prima del condensatore è già preriscaldata. Grazie ai parametri dell'aria costanti prima del condensatore e dell'evaporatore, il COP della pompa di calore è piuttosto stabile e varia entro un intervallo molto ristretto.

La modalità inattiva (tipicamente notturna) e la modalità attiva sono caratterizzate da diverse strategie di ventilazione, che influenzano significativamente lo stato dell'aria interna. In modalità notturna, il sistema deumidifica continuamente e ricicla l'aria estratta dalla piscina, garantendo condizioni stabili con solo lievi scostamenti dal setpoint di umidità dell'aria. [7]

In modalità attiva, il sistema opera diversamente a causa della richiesta di aria fresca dovuta alla presenza di occupanti. In questa fase, la variazione dell'evaporazione è fortemente legata al funzionamento dell'UTA: quando si fa funzionare l'unità di trattamento dell'aria con un maggiore apporto di aria fresca e una ridotta umidità relativa, il tasso di evaporazione quasi raddoppia rispetto alla modalità notturna. In modalità notturna, si osserva che il setpoint di umidità relativa viene raggiunto. Tuttavia, ciò dipende fortemente dalle condizioni esterne poiché è correlato all'umidità assoluta dell'aria esterna. [7] Sebbene ciò sia vantaggioso per la facciata dell'edificio (poiché riduce le differenze di pressione di vapore attraverso la facciata), è energeticamente intensivo e costoso a causa del maggiore tasso di evaporazione. Le aree delle piscine dovrebbero essere mantenute a una pressione negativa di 15–40 Pa [7] rispetto all'esterno e alle aree adiacenti dell'edificio, questa pressione negativa viene applicata per prevenire la migrazione degli odori di clorammine. Le pressioni positive spingono l'aria verso l'esterno nella parte superiore dell'edificio, mentre le pressioni negative la risucchiano verso l'interno nella parte inferiore. L'entità della pressione generata aumenta con l'altezza dell'edificio e con l'aumentare del gradiente termico tra interno ed esterno. Le pressioni dovute all'effetto camino (stack effect) nella parte superiore dell'edificio sono massime nei mesi invernali più freddi. Pertanto, è necessario tenerne conto quando si effettuano le misurazioni della pressione, per garantire che l'edificio sia mantenuto in depressione (pressione negativa) durante tutto l'anno.

4.2 Analisi di sensitività (modifica dei volumi all'ora)

Le perdite per evaporazione rappresentano il 60% delle perdite di calore totali di una vasca (convezione, conduzione, irraggiamento e reintegro), ciò condiziona il consumo di energia e l'umidità interna che può essere gestita dalla particolare UTA vista nel paragrafo precedente, in

grado di deumidificare l'aria per tutto l'anno e non solo nel periodo estivo come avviene negli edifici residenziali.

Come calcolare il flusso d'aria di rinnovo minimo ($\tau_{fa,min}$)?

Questo viene determinato al fine di garantire la qualità dell'aria, [10] quindi mantenendo entro i limiti normativi la quantità di anidride carbonica (CO_2) e di tricloroammine (NCl_3). Consideriamo il valore più alto di portata di aria fresca in modo tale da smaltire le tricloroammine e l'anidride carbonica. Il limite per le tricloroammine è 0.5 mg/m^3 ; mentre il limite massimo per la CO_2 è 1000 ppm come indicato da normativa. [11]

$$\tau_{fa,min} = \frac{\max(\dot{m}_{a,NCl_3}, \dot{m}_{a,CO_2})}{\dot{m}_{a,Tot}} \quad (4)$$

Dove $\dot{m}_{a,Tot}$ è la portata d'aria totale ed è fissata a 4 vol/h, possiamo ricavare $\dot{m}_{a,CO_2}$ come [13]:

$$\dot{m}_{a,CO_2} = \frac{E_{CO_2}}{CO_{2,lim} - CO_{2,ext}}$$

Dove E è espressa in [mg/h] ed è la quantità di CO_2 prodotta ogni ora; mentre i termini al denominatore sono espressi in [mg/m³] ed è la differenza tra la CO_2 limite di 1000 ppm e quella esterna di 420 ppm.

Mentre, $\dot{m}_{a,NCl_3}$ è espressa come [13]:

$$\dot{m}_{a,NCl_3} = \frac{E_{NCl_3}}{NCl_{3,lim}}$$

Sostituendo nell'equazione (4) il valore massimo (nonché $\dot{m}_{a,NCl_3}$) dobbiamo garantire un tasso di rinnovo minimo ($\tau_{fa,min}$) di 0.35 che corrisponde a 11160 m³/h.

L'umidità assoluta dell'aria miscelata nell'UTA è determinata come segue:

$$\omega_m = \tau_{fa} \omega_{ext} + (1 - \tau_{fa}) \omega_a$$

Mentre, l'umidità assoluta dell'aria immessa nella sala è definita come:

$$\omega_{blow} = -\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{a,Tot}} + \omega_a$$

Dove $\dot{m}_v$ [kg/h] è la quantità di vapore evaporato dalla superficie libera dell'acqua.

Possiamo ora definire la quantità di umidità da aggiungere o rimuovere dall'aria nell'UTA:

$$\Delta\omega = \dot{m}_{a,Tot} \cdot (\omega_{blow} - \omega_m)$$

Quando $\Delta\omega < 0$ significa che bisogna deumidificare; quando $\Delta\omega > 0$ allora bisogna umidificare. [10]. Adesso l'obiettivo è capire quanta massa di vapore deve deumidificare la batteria di deumidificazione al variare delle stagioni e al variare della portata esterna (la quale non deve essere al di sotto di 11160 m³/h), fissando una portata d'aria totale di 4 vol/h (circa 32000 m³/h).

Variabilità tasso di aria fresca	Portata d'aria esterna (m ³ /h)
0.10	3188.6
0.15	4782.8
0.20	6377.1
0.25	7971.4
0.30	9565.7
0.35	11160.0
0.40	12754.3
0.45	14348.6
0.50	15942.8
0.55	17537.1
0.60	19131.4
0.65	20725.7
0.70	22320.0
0.75	23914.3
0.80	25508.6
0.85	27102.8
0.90	28697.1
0.95	30291.4
1.00	31885.7

Tabella 4.1 Variabilità tasso di aria di rinnovo

Per il primo caso consideriamo l'umidità assoluta esterna pari a 0.002 kg_v/kg_a (condizione invernale):

Variabilità tasso di aria fresca	Deumidificazione/Umidificazione [kg/h]
0.10	-161.5
0.15	-142.3
0.20	-123.1
0.25	-103.9
0.30	-84.6
0.35	-65.4
0.40	-46.2
0.45	-27.0
0.50	-7.7
0.55	11.5
0.60	30.7
0.65	49.9
0.70	69.2
0.75	88.4
0.80	107.6
0.85	126.9
0.90	146.1
0.95	165.3
1.00	184.5

Secondo caso umidità assoluta esterna pari a 0.007 kg_v/kg_a:

Variabilità tasso di aria fresca	Deumidificazione/Umidificazione [kg/h]
0.10	-175.6
0.15	-163.4
0.20	-151.1
0.25	-139.0
0.30	-126.7
0.35	-114.5
0.40	-102.3
0.45	-90.1
0.50	-77.9
0.55	-65.7
0.60	-53.4
0.65	-41.2
0.70	-29.0
0.75	-16.8
0.80	-4.6
0.85	7.6
0.90	19.8
0.95	32.0
1.00	44.2

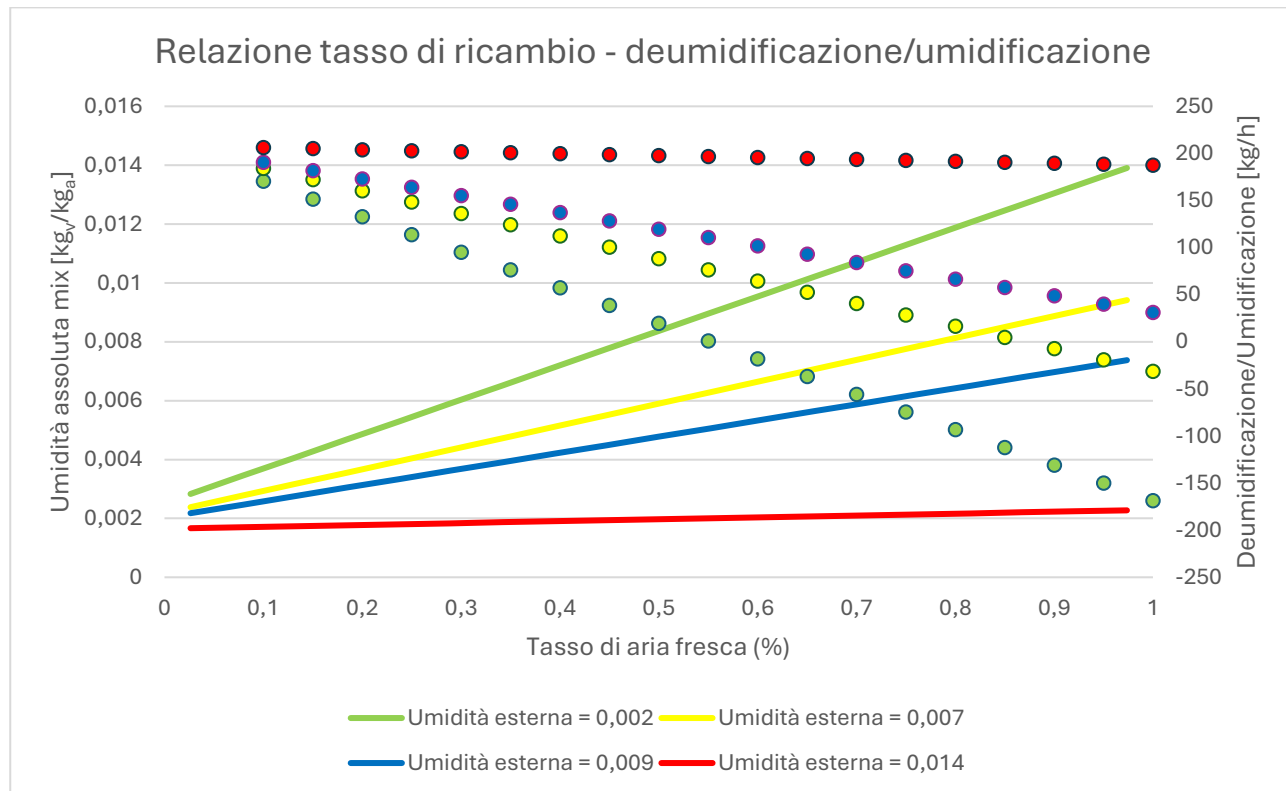
Terzo caso umidità assoluta esterna pari a 0.009 kg_v/kg_a:

Variabilità tasso di aria fresca	Deumidificazione/Umidificazione [kg/h]
0.10	-181.9
0.15	-172.9
0.20	-163.9
0.25	-154.9
0.30	-145.8
0.35	-136.8
0.40	-127.8
0.45	-118.9
0.50	-109.8
0.55	-100.7
0.60	-91.7
0.65	-82.7
0.70	-73.7
0.75	-64.6
0.80	-55.6
0.85	-46.6
0.90	-37.6
0.95	-28.5
1.00	-19.5

Quarto caso umidità assoluta esterna pari a 0.014 kg_v/kg_a (condizione estiva):

Variabilità tasso di aria fresca	Deumidificazione/Umidificazione [kg/h]
0.10	-197.9
0.15	-196.8
0.20	-195.8
0.25	-194.7
0.30	-193.7
0.35	-192.6
0.40	-191.6
0.45	-190.5
0.50	-189.5
0.55	-188.4
0.60	-187.4
0.65	-186.3
0.70	-185.3
0.75	-184.2
0.80	-183.2
0.85	-182.1
0.90	-181.0
0.95	-180.0
1.00	-179.0

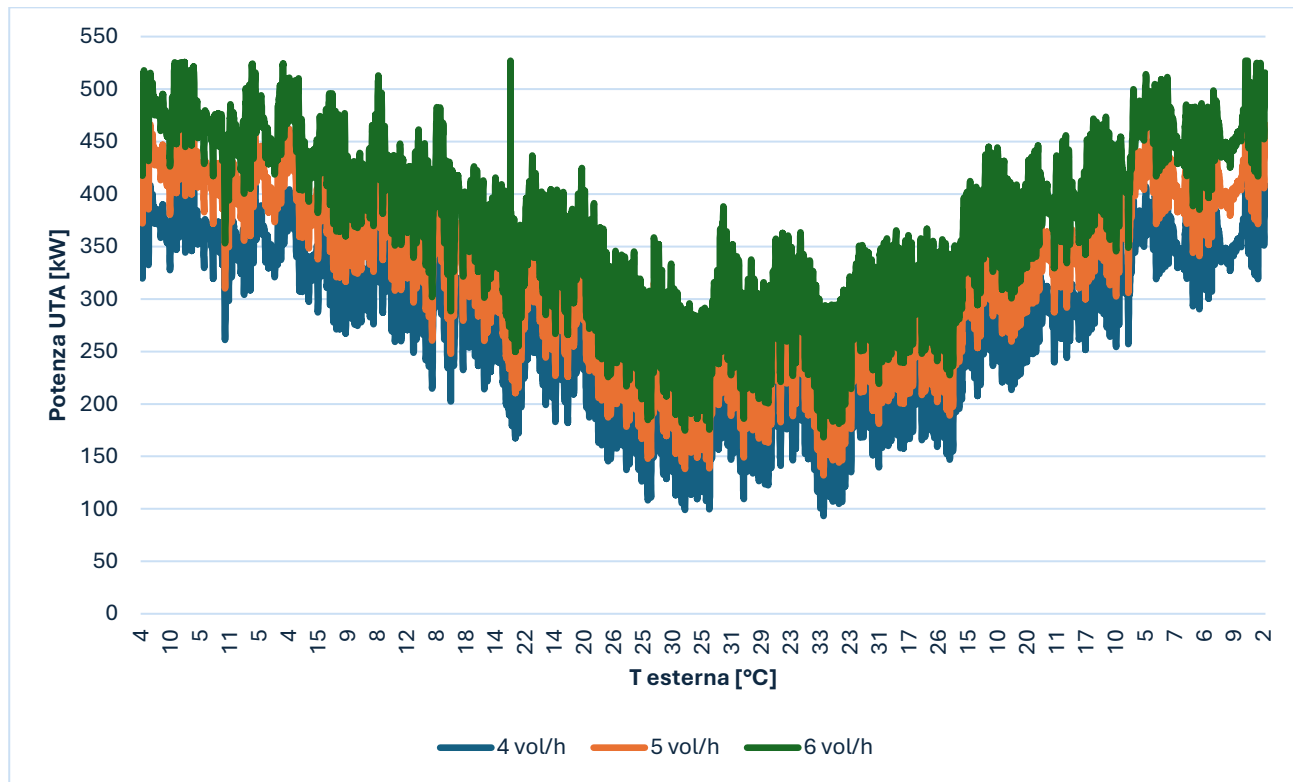
Il grafico che otteniamo è il seguente:



Questo grafico ci mostra che in inverno, avendo un'umidità esterna bassa, se misceliamo correttamente l'aria tra quella nella stanza (umida) e quella esterna (secca) riusciamo persino a non deumidificare con un tasso di aria fresca di circa 0.5, al fronte però di un aumento di potenza di cui

ha bisogno la batteria di riscaldamento per riscaldare una maggiore quantità di aria esterna rispetto a quella minima che entra particolarmente fredda. Nelle mezze stagioni è necessario deumidificare di più ed addirittura vicino al periodo estivo si rende necessario deumidificare sempre perché la massa di vapore da considerare non è solo dalle vasche ma si aggiunge anche l'umidità esterna.

L'UTA ha il compito di pre-riscaldare l'aria fredda esterna (se necessario), deumidificare e successivamente riscaldare nuovamente l'aria (post-riscaldamento) per immetterla deumidificata ma in condizioni di comfort termo-igrometrico. Vediamo allora, nel grafico sottostante, al variare della portata d'aria totale, quanta potenza serve alle batterie di riscaldamento.



Se ricircoliamo dell'aria a 30 gradi con un'umidità relativa interna di 0.022, ipotizzando l'aumento a causa dell'evaporazione delle piscine, vediamo quanta potenza deve erogare la batteria di riscaldamento dell'UTA che si pone in un range compreso tra i 100 kW (nelle condizioni migliori) e 530 kW (nelle condizioni peggiori). Questa analisi è considerata senza le perdite dell'involucro dell'edificio che si vanno a sommare all'equazione (5) [10].

$$P_a = \dot{m}_{a,Tot} \cdot (h_{blow} - h_m) \quad (5)$$

Dove h è l'entalpia.

4.3 Qualità dell'aria

La qualità dell'aria all'interno delle piscine è una considerazione significativa, che influenza la necessità di ricambio d'aria e quindi il bilancio termico e di umidità dell'aria. Per questo motivo, questo paragrafo sviluppa alcune considerazioni relative alla qualità dell'aria.

A causa dell'ambiente umido e dell'intensa ventilazione, la polvere non rappresenta un problema negli impianti di nuoto. D'altra parte, i sottoprodotti della disinfezione (DBP) derivanti dalla disinfezione a base di cloro sono associati a tali strutture e destano particolare preoccupazione (Organizzazione Mondiale della Sanità, 2006). Il cloro reagisce con vari composti organici e inorganici per produrre sottoprodotti della disinfezione (DBP) nelle piscine; infatti, quando i nuotatori sono in vasca, rilasciano nell'acqua composti organici (sudore, urina, cosmetici, pelle morta), la reazione tra questi composti e il cloro disinfettante produce triclorammina (NCl_3) e anche anidride carbonica (CO_2) come sottoprodotto. Tra i precursori più importanti per la formazione di DBP nelle piscine figurano i composti organici-N, come l'urea, l'acido urico, la creatinina e gli amminoacidi. Tra i DBP prodotti da queste reazioni ci sono le clorammine inorganiche, il trasferimento di triclorammina (NCl_3) e di altri composti volatili dall'acqua della piscina all'aria offre la possibilità di esposizione umana a queste sostanze chimiche attraverso la respirazione; l'assorbimento cutaneo e l'ingestione rappresentano vie di esposizione per alcuni altri DBP [12]. Questo metodo di trattamento dell'acqua, il più comune negli impianti di nuoto, garantisce l'assenza di agenti patogeni (virus e funghi) nell'acqua, che potrebbero causare gravi problemi di salute se non rimossi. Nell'ambito della ricerca sui DBP, viene spesso sottolineata la necessità di una ventilazione adeguata, ma senza fornire specifiche o suggerimenti di progettazione. È impossibile eliminare completamente la formazione di DBP, ma è possibile limitarla, ad esempio, riducendo i precursori dei DBP e diluendo l'inquinamento attraverso un maggiore apporto d'aria o un miglioramento del sistema di trattamento delle acque.

Quindi, per capire quanta CO_2 e NCl_3 si concentra nell'ambiente indoor, possiamo partire dalla teoria dei due film [12] che suggerisce che le condizioni che portano a un trasferimento netto di NCl_3 dalla fase liquida a quella gassosa determineranno anche un trasferimento netto di altri composti volatili presenti nell'acqua delle piscine. Pertanto, l' NCl_3 in fase gassosa potrebbe fungere da indicatore della qualità dell'aria interna (IAQ) negli impianti delle piscine. È noto che la qualità dell'aria interna (IAQ) nelle piscine è influenzata da molti fattori, tra cui: il numero di bagnanti, le abitudini igieniche dei nuotatori, i processi di trattamento dell'acqua e le caratteristiche del sistema di riscaldamento, ventilazione e condizionamento dell'aria (HVAC). [12]

La CO_2 è simile all' NCl_3 in termini di volatilità, la CO_2 è anche più facile ed economica da misurare nelle fasi gassosa e liquida rispetto all' NCl_3 . Pertanto, la CO_2 può rappresentare un surrogato per l' NCl_3 e altri DBP volatili comuni nell'acqua delle piscine. Tuttavia, la concentrazione di CO_2 in fase gassosa può anche essere influenzata da altri processi, in particolare dalla respirazione umana, il che può complicare l'uso della CO_2 come proxy per l' NCl_3 . Secondo numerosi studi, quando la concentrazione di CO_2 in un ambiente supera 1000 ppm, si manifestano effetti quali mal di testa, stanchezza, sensazioni di gola secca, irritazioni agli occhi e alla pelle, sonnolenza e perdita di attenzione. [13] Inoltre, nel tempo, il corpo umano, avendo una memoria, si abitua alla concentrazione di CO_2 e perde le proprie sensazioni, il che può rappresentare un grave problema.

L'istituto mondiale di sanità impone un limite di 0.5 mg/m^3 per le tricloroammine [11], in Italia non c'è una normativa specifica ed un limite di legge. Mentre, la presenza di CO_2 negli ambienti è

regolata dalla normativa UNI EN 13779, il limite più comune e riconosciuto come soglia per essere considerato un ambiente con un ottimo ricambio d'aria è 1000 ppm.

Sono stati sviluppati modelli di bilancio di massa per descrivere il comportamento dinamico di NCl_3 e CO_2 in fase gassosa negli impianti di piscine coperte. [12] I modelli si basano su tre ipotesi principali:

1. la teoria dei due film è stata utilizzata per simulare la velocità di trasferimento di massa netta dei composti volatili dalla fase liquida alla fase gassosa. La teoria dei due film presuppone che il trasporto netto sia limitato dal trasporto diffusivo attraverso un sottile strato limite sul lato liquido dell'interfaccia gas-liquido, uno strato simile sul lato gassoso dell'interfaccia, o entrambi. Questa ipotesi è meccanicisticamente plausibile, ma rappresenta una semplificazione della meccanica effettiva del trasferimento;
2. lo spazio aereo è ben miscelato nell'impianto della piscina studiato. Questa ipotesi non è probabilmente del tutto corretta; tuttavia, le misurazioni della sua dinamica presso l'impianto della piscina studiato hanno indicato un comportamento dinamico simile dei composti volatili tra posizioni di campionamento relativamente distanti, supportando così la validità di questa ipotesi. I modelli di bilancio di massa per caratterizzare la dinamica dei composti volatili nell'aria interna spesso trattano lo spazio aereo come ben miscelato;
3. la composizione dell'acqua nello strato superficiale della piscina, quello in cui avviene la miscelazione attiva (i primi 30-50 cm), è spazialmente uniforme (ovvero, ben miscelata). La miscelazione meccanica operata dai nuotatori è in gran parte limitata a questo strato. Inoltre, il trasferimento netto dalla fase liquida alla fase gassosa coinvolge sostanze chimiche volatili presenti in questo strato superiore della colonna d'acqua della piscina.

Sulla base delle ipotesi descritte sopra, il modello di bilancio di massa per NCl_3 è, come mostrato nell'equazione [12]:

$$\forall_g \frac{dC_g}{dt} = -Q_g C_g + K_l A C_l + n K' C_l$$

Dove C_l rappresenta la concentrazione in fase liquida e K_l e K' rappresentano i coefficienti di trasferimento di massa, non avendo delle misurazioni dirette, questi valori sono stati presi in letteratura; mentre n rappresenta il numero di nuotatori, C_g è la concentrazione in fase gassosa (ipotizzata la concentrazione limite) e Q_g rappresenta la portata d'aria immessa.

Un approccio simile è stato utilizzato per sviluppare un modello di bilancio di massa per la CO_2 . Tuttavia, l'ipotesi di CO_2 in fase liquida in equilibrio trascurabile non era applicabile al modello della CO_2 . Sono state necessarie altre modifiche perché la CO_2 è naturalmente presente nell'atmosfera; pertanto, la CO_2 ambientale viene introdotta in una piscina dal suo sistema di ventilazione meccanica. Inoltre, gli esseri umani espirano CO_2 , i tassi di respirazione/emissione di CO_2 per i nuotatori sono probabilmente diversi da quelli dei bagnini, degli addetti alla piscina e degli spettatori (cioè, i non nuotatori). Sono stati aggiunti termini extra all'equazione di governo generale per tenere conto della dinamica della CO_2 in fase gassosa, come mostrato nell'equazione seguente [12]:

$$V_g \frac{dC_g}{dt} = Q_{g,ext} C_{g,ext} - Q_g C_g + K_l A (C_l - C_l^*) + n K' (C_l - C_l^*) + n \cdot em \text{ CO}_2' + N \cdot em \text{ CO}_2$$

Dove n è il numero di nuotatori, N è il numero di non nuotatori, emCO₂' è il tasso di emissione di CO₂ per i nuotatori (mg/(persona•h)); invece emCO₂ è il tasso di emissione di CO₂ per i non nuotatori (mg/(persona•h)). Infine, Q_{g,ext} rappresenta la portata d'aria esterna (fissata a 11160 m³/h), C_{g,ext} rappresenta la concentrazione esterna (420 ppm), mentre Q_g e C_g rappresentano rispettivamente la portata d'aria immessa e la concentrazione in fase gassosa.

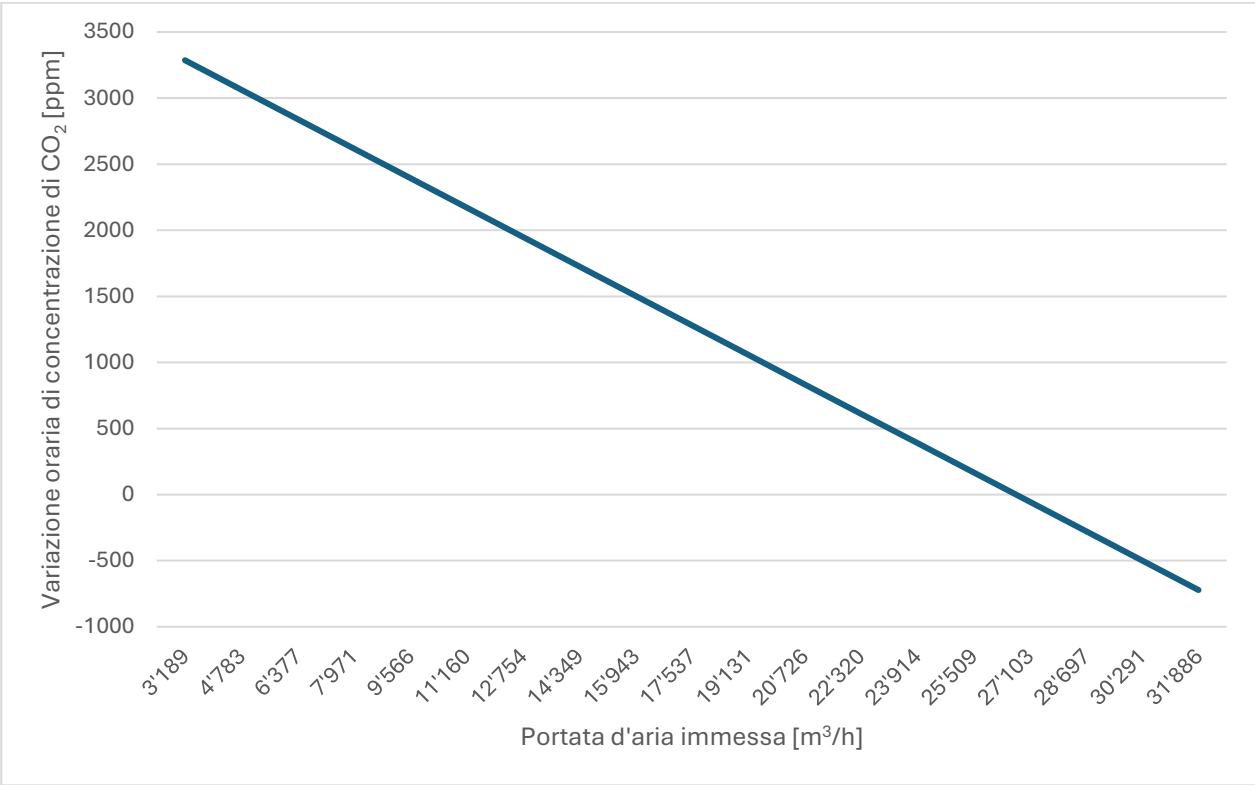
I valori di concentrazione in fase liquida (C_l) ed il valore dei coefficienti di trasferimento di massa (K_l e K'), non avendo delle misurazioni dirette, sono stati presi in letteratura. [12] Per vedere quanta CO₂ ed NCl₃ sono effettivamente presenti nel volume d'aria dell'ambiente piscina è necessario fare un bilancio di massa e trasporti di flussi. Si considera il momento di massima capienza in termini di nuotatori e spettatori.

Per quanto riguarda la CO₂ la variazione di concentrazione oraria è, al variare della portata totale:

Portata di aria totale [m ³ /h]	Variazione oraria di concentrazione di CO ₂ in aria [ppm]
3188.6	3286.4
4782.8	3063.7
6377.1	2841.0
7971.4	2618.3
9565.7	2395.6
11160.0	2172.9
12754.3	1950.2
14348.6	1727.5
15942.8	1504.8
17537.1	1282.1
19131.4	1059.4
20725.7	836.7
22320.0	614.0
23914.3	391.3
25508.6	168.6
27102.8	-54.1
28697.1	-276.8
30291.4	-499.5
31885.7	-722.2

Tabella 4.2 Variabilità oraria della concentrazione di CO₂

Dunque, se immettiamo 27102.8 m³/h di aria totale riusciamo a smaltire della CO₂.



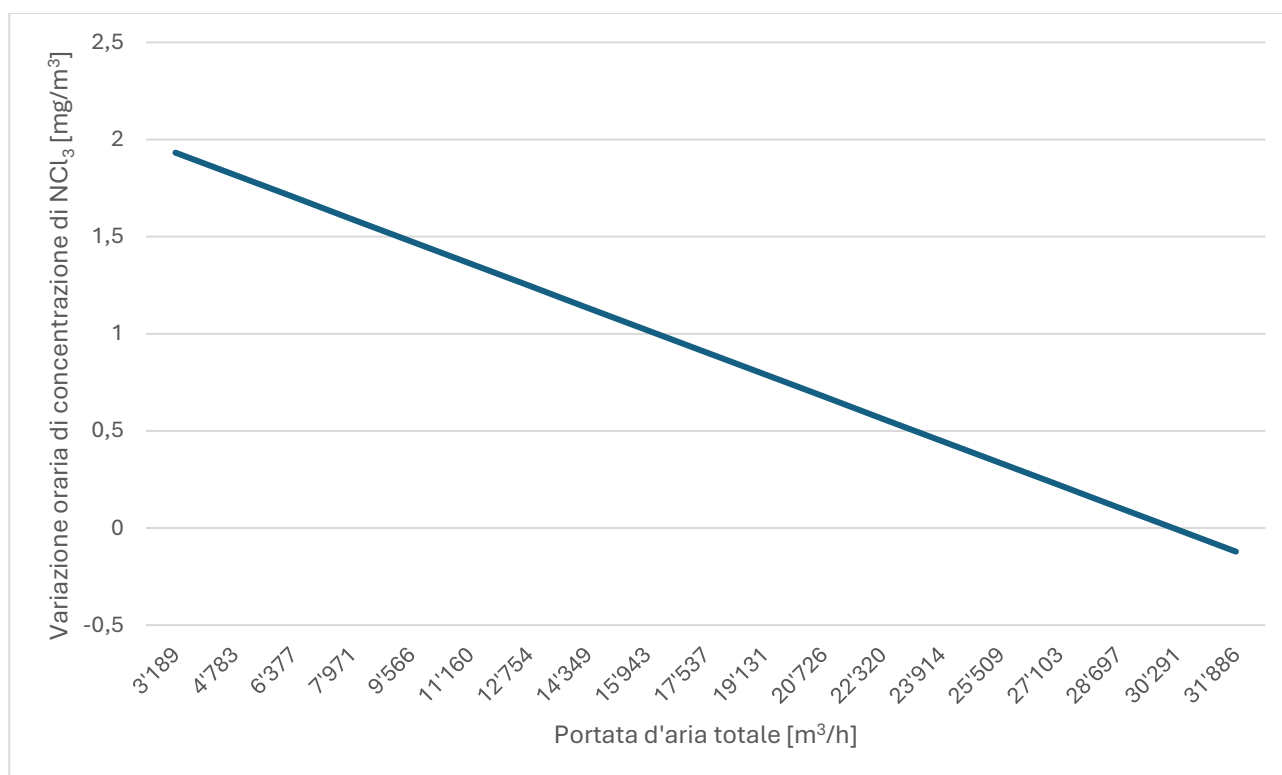
Per le tricloroammine valgono le stesse considerazioni:

Portata di aria immessa [m³/h]	Variazione oraria di concentrazione di NCl ₃ in aria [mg/m³]
3188.6	1.9
4782.8	1.8
6377.1	1.7
7971.4	1.6
9565.7	1.5
11160.0	1.4
12754.2	1.2
14348.6	1.1
15942.8	1.0
17537.1	0.9
19131.4	0.8
20725.7	0.7
22320.0	0,6
23914.3	0.4
25508.6	0.3

27102.8	0.2
28697.1	0.1
30291.4	-0.007
31885.6	-0.1

Tabella 4.3 Variabilità oraria di concentrazione di NCl_3

Riguardo all' NCl_3 , invece, dobbiamo immettere almeno 30291 mc/h di aria totale per smaltirle.



Da questi grafici vediamo che il tasso di rinnovo e la gestione dell'UTA dipende non solo dal carico di umidità, ma anche dalla gestione delle tricloroammine e dell'anidride carbonica che giocano un ruolo fondamentale, ma il parametro che porta il peso maggiore si conferma l'umidità, infatti, a conclusione delle analisi viste in questo paragrafo si dichiarano sufficienti una portata totale di circa 32000 m^3/h ed una portata d'aria esterna di 11160 m^3/h . Questi sono i valori utilizzati anche nella simulazione dinamica presentata nel capitolo 6.

Dunque, possiamo confermare che il contributo che impatta di più sul carico d'aria che deve gestire l'UTA è l'umidità della sala. Quindi, per la gestione dell'UTA è necessario dimensionarla in base al carico di umidità. Il tasso di evaporazione pesa per l'83% in termini di g/m^3 , la restante percentuale è divisa tra la produzione di tricloroammine e di anidride carbonica; quindi, tra tutti i flussi di massa si conferma il più importante.

5. Confronto delle tecnologie

5.1 Pannelli solari

Negli ultimi anni, l'energia solare è diventata una delle fonti di energia rinnovabile più sostenibili. Ciò è dovuto principalmente a due ragioni:

- l'energia solare è una delle fonti di energia più abbondanti e inesauribili;
- il crescente interesse riguardo a tecnologie di conversione e metodi di installazione.

A questo proposito, recentemente si è registrato un crescente interesse da parte di organizzazioni scientifiche e ricercatori sui sistemi solari ibridi. In particolare, molti autori hanno condotto indagini su configurazioni innovative di sistemi solari ibridi, adottando diverse tecnologie innovative.

Nello specifico caso di pannelli solari termici impiegati per il riscaldamento dell'acqua delle piscine, nella composizione del sistema non rientra la presenza del serbatoio di stoccaggio dell'acqua calda poiché la piscina stessa funge da sistema di accumulo. In queste applicazioni, inoltre, l'acqua viene solitamente pompata attraverso i collettori direttamente dal sistema di filtraggio esistente. A differenza dei pannelli solari fotovoltaici impiegati per la produzione di energia elettrica a partire dalla radiazione solare, pur essendo anche in questo caso la produttività del sistema funzione della radiazione solare catturata dai pannelli (e quindi legata alla latitudine del sito in cui i pannelli sono installati, alla loro pendenza rispetto al piano del terreno e al loro posizionamento più o meno orientato verso sud), i pannelli solari termici non vengono installati su strutture mobili (chiamati inseguitori solari) ma si realizzano sempre impianti fissi.

Il sistema Water Solar-Assisted Heat Pump (W-SAHP) [15] è costituito da una pompa di calore acqua-acqua commerciale, accoppiata a collettori solari piani come mostrato in Figura 5.1. Lo studio è stato sviluppato specificamente per le piscine, tuttavia la maggior parte dei criteri di analisi e dei risultati sono validi per qualsiasi edificio con esigenze di acqua calda. Il sistema W-SAHP è particolarmente adatto a soddisfare i requisiti energetici [15] di tali applicazioni, poiché:

- la temperatura della piscina è di circa 28 °C, quindi la pompa di calore acqua-acqua associata funziona con un set-point di temperatura di uscita sul lato condensatore non superiore a 40-45 °C;
- il profilo di carico dell'utente è pressoché costante durante tutto il giorno in ogni stagione e, di solito, le strutture della piscina offrono ampie superfici libere, adatte all'installazione dei pannelli solari.

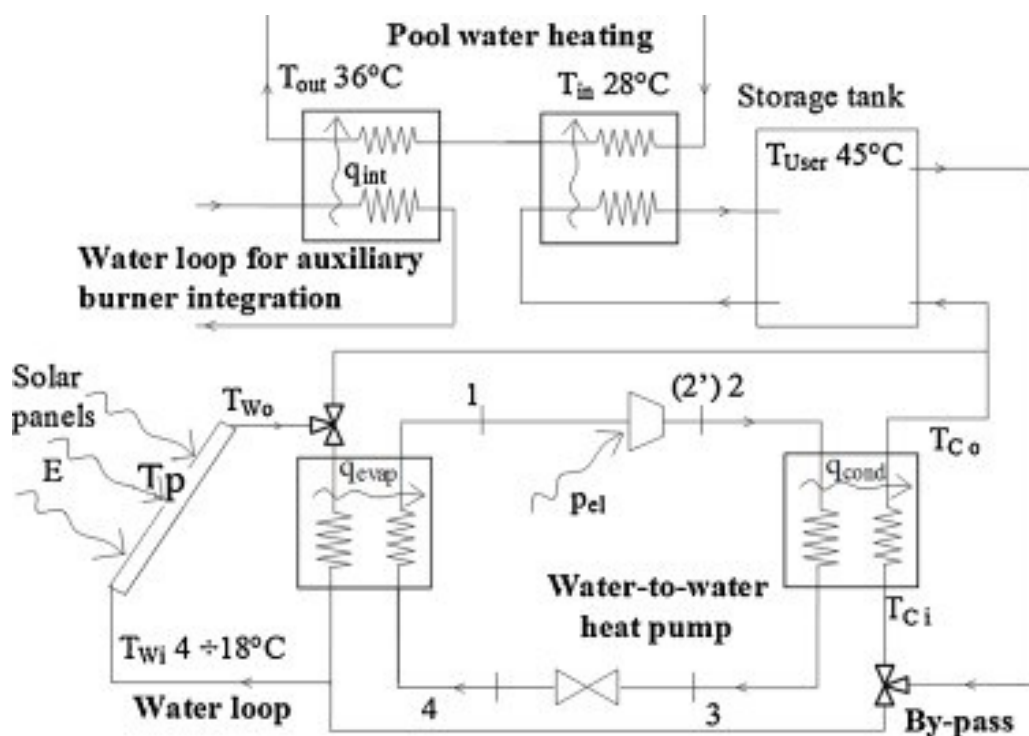


Figura 5.1 Configurazione sistema W-SAHP

Come funziona questo sistema?

Il condensatore della pompa di calore acqua-acqua è collegato a un serbatoio di accumulo che fornisce acqua calda allo scambiatore di calore primario, dove l'acqua in ingresso della piscina a 28 °C viene preriscaldata. Per soddisfare il carico termico in ogni stagione e condizione meteorologica, è prevista l'integrazione con una pompa di calore aria-acqua che si attiva solo nel momento in cui il carico non è soddisfatto. Lo scambiatore di calore dell'evaporatore è alimentato direttamente dall'acqua proveniente da un campo di pannelli solari piani. Una valvola di bypass può collegare i pannelli solari direttamente all'accumulo di calore, quando l'irraggiamento solare offre temperature di esercizio sufficientemente elevate. Durante il funzionamento della pompa di calore, la temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore di calore dell'evaporatore, che per semplicità si assume qui pari alla temperatura dell'acqua in ingresso al pannello solare, viene mantenuta nell'intervallo da 4 °C a 18 °C (limiti di temperatura di esercizio per gli evaporatori delle pompe di calore standard), e il lato caldo (lato condensatore) è impostato a 45 °C [15].

Non appena la pompa di calore si spegne a causa di temperature superiori a 18 °C (quando l'irraggiamento solare è elevato), l'acqua continua a circolare nel pannello solare e raggiunge rapidamente valori superiori a 45°C. In quel momento, le due valvole di bypass vengono commutate in modo che l'acqua calda del pannello solare circoli direttamente nel serbatoio dell'utente a 45°C. Se la temperatura di esercizio scende al di sotto dei 4°C, entrambi i lati della pompa di calore vengono arrestati nella circolazione dell'acqua e viene utilizzato il sistema ausiliario per mantenere al minimo il consumo di energia primaria. Questo criterio di funzionamento viene utilizzato durante tutto l'anno, cercando in ogni mese la temperatura di esercizio minima ottimale. [15]

I principali svantaggi sono i costi di impianto più elevati (maggiore numero di componenti, diametri delle tubazioni più grandi) e la maggiore differenza di temperatura tra la temperatura media

dell'evaporatore e quella del condensatore (dovuta agli scambiatori di calore intermedi acqua-refrigerante aggiuntivi), che comporta una leggera riduzione dell'EER del sistema, cioè la sua efficienza in modalità raffreddamento.

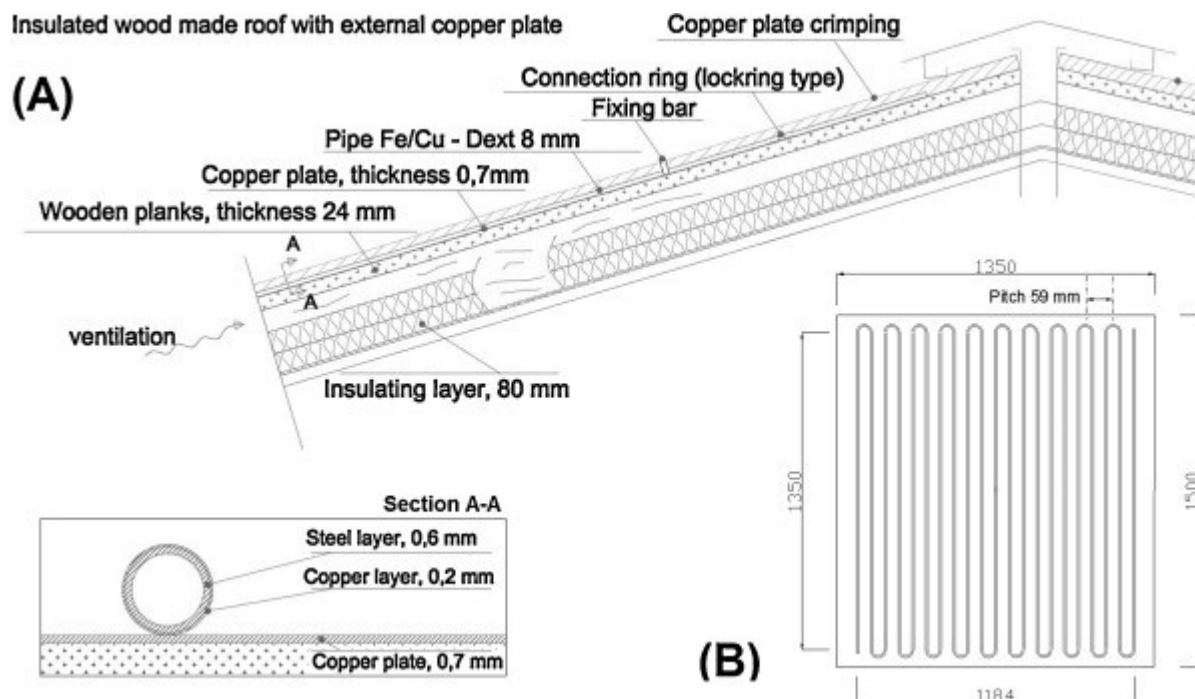


Figura 5.2 Dettagli pannello solare

La superficie del pannello è modellata come un campo costituito da un numero appropriato di collettori solari identici, realizzati con tubi posizionati sopra una piastra di rame [15] (ovvero il tetto della vasca d'acqua), dove la disposizione del tetto è riportata in Fig.5.2 (A) e il collettore solare semplificato è riportato in Fig.5.2 (B). Per evitare problemi di corrosione i tubi possono essere bimetallici (diametro esterno 8 mm) progettati con uno strato esterno di rame (spessore 1 mm) e uno strato interno di acciaio. Si assume che la distribuzione del fluido (acqua con additivo antigelo) in ciascun tubo sia perfettamente bilanciata mediante un collettore appropriato, in modo che la portata massica totale del fluido sia fornita uniformemente a ciascun collettore solare.

Le prestazioni della pompa di calore, invece, vengono valutate mediante l'approccio seguito dalla specifica tecnica UNI/TS11300-3. Questo approccio corregge il valore dell'EER fornito per le condizioni nominali (pieno carico, temperature nominali del condensatore e dell'evaporatore, caduta di temperatura nominale all'evaporatore e al condensatore, composizione nominale del fluido) in funzione delle effettive condizioni operative e ambientali imposte alla pompa di calore.

Inoltre, è bene ricordare, che è stato introdotto un limite di temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore per garantire il funzionamento sicuro della pompa di calore, nell'intervallo compreso tra 4 °C (per evitare fenomeni di brina) e 18 °C (per evitare limiti di sovrappressione all'ingresso del compressore). Se questi limiti non vengono rispettati, la pompa di calore viene arrestata.[15]

Per massimizzare l'efficienza del sistema, la temperatura del campo dei pannelli deve essere mantenuta intorno (di solito leggermente superiore) alla temperatura ambiente, [15] al fine di minimizzare le perdite termiche. In queste condizioni ottimizzate il sistema della pompa di calore assistito da energia solare può coprire il 100% del fabbisogno di carico dell'utente per 7 mesi all'anno (da aprile a ottobre). In inverno l'impianto non può coprire gran parte del carico dell'utente a causa delle temperature ambientali più basse e della bassa radiazione solare.

5.1.1 Rischio stagnazione

I sistemi solari termici con circuiti pressurizzati per il riscaldamento, la produzione di acqua calda sanitaria e le applicazioni di calore di processo utilizzano generalmente miscele di acqua e glicole [16] come fluido termovettore antigelo. Per evitare il surriscaldamento del serbatoio di accumulo, la pompa di circolazione viene spenta non appena la temperatura raggiunge un valore massimo predefinito. Di conseguenza, il gruppo di collettori non viene più raffreddato attivamente e inizia il processo di ristagno. La stagnazione è lo stato transitorio di un sistema solare termico sottoposto ad elevata irradiazione solare, in cui il guadagno solare utile è nullo. Sia i collettori a piastra piana con rivestimenti assorbenti selettivi, sia i collettori a tubi sottovuoto presentano temperature di stagnazione ben superiori alla temperatura di saturazione dei fluidi termovettori a base di glicole, nell'intervallo delle pressioni tipiche del sistema. Pertanto, la stagnazione è sempre associata alla vaporizzazione e alla propagazione del vapore nei tubi del circuito solare. [16] È quindi essenziale progettare il sistema in modo tale che il vapore non raggiunga mai componenti incapaci di resistere alle alte temperature.

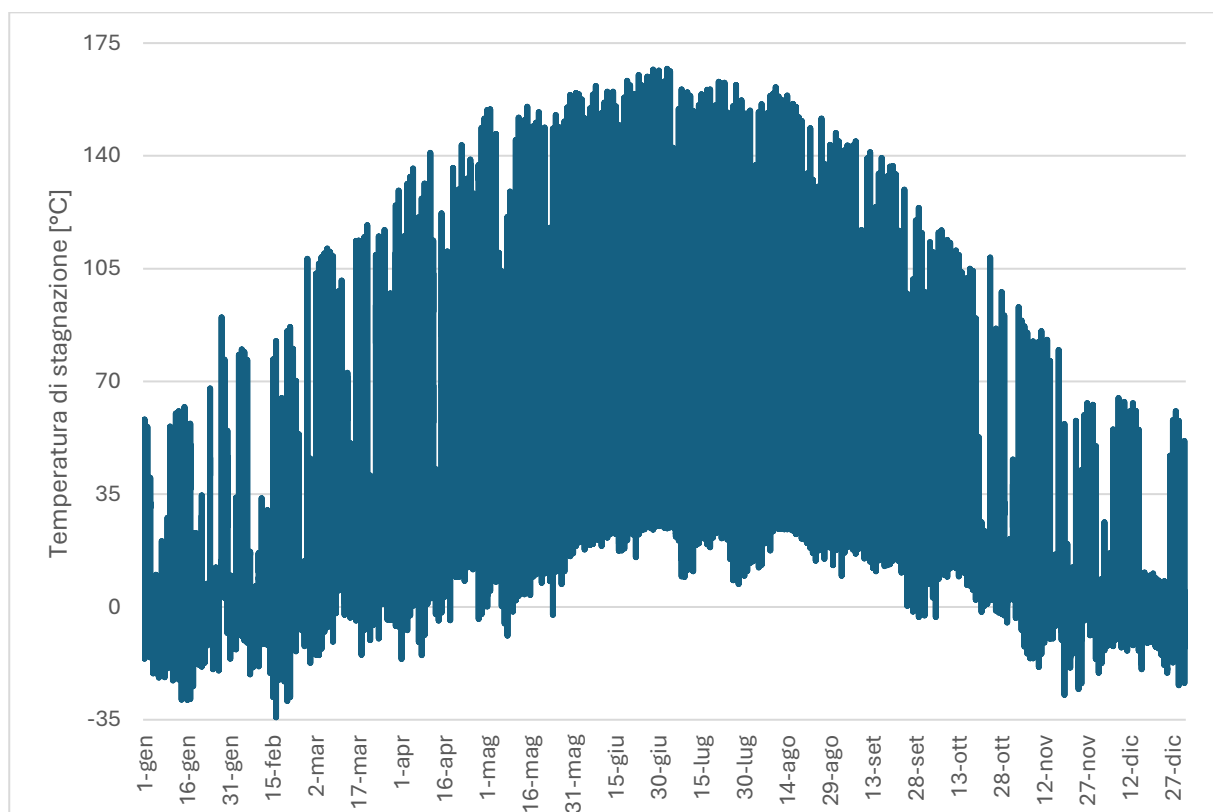
Fino alla metà degli anni '70, la stragrande maggioranza dei collettori a piastra piana era dotata di assorbitori non selettivi. La temperatura di ristagno massima era di circa 140 °C, [16] inferiore alla temperatura di esercizio consentita per le miscele acqua-glicole. Ciò permetteva di sopprimere la vaporizzazione impostando la pressione del sistema al di sopra della pressione di saturazione.

L'adozione, negli anni '90, di rivestimenti assorbenti a film sottile, economici e altamente selettivi, e la conseguente crescita del mercato, hanno portato a un drammatico aumento dei guasti causati da un eccessivo intervallo di vapore. Casi tipici di danneggiamento includono la perdita di liquido dovuta all'apertura della valvola di sicurezza, pompe distrutte dal passaggio di vapore, membrane deformate e quindi permeabili dei vasi di espansione a causa di temperature eccessive e colpi d'ariete indotti dalla rapida condensazione all'interno degli scambiatori di calore. Questi fenomeni hanno innescato un considerevole volume di ricerca volto a comprendere il processo di ristagno, a sviluppare misure per limitare l'intervallo di vapore e a ricavare modelli teorici [16] in grado di prevedere la pressione massima e l'intervallo di vapore.

Con l'introduzione di rivestimenti selettivi come il nero-cromo e il nero-nichel, l'efficienza alle alte temperature è aumentata significativamente. Di conseguenza, i collettori a piastra piana hanno raggiunto una temperatura di ristagno massima fino a 180 °C. [16] Nella maggior parte dei casi, la pressione del sistema veniva impostata a valori tali che la temperatura di saturazione fosse significativamente inferiore alla temperatura effettiva durante il ristagno a secco. La vaporizzazione del liquido e la compensazione del volume di vapore mediante un vaso di espansione

sufficientemente grande erano strategie consolidate per limitare l'aumento di pressione durante il ristagno.

Riguardo i pannelli solari piani utilizzati in questa trattazione la scheda tecnica ad essi associata riporta una temperatura di stagnazione di 181 °C. Per riuscire a sfruttare tutto il calore tra la radiazione, quindi il calore prodotto e quello che trasporta il fluido è fondamentale modificare la portata, in estate nel caso peggiore ho bisogno di aumentare la portata per raffreddare più velocemente il pannello, mentre in inverno diminuirla per assorbire tutto il calore. La temperatura dell'acqua in ingresso è impostata a 25 °C, mentre la temperatura in uscita è di 40 °C; nel circuito solare circola una miscela di acqua e glicole, proprio quest'ultimo aspetto è fondamentale da analizzare, perchè se aumentiamo la concentrazione di glicole l'efficienza diminuisce, ma ci protegge dal rischio gelo. La temperatura massima di stagnazione che si raggiunge è circa 170 °C, quindi nessun problema per il pannello, il rischio gelo è facilmente risolvibile o giocando con la portata o modificando la concentrazione di glicole. Ad esempio, una concentrazione di glicole propilenico del 30% è adeguata a proteggere il pannello fino a -15°C.



5.2 Pannelli ibridi (PVT)

La capacità del pannello ibrido PhotoVoltaic Thermal (PVT) di produrre contemporaneamente energia elettrica e termica, soddisfacendo due differenti necessità allo stesso tempo in un unico dispositivo, è teoricamente equivalente a due sistemi separati che operano per ottenere gli stessi risultati, ma con il doppio della superficie dell'impianto. I moduli solari PVT apportano due valori

aggiunti: il primo è quello di coprire parte del fabbisogno di energia termica, riducendo di conseguenza l'energia elettrica che deve essere consumata dalla pompa di calore per lo stesso scopo; il secondo è quello di fornire energia elettrica per soddisfare il fabbisogno elettrico della pompa di calore, rendendo il fabbisogno termico completamente coperto da fonte solare rinnovabile per tutto l'arco dell'anno. [17] Anche eventuali altri fabbisogni elettrici potrebbero essere alimentati dalla produzione elettrica dei moduli solari PVT.

L'obiettivo di questo paragrafo è mostrare la tecnologia che sta dietro ad un collettore ibrido fotovoltaico-termico in combinazione con una pompa di calore. Si presume che il sistema utilizzi il calore generato dai pannelli, man mano che si riscaldano, come fonte di energia a bassa temperatura per la pompa di calore. Un sistema progettato in questo modo consente di aumentare l'efficienza dei pannelli fotovoltaici e di sfruttare l'energia termica prodotta da questi ultimi per le esigenze dell'edificio (riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria, riscaldamento per processi industriali).

La ricerca sulla combinazione ibrida di una pompa di calore con un sistema fotovoltaico mira a massimizzare l'utilizzo dell'energia solare disponibile, sia sotto forma di elettricità che di calore. Con i sistemi fotovoltaici tradizionali, un aumento della temperatura dei pannelli può comportare una diminuzione dell'efficienza di conversione dell'energia solare in elettricità. L'utilizzo di questa tecnologia è ottimale in luoghi in cui sono necessari elettricità e calore contemporaneamente proprio come in un edificio ad uso natatorio, ciò consente di mantenere i pannelli a bassa temperatura e di migliorarne l'efficienza.

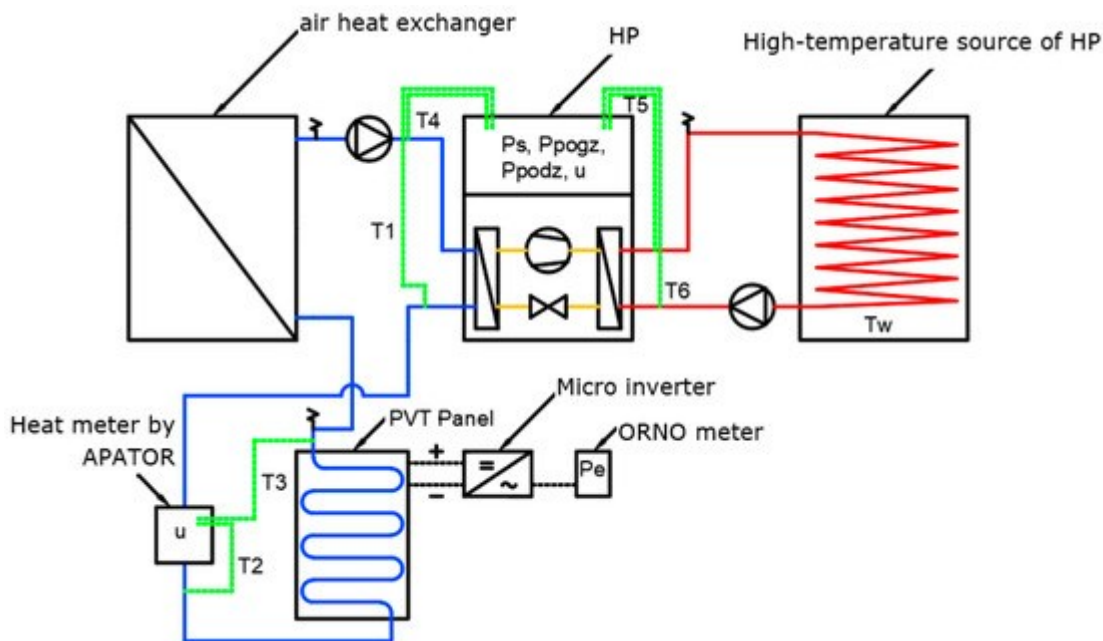


Figura 5.3 Schema funzionale con pannelli ibridi

Il sistema è composto da tre circuiti. [17] Il più importante è il circuito della sorgente a bassa temperatura della pompa di calore, nel quale è integrato il collettore PVT. Il sistema utilizza una soluzione acquosa di glicole propilenico come fluido termovettore tra il modulo PVT, lo scambiatore d'aria ausiliario e l'evaporatore della pompa di calore. [17]

La soluzione acquosa di glicole viene prima riscaldata nel modulo PVT e poi ulteriormente riscaldata nello scambiatore ausiliario; nell'evaporatore, trasferisce calore al ciclo termodinamico della pompa di calore. Lungo il percorso in Figura 5.3 la temperatura dell'antigelo viene misurata in quattro punti tra il modulo PVT e l'evaporatore della pompa di calore, [17] ovvero:

- T1 - all'uscita dall'evaporatore della pompa di calore;
- T2 - prima del modulo PVT;
- T3 - tra il modulo PVT e lo scambiatore di calore dell'aria ausiliario;
- T4 - all'ingresso dell'evaporatore della pompa di calore.

Sul lato di scarico della pompa di calore, vengono misurate due temperature:

- T5 - all'uscita dal condensatore della pompa di calore;
- T6 - all'ingresso del condensatore della pompa di calore.

Il collettore PVT è collegato a un microinverter che converte la corrente continua generata dal pannello solare in corrente alternata e ne regola i parametri.

I principali fattori che influenzano la potenza elettrica generata nei pannelli fotovoltaici sono l'intensità della radiazione solare e l'efficienza delle celle. Ipotizzando un'efficienza costante del pannello, la corrente generata è direttamente proporzionale all'intensità della radiazione solare. Tuttavia, l'efficienza del pannello dipende anche da alcuni fattori esterni. Il fattore che maggiormente influenza la variazione dell'efficienza del pannello è la sua temperatura di esercizio. [17] All'aumentare della temperatura, la tensione del punto di massima potenza U_{MPP} diminuisce, mentre la corrente del punto di massima potenza I_{MPP} aumenta. Di conseguenza, queste fluttuazioni comportano una riduzione della potenza massima in uscita P_{MPP} e anche dell'efficienza del pannello, inoltre, è stato dimostrato che la temperatura del pannello PVT oscilla tra 10 °C e 47 °C. La temperatura del pannello PVT è influenzata in modo significativo dall'intensità della radiazione solare, dalla temperatura dell'aria ambiente, dallo spessore dell'isolamento termico e dall'efficienza del trasferimento di calore. La producibilità elettrica (P_e) di un pannello PVT commerciale [32] è definita diversamente rispetto ad un classico pannello fotovoltaico:

$$P_e = W_p \cdot (1 + \gamma \cdot (T_c - T_{STC})) \cdot \frac{I}{I_{STC}}$$

Dove W_p è la potenza di picco, γ è il coefficiente di riduzione della temperatura e T_c rappresenta la temperatura della cella:

$$T_c = T_m + \frac{\dot{q}_{th}}{U_{Abs}}$$

Dove $\dot{q}_{th}$ è la potenza termica specifica del collettore, mentre U_{Abs} è un coefficiente di trasferimento del calore e dipende dalla geometria del collettore, dai materiali e dalle condizioni operative[32]:

$$\dot{q}_{th} = \frac{m \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in})}{A}$$

U_{abs} in forma semplificata si può scrivere:

$$U_{abs} = \frac{(0.901 - \eta_{STC,el}) \cdot (a_1 + 4)}{0.901 - \eta_{STC,el} - \eta_{STC,th}}$$

Riguardo alla potenza termica (P_t) essa è definita come segue:

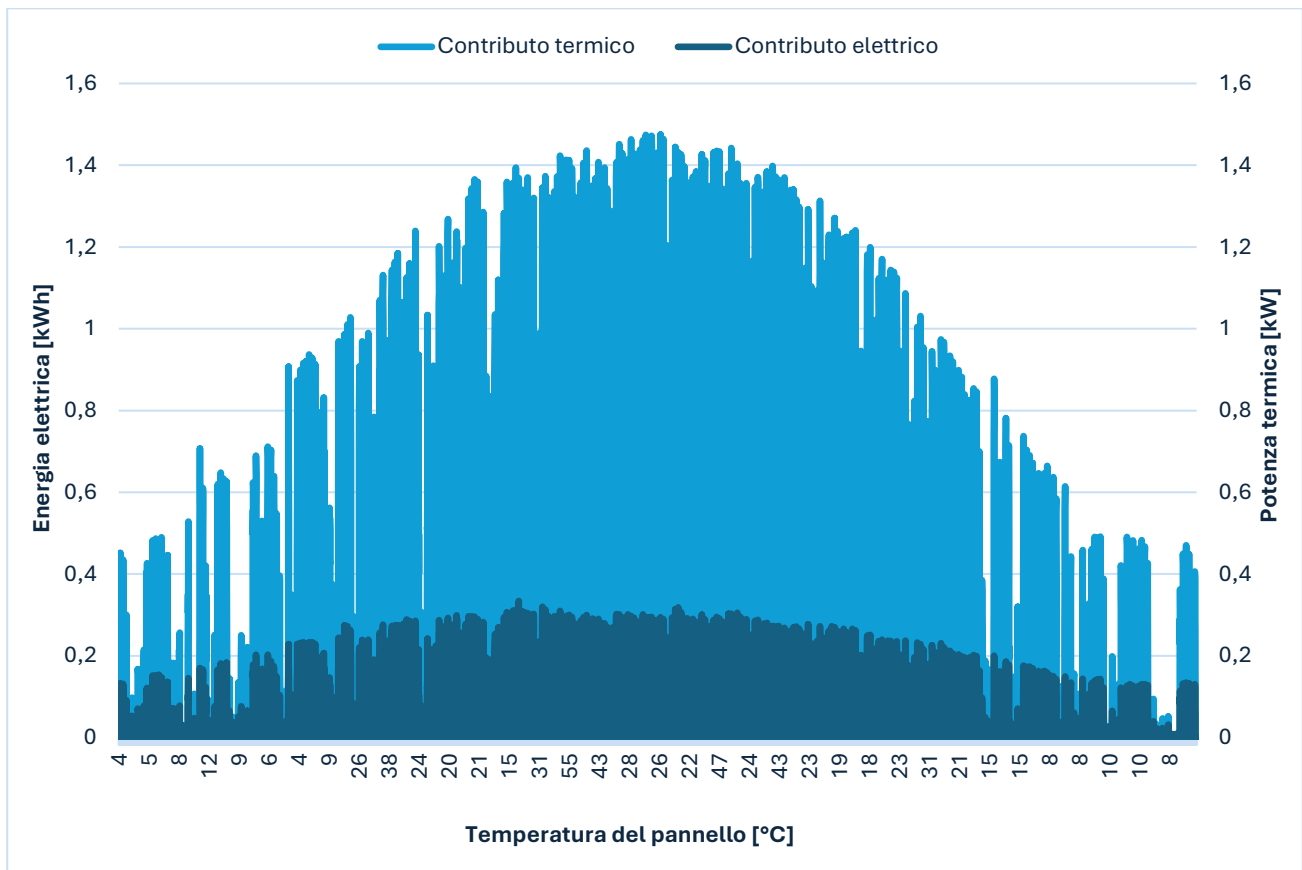
$$P_t = A_p \cdot \eta \cdot I$$

Dove η è l'efficienza reale e dipende da:

$$\eta = (\eta_{STC} - a_1) \cdot \frac{T_m - T_a}{I}$$

Dove T_m è la temperatura media del fluido che circola nel pannello e T_a è la temperatura ambiente.

Sostituendo i dati presi dalla scheda tecnica di un pannello PVT commerciale alle formule appena citate otteniamo la producibilità elettrica e termica durante l'anno:



In questo grafico vediamo la differenza tra la potenza termica che può fornire il pannello ibrido e l'energia elettrica, notiamo che la maggior parte dell'energia è termica (nei calcoli è stata considerata una temperatura in uscita dal pannello di 40 °C), ma nonostante la potenza elettrica generata sia poca rispetto ad un semplice pannello fotovoltaico essa è particolarmente costante anche ad alte temperature, dunque l'efficienza è sempre garantita.

La gestione della produzione di energia in un sistema ibrido combinato di pompa di calore e fotovoltaico-termico richiede un approccio integrato e l'utilizzo di tecnologie avanzate di monitoraggio e controllo. Tali soluzioni consentono di massimizzare l'efficienza, minimizzare i

costi operativi e ridurre le emissioni di gas serra, contribuendo così alla realizzazione di sistemi energetici più sostenibili ed efficienti.

Ulteriori ricerche in questo ambito dovrebbero concentrarsi sul miglioramento dell'uniformità del raffreddamento dei pannelli, sull'ottimizzazione degli algoritmi di controllo e sulla verifica del sistema in diverse condizioni climatiche e operative per garantirne l'affidabilità e la scalabilità. [17]

5.2.1 Rischio incendio

Quando abbiamo a che fare con energia elettrica non è da sottovalutare la possibilità di un incendio a causa della combinazione tra isolamento della copertura facilmente infiammabile e possibilità di corto circuito.

Le cause profonde degli incendi fotovoltaici sono principalmente associate a guasti elettrici e termici. [18] Data la natura combustibile dei componenti del modulo, i potenziali rischi di incendio sulle superfici degli edifici possono generalmente essere classificati in tre categorie: accensione dovuta ad arco elettrico, punti caldi ed errori di installazione.

I guasti d'arco — inclusi archi seriali, paralleli e di massa — sono tra le fonti di accensione più comuni nei sistemi fotovoltaici. Si verificano quando la corrente attraversa un gap d'aria ionizzando l'aria circostante e sono state segnalate come responsabili di circa il 17% di tutti gli incendi fotovoltaici. [18] Poiché i sistemi fotovoltaici funzionano con corrente continua (DC) prima della conversione in corrente alternata (AC) da parte dell'inverter, gli archi in questi sistemi non hanno un attraversamento naturale dello zero della corrente. Di conseguenza, gli archi DC tendono a essere sostenuti e termicamente stabili, creando canali di plasma ad alta energia persistenti che rappresentano sia rischi di incendio che di scosse elettriche. Le temperature ad arco possono superare i 6500 K, [18] accendendo facilmente materiali polimerici come lastre posteriori, scatole di giunzione, membrane impermeabili e persino tegole in acciaio colorato. I problemi elettrici interni sono responsabili di circa il 50% degli incendi fotovoltaici sui tetti, spesso derivanti da guasti di installazione, tra cui cablaggio improprio, crimpage insufficiente o isolamento dei cavi degradato. Oltre all'arco elettrico, i moduli fotovoltaici sono anche suscettibili a fenomeni di punti caldi causati da ombreggiamenti parziali, degrado del materiale o difetti di fabbricazione.

In condizioni di ombreggiatura, le celle localizzate possono entrare in polarizzazione inversa e dissipare energia elettrica sotto forma di calore, [18] causando un surriscaldamento localizzato che può degenerare fino all'accensione. Le tensioni meccaniche introdotte durante un'installazione impropria—come il calpestare moduli—possono causare crepe nelle celle, spesso visibili nelle immagini ad elettroluminescenze (EL) e possono portare a una parziale disconnessione delle regioni cellulari, favorendo ulteriormente la formazione di punti caldi. Diversi studi hanno riportato che le temperature dei punti caldi nei moduli fotovoltaici con ombreggiatura parziale sono generalmente sotto i 200°C. [18] Afridi et al. hanno dimostrato che, in condizioni di ombreggiatura peggiori, la temperatura delle celle stressate nei moduli di vetro/backsheet si stabilizzava a circa 140°C. Song et al. hanno dimostrato che il punto caldo più grave si verificava nella cella in alto a destra sotto ombreggiatura del 67%, dove la temperatura superficiale cellulare raggiungeva circa 100°C. Analogamente, Qian et al. osservarono temperature nei punti caldi fino a 123°C in moduli parzialmente ombreggiati. Clement et al. hanno riportato temperature massime nei punti caldi di

circa 145°C in condizioni di cortocircuito. Xu et al. hanno inoltre dimostrato che aumentare il numero di celle solari per diodo di bypass potrebbe elevare le temperature dei punti caldi a circa 170°C. [18] Sebbene tali temperature possano accelerare l'invecchiamento del materiale, gli studi sui punti caldi menzionati non hanno riportato accensione di incendi o eventi pericolosi comparabili.

La scatola di derivazione rappresenta un altro punto di accensione critico all'interno dei moduli fotovoltaici. Chang et al. hanno riportato che circa il 15% dei problemi di sicurezza fotovoltaico è associato a difetti di fabbricazione o problemi di controllo qualità legati ai fornitori di scatole di giunzione. Saldatura carente, tenuta inadeguata o progettazione scadente del diodo possono indurre riscaldamento resistivo o scarica ad arco, con conseguente potenziale accensione. Vavrková et al. hanno identificato i connettori come i componenti più soggetti a guasti, rappresentando circa il 27% di tutti gli incendi fotovoltaici. [18] Connettori allentati o mal accoppiati aumentano la resistenza di contatto, portando al surriscaldamento degli elementi conduttivi. Analogamente, i guasti di isolamento dei cavi possono innescare scariche ad arco e contribuire agli incendi dei cavi. Inoltre, l'installazione di pannelli fotovoltaici sui tetti introduce nuovi rischi di incendio insufficientemente studiati per gli involucri degli edifici e le strutture di copertura. Questi rischi vanno oltre la sicurezza a livello di prodotto garantita dalle classificazioni IEC 61730 o UL 790, evidenziando la necessità di ulteriori indagini sul comportamento degli incendi a livello di sistema in condizioni realistiche di installazione e ambientali.



Figura 5.4 Immagine di un incendio sui pannelli FV

5.3 Cogenerazione

Un'altra opportunità di cui spesso si sente parlare in termini di gestione del calore e dell'energia per un impianto natatorio è il cogeneratore. In questo paragrafo si è valutato l'utilizzo di un cogeneratore per un locale piscina dove l'alimentazione del motore a combustione interna è a gas naturale.

Gli impianti di cogenerazione godono di ampia flessibilità, nel senso che possono essere realizzati più o meno in qualsiasi contesto, compatibilmente alla presenza di un punto di consegna del gas metano ed alla semplicità di connessione con la rete di distribuzione. Le tecnologie disponibili relative ai motori endotermici per la generazione statica di potenza sono essenzialmente due: motori a combustione interna di derivazione marina o per il trasporto pesante, e microturbine a gas (MTG) con recuperatore sui fumi di scarico. [19] Queste ultime rappresentano la massima evoluzione della tecnologia nell'ambito della mini e microcogenerazione. La scelta di installare un motore tradizionale al posto di una micro turbina è dettato da molteplici fattori: rendimento elettrico di conversione più elevato in condizioni di carico parziale; maggiore flessibilità nella parzializzazione nel senso che è possibile operare fino al 35% del carico nominale; possibilità di effettuare recuperi termici a diversi livelli di temperatura per servire utenze con caratteristiche energetiche differenti, [19] il che si traduce in una migliore integrabilità all'interno di sistemi caratterizzati da alti rapporti tra potenza elettrica e potenza termica e frequenti variazioni di carico; costo di investimento iniziale decisamente più contenuto.

Un indicatore dell'efficienza di un cogeneratore è il PES (Primary Energy Saving), misura il "vantaggio" in termini di risparmio di combustibile che si ottiene producendo contemporaneamente elettricità e calore con un cogeneratore, invece di produrli separatamente con una caldaia (per il calore) e prelevando energia dalla rete elettrica nazionale:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{\eta_{HCHP}}{\eta_{HRef}} + \frac{\eta_{ECHP}}{\eta_{ERef}}} \right) * 100$$

η_{HRef} e η_{ERef} rappresentano rispettivamente il rendimento termico di riferimento e il rendimento elettrico di riferimento, per l'Italia valgono rispettivamente 0.9 e 0.46, il PES si considera ottimale se è maggiore del 10%, questo significa che il cogeneratore consuma meno energia primaria (gas) rispetto alla produzione separata per ottenere la stessa quantità di elettricità e calore.

Ad oggi si sta lavorando per cercare di far funzionare cogeneratori con miscele di idrogeno, [19] lo scopo principale è quello di valutare le prestazioni energetiche ed ambientali di un motore a combustione interna in assetto cogenerativo, alimentato da miscele di idrometano di composizione modulabile nel range 0 - 10% in volume. L'aggiunta di modeste quantità di idrogeno conduce ad una serie di vantaggi derivanti dalle proprietà chimiche e fisiche dei due gas; il metano, ad esempio, ha una bassa velocità di propagazione del fronte di fiamma mentre quella dell'idrogeno è circa otto volte superiore; [19] pertanto, le miscele godono di una migliore stabilità durante la combustione. Inoltre, si ha un effetto stimolante la combustione che riduce sensibilmente le emissioni di CO ed

HC. In aggiunta, le emissioni di CO₂ vengono ridotte in misura maggiore rispetto al valore della concentrazione di idrogeno impostata nella miscela dato che l'addizione comporta, di fatto, la sostituzione degli atomi di carbonio all'interno del combustibile. Altro aspetto di rilievo è dato dal rendimento indicato del motore, che subisce incrementi dell'ordine di 1.5-3 punti percentuali rispetto all'alimentazione a metano puro; [19] tali valori risultano essere funzione della tipologia costruttiva di motore a disposizione (iniezione diretta, aspirato o sovralimentato) e del set up dei parametri motoristici.

5.4 Discussione dei risultati

5.4.1 Confronto pannelli PVT – pannelli fotovoltaici bifacciali

Nel contesto della transizione energetica, gli impianti natatori rappresentano una sfida complessa a causa del loro elevato e costante fabbisogno di energia elettrica e termica. Due tecnologie solari, i pannelli ibridi fotovoltaico-termici (PVT) e i pannelli fotovoltaici bifacciali, si propongono come soluzioni per ridurre l'impatto ambientale e i costi operativi di queste strutture. La scelta tra le due, tuttavia, non è scontata.

I sistemi PVT offrono il vantaggio di produrre simultaneamente calore ed elettricità, rispondendo in modo diretto al duplice fabbisogno di una piscina. Esempi reali, come l'impianto del Club Natació Barcelona (1041 pannelli, 5500 m²) e della AdO Arena in Norvegia (224 pannelli che coprono il 36% del fabbisogno termico), dimostrano la maturità e l'efficacia di questa tecnologia, con periodi di rientro dell'investimento che si attestano tra gli 8 e gli 11 anni. [20] Il fotovoltaico bifacciale, invece, eccelle nella produzione di energia elettrica, massimizzando la resa per unità di superficie, ma demandando la copertura del carico termico a sistemi aggiuntivi, come pompe di calore. Un recente studio del 2025, che analizza la fattibilità di diverse fonti rinnovabili per una grande piscina, evidenzia come i pannelli PVT rappresentino una "tecnologia emergente con ampi margini di crescita", mentre il fotovoltaico tradizionale si distingue per il minor periodo di rientro economico.

A tal proposito, sono state considerate le caratteristiche di un pannello ibrido e quelle di un pannello bifacciale, le analisi sono state fatte con dei valori di riferimento in Standard Test Conditions (STC) perché questi sono i valori forniti dal produttore, è stata scomposta e calcolata la componente di guadagno bifacciale a cui poi è stato abbinato un'albedo di 0.6; quindi considerando un tetto particolarmente riflettente con vernice bianca. La producibilità del pannello bifacciale [33] la possiamo ricavare come segue:

$$P_e = W_p \cdot \left(\frac{I_f}{I_{STC}} + F_b \cdot \frac{I_r}{I_{STC}} \right)$$

Dove I_f è l'irradianza sul piano orizzontale ed è stata presa da dati meteo e I_r non è altro che l'irradianza frontale (I_f) moltiplicata per il fattore di vista e l'albedo (valori fissati). Mentre F_b è il fattore di bifaccialità [33] ed è:

$$F_b = \frac{I_r}{I_f} \cdot \frac{\gamma_g}{\gamma_{STC}}$$

γ_g ed γ_{STC} sono presi dalla scheda tecnica del pannello e sono riferiti rispettivamente all'efficienza totale del pannello ed alla sola efficienza frontale.

Se il pannello è monofacciale il fattore di bifaccialità è pari a zero e la formula si semplifica con il prodotto tra la potenza di picco e l'irradianza rapportata a quella di riferimento (I_{STC}) che vale 1000 W/m^2 . Nella Figura 5.5 è riportato il confronto tra tecnologie diverse di produzione di energia elettrica rinnovabile:

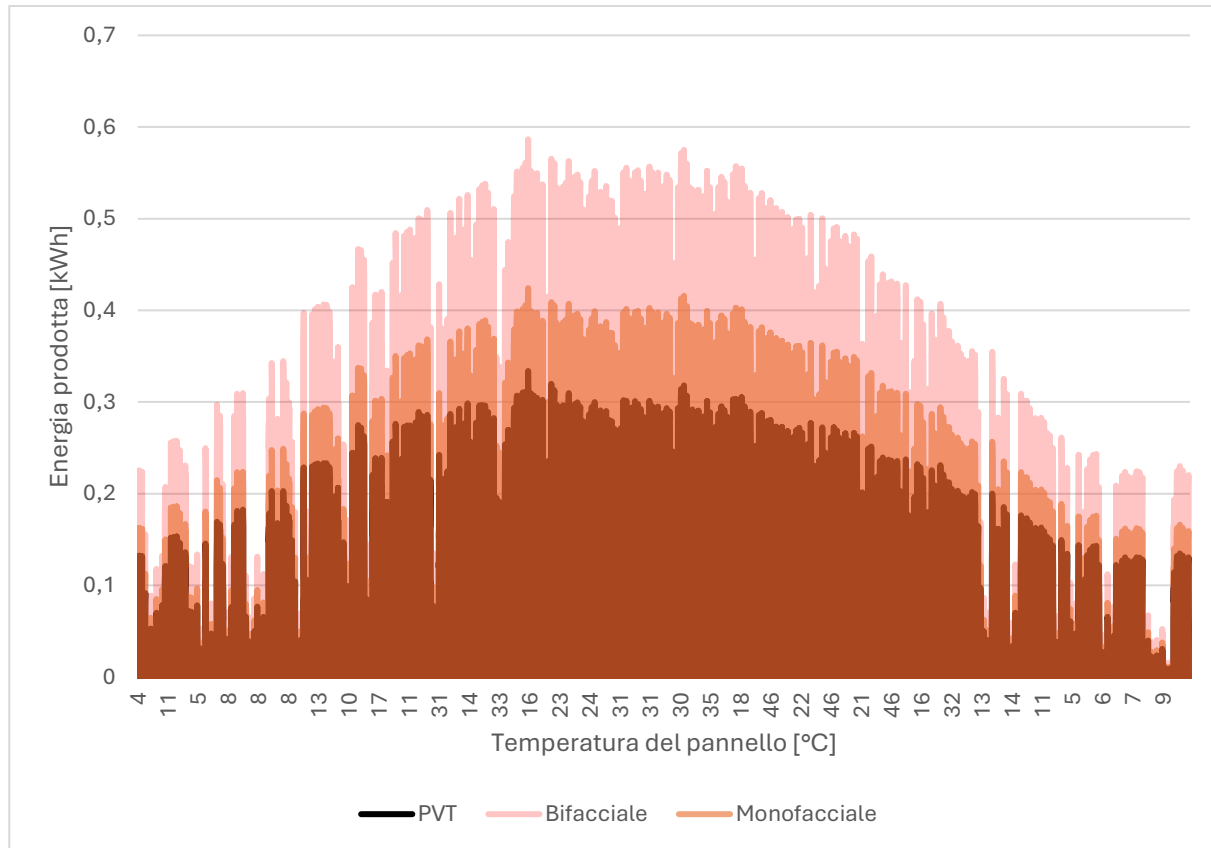
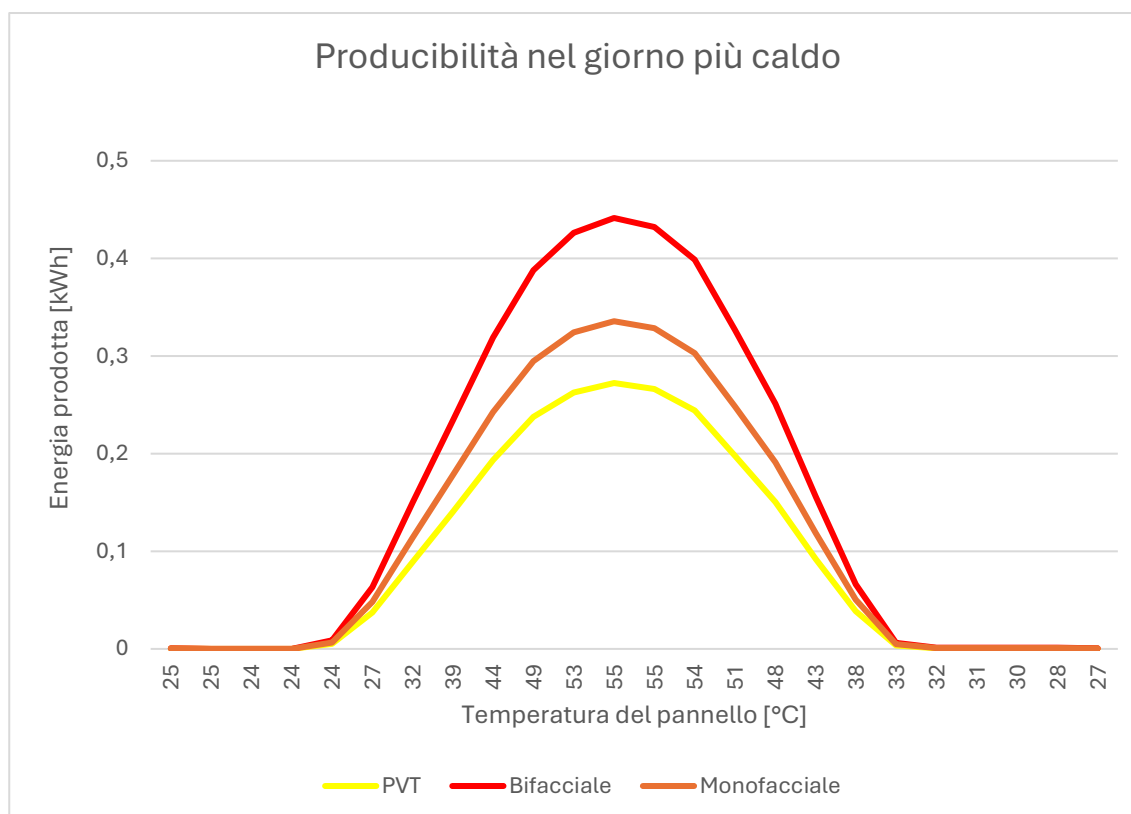


Figura 5.5 Confronto producibilità pannelli FV-PVT

Da questo grafico emerge una notevole superiorità delle prestazioni del pannello bifacciale, ma come si modifica il suo rendimento alle alte temperature? Si presenta un notevole abbassamento dell'efficienza?



Alle temperature più alte, in un giorno tipicamente estivo, il pannello PVT nonostante abbia una minore potenza elettrica (300 Wp al fronte dei 500 Wp del pannello bifacciale) mostra però un massimo di temperatura raggiunta dal pannello basso rispetto ad un normale fotovoltaico (infatti al massimo della temperatura esterna il divario tra l'energia prodotta e la potenza di picco è minore rispetto al pannello bifacciale). Se consideriamo le condizioni peggiori che è giorno 9 agosto:

Mese	Giorno	Ora	Temperatura PVT [°C]	Temperatura fotovoltaico bifacciale [°C]
8	9	0:00	35	25
8	9	1:00	35	25
8	9	2:00	34	24
8	9	3:00	34	24
8	9	4:00	33	24
8	9	5:00	34	27
8	9	6:00	36	33
8	9	7:00	38	39
8	9	8:00	40	44
8	9	9:00	41	49
8	9	10:00	43	53
8	9	11:00	44	55

8	9	12:00	44	55
8	9	13:00	45	54
8	9	14:00	46	51
8	9	15:00	46	48
8	9	16:00	46	43
8	9	17:00	45	38
8	9	18:00	43	33
8	9	19:00	42	32
8	9	20:00	40	31
8	9	21:00	39	30
8	9	22:00	38	28
8	9	23:00	37	27

la temperatura massima raggiunta dal pannello PVT è ben nove gradi inferiore rispetto alla temperatura raggiunta dal fotovoltaico bifacciale; quindi, ad alte temperature il pannello PVT è più efficiente in termini elettrici di un pannello bifacciale con albedo o anche un mono facciale.

La superficie riflettente svolge un ruolo fondamentale perchè la producibilità del pannello bifacciale è due volte quella del pannello ibrido grazie alla componente riflessa della radiazione solare che viene anch'essa catturata. Il guadagno bifacciale (B_g) [33] si attesta attorno al 40% in termini di guadagno di potenza.

$$B_g = \frac{P_{bi} - P_{mono}}{P_{mono}}$$

Riguardo ai costi i riferimenti trovati in letteratura riguardano l'impianto "chiavi in mano", quindi compreso di manodopera e degli elementi principali dell'impianto legati alla sicurezza e alla misurazione di parametri per il continuo monitoraggio dell'impianto. [22] Il numero di pannelli è diverso a parità di superficie disponibile sul tetto, nonostante le dimensioni uguali tra pannelli ibridi e fotovoltaici, gli ibridi saranno di meno per riuscire a gestire la parte termica così da evitare eccessi di temperatura nelle stagioni più calde, in minor numero (45), rispetto al fotovoltaico (70). Nel primo caso il prezzo è 550 €/m². [31] Mentre, riguardo al fotovoltaico che ha 35 kWp totali (ricavati da PVGIS [21]), il prezzario regionale suggerisce per i primi 20 kWp installati 1.08 €/Wp; per i restanti kWp 0.99 €/Wp. [22] Oltre ai costi dell'impianto bisogna considerare il costo della pompa di calore che nel primo caso è acqua-acqua e nel secondo aria-acqua; il costo dell'inverter e delle manutenzioni annuali. [34]

	Costo dell'impianto	Costo della PdC	Costo inverter	Costo manutenzioni
Pannello ibrido	-49500 €	-23223 €	-5000 €	-1785 €

Pannello bifacciale	-39000 €	-15000 €	-5000 €	-1785 €
----------------------------	----------	----------	---------	---------

Al fine di conoscere il risparmio annuale in euro partendo dal risparmio energetico, noto il fabbisogno di riscaldamento della vasca, per il sistema fotovoltaico bifacciale il risparmio si traduce in euro risparmiati per l'autoconsumo ed il gas risparmiato con la pompa di calore, dunque, considerando un costo dell'energia elettrica di 0.25 €/Kwh, e un costo del gas di 0.09 €/Kwh:

$$R = (A * 0.25) + [(C_g * 0.09) - (C_{e,PdC} * 0.25)]$$

Dove R sono i ricavi, A è l'autoconsumo [kWh/anno], C_g è il consumo di gas con la caldaia [Kwh/anno] e $C_{e,PdC}$ è il consumo elettrico della pompa di calore [kWh/anno].

Riguardo al sistema ibrido PVT bisogna aggiungere il risparmio di gas legato alla produzione solare.

I ricavi sono stati valutati considerando un tasso d'inflazione al 2% ipotizzando che i ricavi futuri cresceranno mediamente di questa percentuale ogni anno, è un valore conservativo che spesso è vicino agli obiettivi delle banche centrali europee, e quello di sconto al 4% il quale è un valore prudente, che corrisponde grosso modo al rendimento che è possibile ottenere da investimenti finanziari a basso rischio e serve a riportare al valore odierno i ricavi ed i costi futuri.

						Settimo anno	Ottavo anno	Nono anno	Decimo anno	Undicesi mo anno	Dodicesi mo anno
Primo anno	Secondo anno	Terzo anno	Quarto anno	Quinto anno	Sesto anno						
11165 €	11388 €	11616 €	11848 €	12085 €	12327 €	12574 €	12825 €	13081 €	13343 €	13610 €	13882 €
14409 €	14697 €	14991 €	15290 €	15596 €	15908 €	16226 €	16551 €	16882 €	17220 €	17564 €	17915 €

VAN	Tempo di ritorno [anni]
36529 €	8
88963 €	5

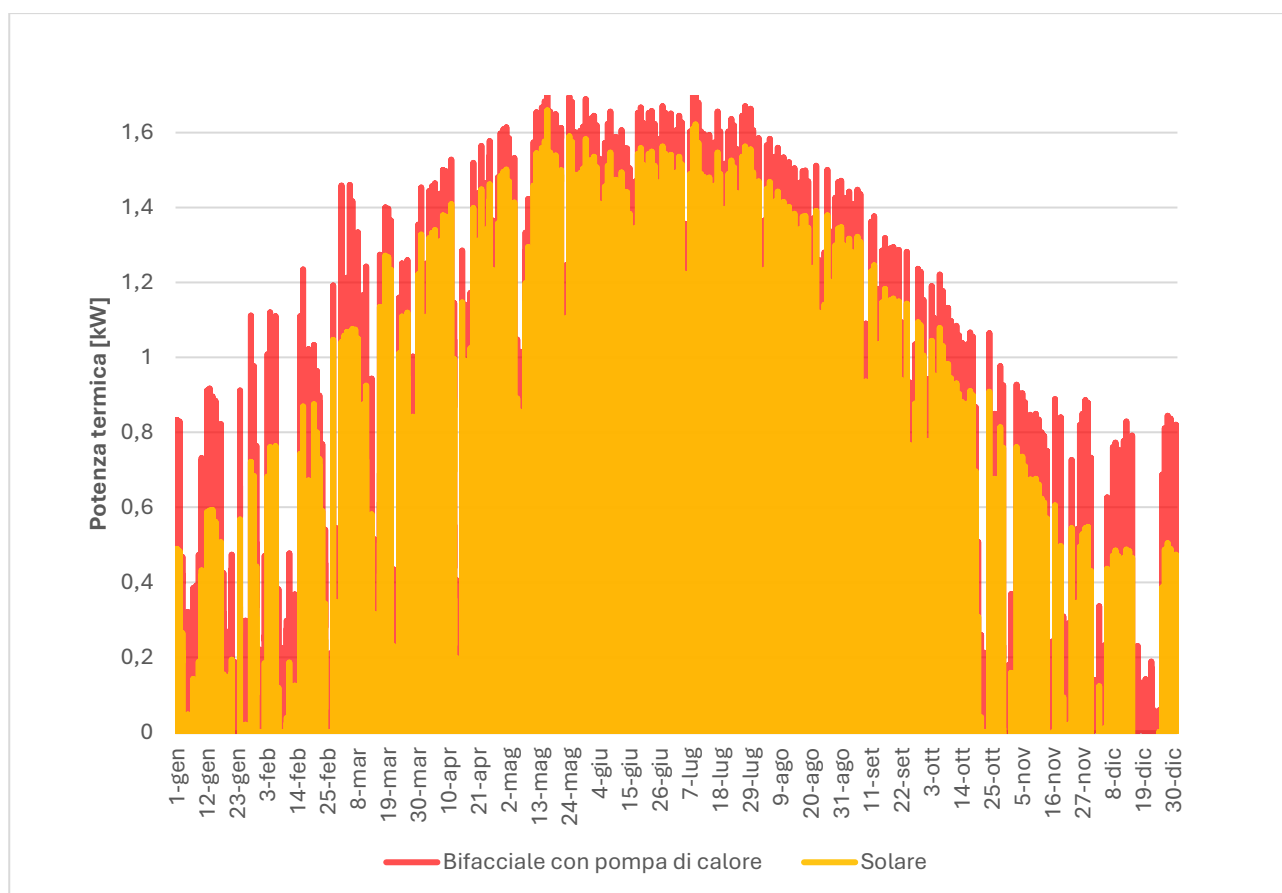
Tabella 5.1 VAN e tempo di ritorno

Quindi, in riferimento alla Tabella 5.1, il Valore Annuale Netto (VAN), indicatore che valuta la convenienza di un progetto, è positivo per entrambi; il tempo di ritorno semplice è nettamente più breve, come già accennato anche dai dati in letteratura, per il sistema bifacciale.

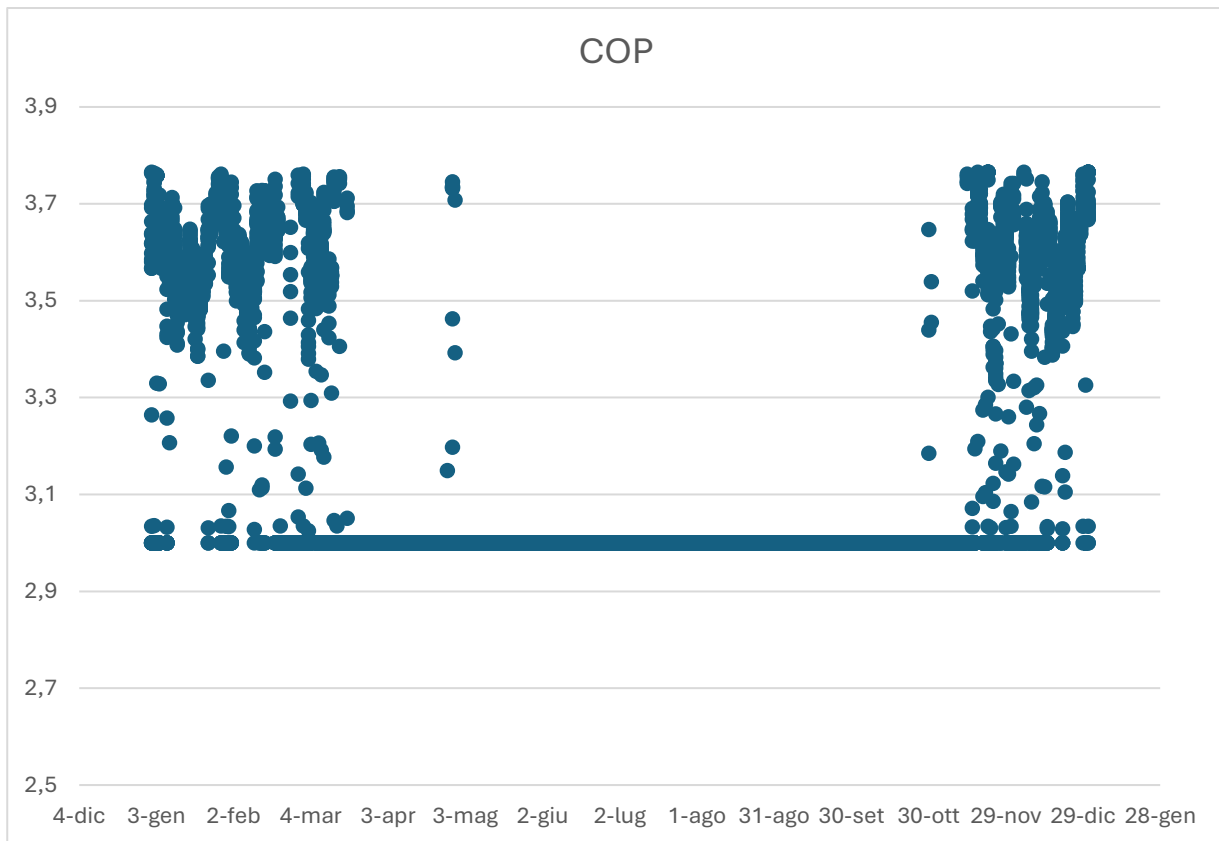
5.4.2 Confronto pannelli solari - pannelli fotovoltaici

Sebbene fotovoltaico e solare producano tipi diversi di energia, spesso competono tra loro. Questo non solo perché la capacità di investimento è limitata, ma anche per altri fattori limitanti come la domanda di energia e lo spazio sul tetto. Inoltre, l'elettricità può essere convertita in calore e viceversa. Tuttavia, l'elettricità può essere convertita in calore con un'efficienza quasi del 100%, mentre la conversione di calore dell'elettricità ha un'efficienza molto inferiore e richiede apparecchiature più complesse.

Le grandi variazioni climatiche globali portano a differenze significative nelle prestazioni dei sistemi solari in tutto il mondo. Inoltre, ogni tipo di sistema solare ha una risposta diversa a queste variazioni. Possiamo mettere a confronto la produzione di energia termica di un pannello solare piano con l'energia elettrica del pannello fotovoltaico bifacciale con le caratteristiche appena descritte.



In questo grafico confrontiamo due sistemi che apparentemente sembrano non trovare un punto d'accordo, ma in realtà nonostante un pannello fotovoltaico produca energia elettrica, se accoppiato ad una pompa di calore aria-acqua con un COP che abbia un andamento stagionale mostrato in seguito:



produce dell'energia pari ed a volte superiore al solare termico. Se consideriamo il solare termico con caratteristiche generiche ed un solare fotovoltaico generico vediamo che l'energia prodotta dal pannello fotovoltaico è maggiore, solo che poi l'energia elettrica viene trasformata in calore e quindi non è utilizzabile subito. L'energia solare è minore ma è più costante anche con basse temperature.

Dal punto di vista economico valgono le considerazioni dette precedentemente, il numero di pannelli è diverso a parità di superficie disponibile sul tetto, dunque, essendo i pannelli solari più grandi dei pannelli fotovoltaici saranno in minor numero (45), rispetto al fotovoltaico (70). Nel primo caso, considerando collettori vetrati piani a circolazione forzata il prezzo è 1000 €/m² [23] con un'aggiunta di incentivo del conto termico 2.0, il GSE offre un contributo a fondo perduto che può coprire fino al 65% della spesa ammissibile. Oltre al costo dell'impianto bisogna considerare le spese della pompa di calore, dell'inverter dov'è presente e delle manutenzioni.

	Costo dell'impianto	Costo della PdC	Costo inverter	Costo manutenzioni
Pannello bifacciale	-39000 €	-15.000 €	-5.000 €	-1.785 €
Solare termico	-19950 €	-23.223 €		-1.785 €*

*Il costo delle manutenzioni per un impianto solare termico sono state considerate uguali a quelle del sistema fotovoltaico per mancanza di dati attendibili

I ricavi sono stati ottenuti considerando sempre un tasso d'inflazione al 2% ed un tasso di sconto al 4%. Il risparmio in euro per il sistema fotovoltaico è sempre lo stesso, vediamo invece la differenza nel calcolo per il pannello solare:

$$R = [(C_g * 0.09) - (C_{e,PdC} * 0.25)] + [(C_g * 0.09) - (C_{g,ST} * 0.09)]$$

Dove $C_{g,ST}$ rappresenta il gas consumato con il sistema solare termico [kWh/anno].

Primo anno	Secondo anno	Terzo anno	Quarto anno	Quinto anno	Sesto anno	Settimo anno	Ottavo anno	Nono anno	Decimo anno	Undicesimo anno	Dodicesimo anno
14409 €	14697 €	14991 €	15290 €	15596 €	15908 €	16226 €	16551 €	16882 €	17220 €	17564 €	17915 €
7967 €	8127 €	8289 €	8455 €	8624 €	8796 €	8972 €	9152 €	9335 €	9522 €	9712 €	9906 €

VAN	Tempo di ritorno [anni]
88963 €	5
37845 €	7

Anche in questo caso il sistema fotovoltaico si mostra superiore, sia in termini di VAN che riguardo al tempo di ritorno dell'investimento.

5.4.3 Confronto energia primaria tra tutte le soluzioni

I sistemi cogenerativi possiedono diverse complicazioni dal punto di vista della loro gestione e manutenzione una volta installati, dunque, vengono realizzati dove realmente ne ricavo un guadagno in termini energetici e termici. Inoltre, sono sistemi particolarmente rumorosi e di grossa taglia. Un'attenta analisi ed un confronto con altre tecnologie è fondamentale, in questo paragrafo viene fatto un confronto con i "competitors". Il confronto è fatto sulla base del consumo di energia primaria, essa esprime il contenuto di energia non rinnovabile, rinnovabile e totale di ogni vettore energetico dal "pozzo" al punto di consumo. Esprime cioè il contenuto di energia "grigia" che comprende estrazione, trasporto, distribuzione di ogni veicolo energetico. Grazie al decreto ministeriale DM 26/06/15 [24] sono stati estratti dei valori tabellari dei fattori di energia primaria (PEF) in base al vettore energetico (vedi Tabella 5.2):

Vettore energetico	$f_{p,nren}$	$f_{p,ren}$	$f_{p,tot}$
Gas naturale ⁽¹⁾	1,05	0	1,05
GPL	1,05	0	1,05
Gasolio e Olio combustibile	1,07	0	1,07
Carbone	1,10	0	1,10
Biomasse solide ⁽²⁾	0,20	0,80	1,00
Biomasse liquide e gassose ⁽²⁾	0,40	0,60	1,00
Energia elettrica da rete ⁽³⁾	1,95	0,47	2,42
Teleriscaldamento ⁽⁴⁾	1,5	0	1,5
Rifiuti solidi urbani	0,2	0,2	0,4
Teleraffrescamento ⁽⁴⁾	0,5	0	0,5
Energia termica da collettori solari	0	1,00	1,00
Energia elettrica prodotta da fotovoltaico, mini-eolico e mini-idraulico	0	1,00	1,00
Energia termica dall'ambiente esterno – free cooling	0	1,00	1,00
Energia termica dall'ambiente esterno – pompa di calore	0	1,00	1,00
⁽¹⁾ I valori saranno aggiornati ogni due anni sulla base dei dati forniti da GSE. ⁽²⁾ Come definite dall'allegato X del decreto legislativo 3 aprile 2006, n. 152. ⁽³⁾ Fonte GSE. I valori saranno aggiornati ogni due anni sulla base dei dati forniti da GSE. ⁽⁴⁾ Fattore assunto in assenza di valori dichiarati dal fornitore e asseverati da parte terza (vedi punto h seguente)			

Tabella 5.2 Fattori di conversione in energia primaria dei vettori energetici

La formula da adottare per avere un confronto equo tra le varie soluzioni (sistema fotovoltaico, solare e cogeneratore) è:

$$E_p = E_{prodotta} \cdot f_{p,nren} \quad (6)$$

Conoscendo i consumi di energia elettrica e di gas mostrati in Tabella 6.4, vediamo quale soluzione è più o meno sostenibile andando a valutare solo la parte non rinnovabile dell'energia primaria per capire chi ne consuma di più. Dalla simulazione condotta con software dinamico possiamo facilmente valutare l'energia primaria non rinnovabile per il sistema solare e fotovoltaico sostituendo i dati nell'equazione 6; invece per il cogeneratore è necessario svolgere alcuni passaggi intermedi.

Partiamo dunque dal considerare le ore di funzionamento del cogeneratore, le cui caratteristiche sono state scelte per coprire totalmente il carico termico, dunque, il carico elettrico risulta insufficiente e ne dobbiamo prelevare una parte dalla rete. Il cogeneratore funziona circa 3000 ore [t] l'anno considerando che la struttura è sempre aperta, ma grazie alla copertura notturna la macchina non lavora 24 ore, e che nel periodo estivo molto raramente servirà riscaldare la piscina, il consumo di gas naturale (Q_g) dalla scheda tecnica di un cogeneratore commerciale è di 14.4 m³/h:

$$V_g = Q_g \cdot t$$

Possiamo così sapere il consumo di gas naturale in termini di energia sapendo che il suo potere calorifico inferiore (PCI) è 9.6 kWh/m³:

$$E_{prodotta} = V_g \cdot PCI$$

Quindi in conclusione, sostituendo nell'equazione (6) otteniamo i valori mostrati in Tabella 5.3:

	Energia primaria non rinnovabile [kWh]
Fotovoltaico	389937
Solare	571231
Cogeneratore	673988

Tabella 5.3 Confronto tra fotovoltaico-solare e cogeneratore

La quantità di energia primaria non rinnovabile è maggiore per il cogeneratore, il quale può essere conveniente se riuscisse a coprire perfettamente sia il carico termico che elettrico, ma in questo caso l'energia elettrica non coperta deriva dalla rete, continuando così ad alimentare la combustione di combustibili fossili.

6. Metodo dinamico

La semplicità della valutazione, così come la riproducibilità dei risultati ha fatto sì che i metodi quasi stazionari fossero ampiamente applicati nel corso degli anni, soprattutto per le valutazioni annuali. Tuttavia, l'uso di questi metodi semplificati per le valutazioni mensili individuali può portare a errori significativi. Questi errori possono essere rilevanti in casi specifici, ad esempio, quando il fabbisogno di riscaldamento è dominante e la domanda di raffreddamento è molto bassa, anche piccole imprecisioni possono determinare grandi differenze nel fabbisogno di raffreddamento. [26] Negli ultimi decenni, molti lavori si sono concentrati sulla valutazione dell'accuratezza dei metodi mensili quasi stazionari rispetto ai metodi dinamici dettagliati. In generale, sono state evidenziate deviazioni notevoli tra i modelli di calcolo, Ballarini et al. (2018) hanno dimostrato che il metodo semplificato presenta diversi problemi nella valutazione del fabbisogno di energia termica nei mesi intermedi (ovvero primavera e autunno) e sovrastima il fabbisogno di riscaldamento in inverno. Ad esempio, Bruno et al. (2019) hanno dimostrato la costante sovrastima del fabbisogno di energia termica per il raffreddamento degli ambienti rispetto al metodo dinamico TRNSYS (TRaNsient SYstems Simulation Program). Diversi lavori, indicano il fattore di utilizzo come la principale fonte di incertezza nei metodi quasi stazionari. [26] Per questo motivo, diversi studi portano alla conclusione che un metodo dinamico semplificato sarebbe preferibile a uno quasi stazionario. In questo contesto, il modello a capacità concentrata della norma EN ISO 13790 (Comitato europeo di normazione (CEN), 2008) ha dimostrato di valutare con un grado di accuratezza accettabile il fabbisogno energetico per il riscaldamento e il raffreddamento degli edifici, ma è risultato inadeguato per determinare il carico termico orario e il carico di picco in estate. [26]

Il fabbisogno energetico per il riscaldamento e il raffreddamento di ciascun edificio residenziale viene calcolato applicando due diversi metodi di calcolo: il metodo mensile quasi stazionario, descritto nella specifica tecnica UNI/TS 11300-1 (UNI, 2014) (allegato italiano della norma EN ISO 13790 (CEN, 2008)), e il metodo dinamico semplificato, descritto nella norma tecnica EN ISO 52016-1 (CEN, 2017a). [26] Le due procedure di calcolo differiscono per molti aspetti, tra cui il passo temporale di calcolo, la variazione temporale delle condizioni al contorno e la modellazione dei componenti dell'edificio. Infatti, nella procedura del metodo mensile, l'effetto della massa termica dell'intero edificio, e quindi gli effetti dinamici, vengono considerati solo nella determinazione dei fattori di correzione per il fabbisogno energetico termico mensile per il riscaldamento e il raffreddamento. Nel modello dinamico, invece, i componenti dell'edificio (opachi e trasparenti) sono descritti individualmente mediante un sistema resistivo-capacitivo (RC) e le rispettive proprietà termiche sono specificate in base alla distribuzione di massa effettiva. Le principali differenze tra i metodi sono presentate nella Tabella 6.1:

	UNI/TS 11300-1	EN ISO 52016-1
Passo temporale	Mese	Ora
Variabilità delle condizioni al contorno	Mensile	Orario (mensile per la temperatura del suolo)
Effetti dinamici	Fattore di utilizzo del guadagno per il riscaldamento/ Fattore di utilizzo del trasferimento di calore per il raffreddamento	Contabilizzato direttamente nel modello
Accumulo di calore nei componenti degli edifici	Costante di tempo della zona edificabile che influenza gli effetti dinamici	Discretizzazione dei componenti edilizi mediante un modello RC.
Aumento del calore solare e interno	Puramente convettivo	Separazione tra radiativo e convettivo

Tabella 6.1 Principali differenze tra il metodo quasi stazionario e dinamico

6.1 Modello in Edilclima

La modellazione dinamica in Edilclima v14.26.16 (EC700) è un metodo di simulazione avanzato che calcola il comportamento termo-energetico di un edificio ora per ora, basato sulla norma UNI EN ISO 52016. A differenza del metodo mensile statico, considera l'inerzia termica, le variazioni climatiche orarie e gli apporti interni variabili per analizzare comfort interno e fabbisogni reali.

La simulazione è stata condotta per un clima tipico del Nord Italia con zona climatica E, non sono stati considerati fattori di ombreggiamento, la temperatura del terreno è stata presa da dati in letteratura per la zona di Bologna ed è variabile per ogni mese, l'orientamento dell'edificio è sud-nord. La struttura è stata semplificata rispetto a quella descritta nel capitolo 1, la differenza è che è presente una sola vasca, cioè la vasca nuoto, ma le dimensioni sono le stesse. L'obiettivo è mantenere la temperatura dell'aria della stanza a 30 gradi e l'umidità al 55% e la temperatura dell'acqua a 28 gradi andando a considerare un involucro particolarmente performante (vedi Tabella 6.3) con pareti verticali leggere con trasmittanza $< 0.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, un tetto bianco particolarmente riflettente con trasmittanza $< 1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, mentre le pareti controterra (pareti e fondo della vasca) sono delle strutture in calcestruzzo ma possiedono anche dell'isolamento; dunque, anche in questo caso la trasmittanza è $< 0.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. A completare l'involucro vi sono gli elementi trasparenti che sono delle finestre con trasmittanza pari a $1.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

I dati climatici di riferimento sono quelli di Bologna-Borgo Panigale (corrispondente a 2259 gradi giorno) dell'anno 2025.

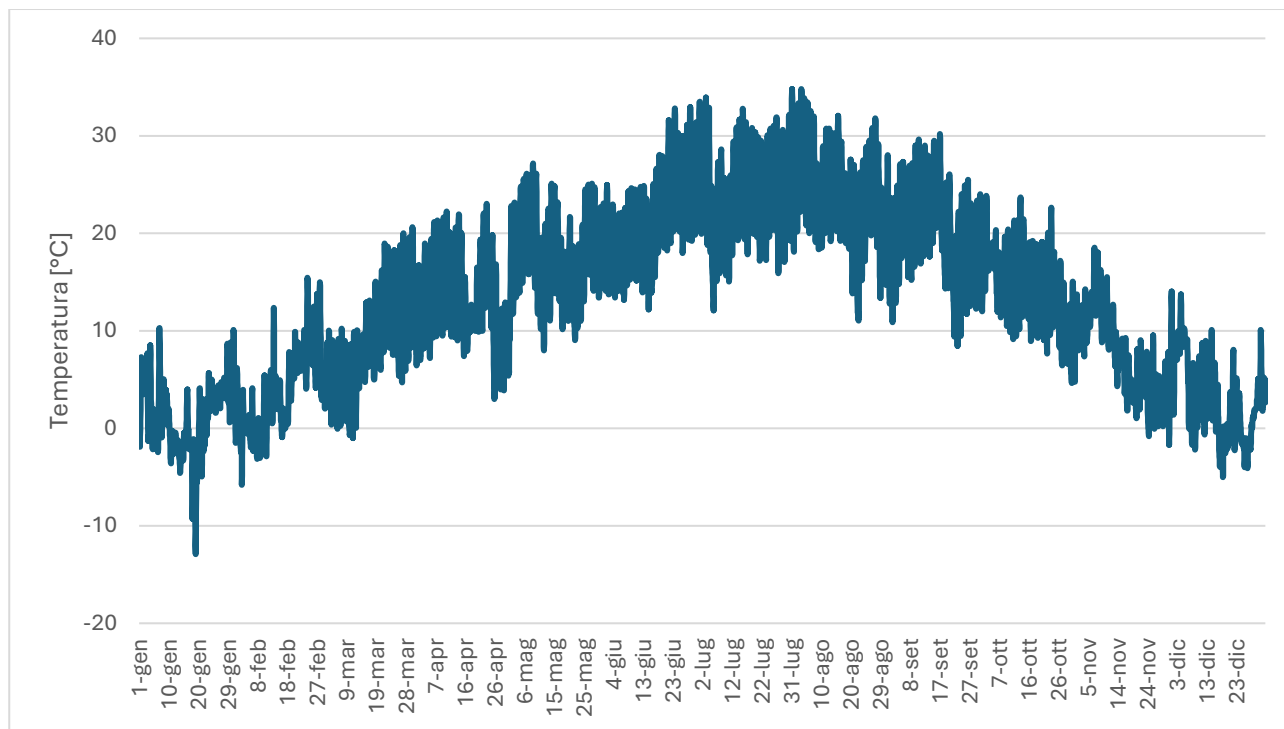


Figura 6.1 Andamento temperatura esterna

La struttura è considerata aperta tutto l'anno, sia nel periodo invernale che in quello estivo, disposta anche ad ospitare gare nel fine settimana; quindi, con presenza di spettatori in tribuna; l'unica chiusura è una settimana nel periodo di agosto. La struttura è aperta dalle 8:00 alle 20:00 ed è stata considerata una diversa affluenza tra nuotatori e spettatori:

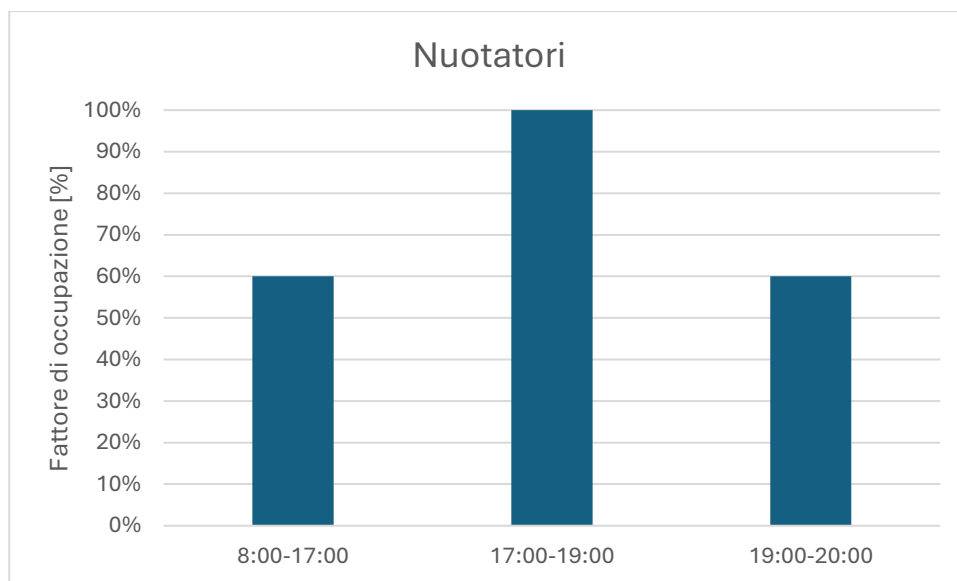


Figura 6.2 Profilo di occupazione nuotatori

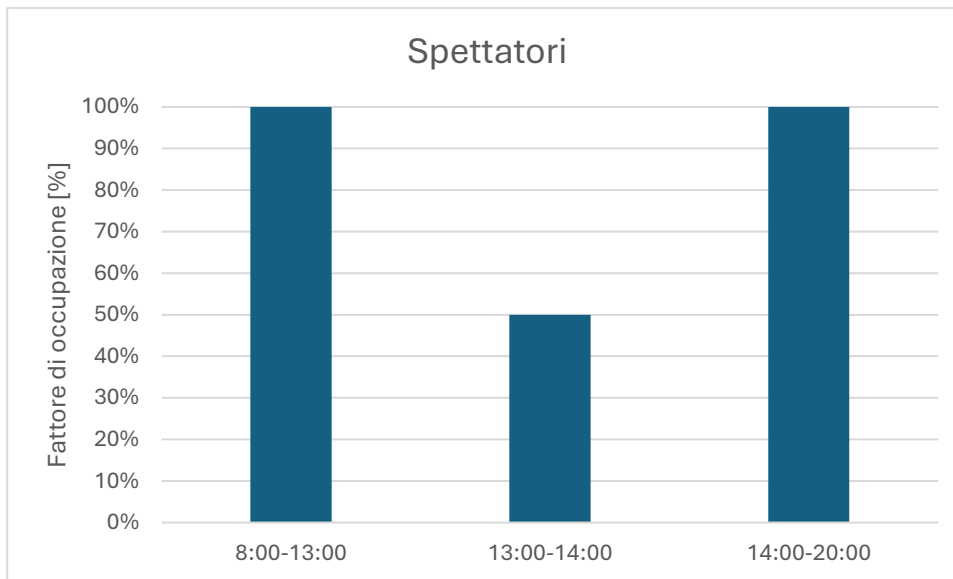


Figura 6.3 Profilo di occupazione spettatori

Partendo con ordine, in primis sono stati creati i componenti dell'involucro, per riuscire a simulare la presenza di acqua (dato che Edilclima non lo consente) è necessario creare un divisorio interno per permettere lo scambio di calore tra la vasca e la stanza, infatti, per la vasca interrata è stato aggiunto un "soffitto ideale" che scambiasse calore con la stanza ed è rappresentato da uno strato di 1 mm di acqua a 28 gradi. Per riuscire a gestire gli apporti aggiuntivi come le perdite per reintegro e l'evaporazione (dato che Edilclima non le riconosce come apporti "classici"), è necessario mettere nel profilo orario della zona un valore per gli apporti interni, nonché la presenza di persone ($\phi_{int,P}$), un valore per le apparecchiature ($\phi_{int,A}$ che simula il reintegro), quest'ultimo messo con un segno negativo per indicare che sono perdite e non apporti gratuiti.

Ore del giorno	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	Media
OCCUPAZIONE																									
focc [-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	1,00	1,00	0,60	0,60	0,60	0,00	0,00	0,41
TEMPERATURA																									
θH.int [°C]	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	26,0	26,0	-
θC.int [°C]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
APPORTI INTERNI SENSIBILI																									
φ _{int,P} [W/m²]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	88,80	88,80	88,80	88,80	88,80	88,80	88,80	88,80	88,80	88,80	148,0	148,0	88,80	88,80	88,80	0,00	0,00	60,43
f _{int,A} [-]	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
φ _{int,A} [W/m²]	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,0	-88,00
f _{int,L} [-]	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
φ _{int,L} [W/m²]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Figura 6.4 Apporti interni

Riguardo agli impianti, Edilclima non offre la possibilità di simulare un'UTA che deve deumidificare l'ambiente e che possiede una pompa di calore interna. In conclusione, il modello EC700 non è così avanzato da riuscire a simulare ambienti "speciali" quali gli impianti natatori, però esiste un modulo specifico per gli impianti a tutt'aria ed è il modulo EC706, questo ci consente di dimensionare l'UTA indicandoci il giorno in cui si registrano le condizioni peggiori includendo anche la capacità di deumidificazione:

Carichi termici nell'ora di massimo carico della zona:										
Locale	Descrizione	Ora	Q _{lir} [W]	Q _{Tr} [W]	Q _v [W]	Q _c [W]	Altri eff. [W]	Q _{gl,sen} [W]	Q _{gl,lat} [W]	Q _{gl} [W]
1	Piscina	03/11 h18	0	-1809	20579	39270	14	0	58055	58055

Il carico latente $[Q_{gl,lat}]$ che deve colmare la batteria di deumidificazione nel giorno peggiore, cioè il 3 novembre, è di 58 kW. Il punto debole del software resta comunque la non integrazione tra il modulo EC700, che svolge una diagnosi energetica dell'edificio, con moduli più dettagliati, quali l'EC706, che definisce solo l'impianto a tutt'aria ai soli fini del dimensionamento.

Oltre alla gestione della ventilazione, si pone fondamentale da analizzare il carico richiesto all'impianto per mantenere l'acqua della piscina a 28 gradi, qui il software ci pone diversi ostacoli quali definire dei terminali di emissione che non esistono nel nostro caso, inoltre, non si può inserire nella modellazione dell'impianto lo scambiatore di calore e per ultimo da non trascurare il fatto che viene considerata sempre dell'aria da riscaldare nella zona termica e non acqua. Dunque, i consumi sono sottostimati (vedi Tabella 6.6).

6.2 Modello in EnergyPlus

EnergyPlus è un programma gratuito di simulazione energetica tra i più utilizzati su scala mondiale sviluppato dal Dipartimento per l'efficienza energetica e l'energia rinnovabile del Governo degli Stati Uniti (EERE). Il software può essere utilizzato per stimare carichi energetici di riscaldamento, raffrescamento, illuminazione e ventilazione sulla base di simulazioni orarie o sub-orarie definite dall'utente.

I vantaggi di EnergyPlus rispetto ad altri programmi informatici di simulazione dinamica sono i seguenti [25]:

- soluzione simultanea e integrata in cui la risposta dell'edificio e i suoi sistemi primario e secondario sono accoppiati;
- intervalli di tempo definiti dall'utente;
- file di input, output e climatici che includono condizioni ambientali orarie o sub-orarie e report standard regolabili dall'utente, in modo da poter analizzare solo i dati energetici essenziali per l'analisi che si intende effettuare;
- le soluzioni sono basate sui bilanci energetici di ciascuna zona considerata nella simulazione, il che consente di determinare simultaneamente gli effetti radianti e convettivi sulla superficie interna ed esterna, in ogni intervallo di tempo;
- conduzione del calore in regime transitorio attraverso gli elementi di ciascuna zona termica, quali pareti, soffitti, pavimenti, ecc., utilizzando funzioni di trasferimento, modelli di comfort termico basati sull'attività, temperatura a bulbo secco, umidità;
- dispone di una libreria versatile con diversi modelli commerciali di finestre, controllo della luce diurna, nonché la determinazione dell'illuminamento interno, ecc.

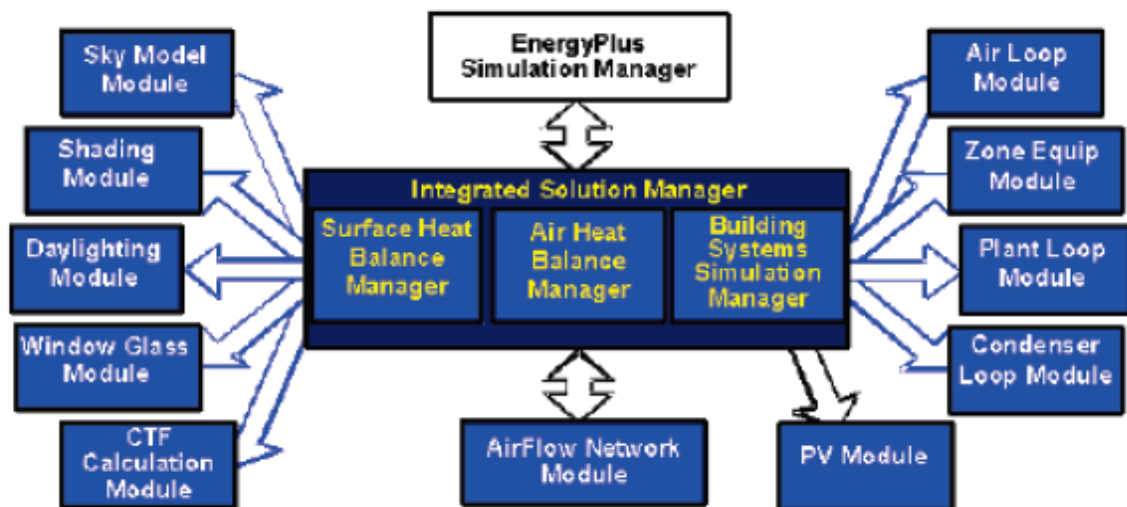


Figura 6.5 Schema di funzionamento di Energy Plus

Ma come tutti gli strumenti informatici, anche questo ha alle spalle equazioni matematiche affinché queste simulazioni vengano effettuate. Per il fabbisogno di riscaldamento e raffreddamento di un determinato edificio, questo strumento informatico utilizza un processo iterativo, in modo che i calcoli siano il più vicini possibile alla realtà [25] (cioè che presentino il minor numero possibile di errori rispetto ai valori ottenuti dalle misurazioni effettuate in loco).

EnergyPlus è un software che nasce per l'analisi dinamica, dunque, per gestire correttamente i fenomeni fisici di trasferimento del calore è necessario conoscere le caratteristiche dell'involucro in termini di materiali e le caratteristiche dei componenti dell'impianto. Una volta definiti i parametri che voglio raggiungere e le condizioni a contorno posso bilanciare il sistema involucro-impianti. Il vantaggio che ci fornisce il software è l'elevata flessibilità, infatti la presenza di un oggetto che è definito idoor:swimming:pool [25] ci consente (grazie all'associazione con il fondo della vasca), di simulare correttamente le perdite per evaporazione in relazione al fattore di attività, alla temperatura dell'acqua e alla temperatura dell'acqua di reintegro; inoltre ci consente di approfondire l'analisi inserendo (se necessario) la presenza di una copertura della piscina, così da ridurre nelle ore notturne le perdite per evaporazione.

L'algoritmo di EnergyPlus ci consente di definire in maniera dettagliata i carichi che un sistema aeraulico deve gestire. Dobbiamo dunque definire l'aria esterna minima che vogliamo prendere dall'ambiente e poi gestire tramite un AirLoop [25] il passaggio dell'aria attraverso i vari componenti della macchina, in particolare una batteria di raffreddamento con espansione diretta per deumidificare, successivamente una batteria di riscaldamento sempre supportata da una pompa di calore aria-aria ad espansione diretta ed infine un eventuale riscaldamento con una batteria di post-riscaldamento; infine, l'aria viene immessa nell'ambiente tramite un canale microforato per garantire una diffusione omogenea dell'aria.

In EnergyPlus, i rapporti di umidità e le temperature delle zone sono disaccoppiati dalla soluzione delle equazioni del sistema di trattamento aria. All'aria della zona vengono assegnate capacità di

accumulo di calore e umidità, e gli effetti di queste capacità sono modellati tramite equazioni differenziali ordinarie del primo ordine. Durante ogni passo temporale di simulazione del sistema, vengono calcolate nuove temperature e umidità delle zone utilizzando i valori passati. Le temperature e le umidità delle zone vengono poi mantenute costanti durante la simulazione del sistema di trattamento aria (e dell'impianto idronico). [25] Poi Le temperature e i rapporti di umidità delle zone vengono corretti utilizzando i risultati della simulazione del sistema di trattamento aria. Le temperature delle zone, i rapporti di umidità e le richieste di riscaldamento e raffreddamento sono dati noti in ingresso alla simulazione del sistema. I dati di input che specificano un circuito di trattamento aria sono costituiti da:

1. la configurazione del circuito (separatori, miscelatori e rami, componenti sui rami);
2. il controllo del circuito (controllori, gestori di disponibilità del sistema (System Availability Managers));
3. il collegamento alle apparecchiature di zona;
4. la portata di progetto.

Per quanto riguarda, invece, il circuito idronico, che serve a riscaldare l'acqua della piscina, si utilizza il Plant loop. [25]

L'oggetto LoadProfile:Plant nel loop dell'acqua calcola la temperatura dell'acqua in uscita basandosi sulla temperatura dell'acqua in ingresso dal loop dell'impianto e sugli input dell'utente per il carico termico programmato dell'impianto e la portata richiesta. L'oggetto LoadProfile:Plant può comunque richiedere e ricevere portata anche se il carico termico programmato dell'impianto è zero, in questo caso, la temperatura in uscita sarà uguale alla temperatura in ingresso. Ciò consente agli utenti di pilotare la portata del loop dell'impianto senza necessariamente influenzare la temperatura del loop.

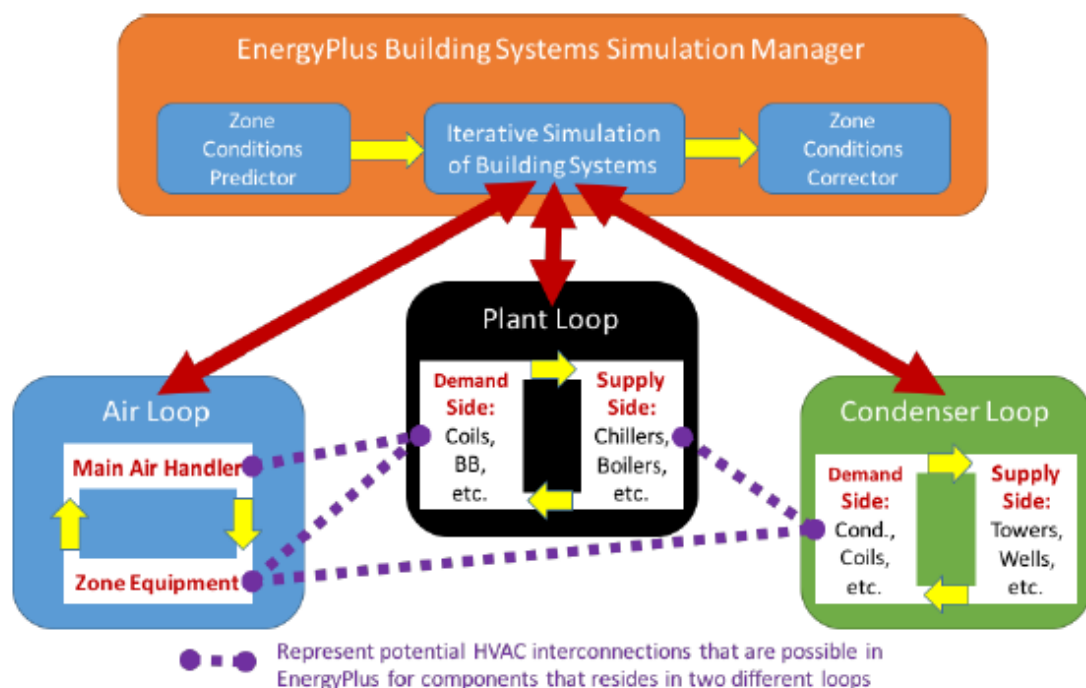


Figura 6.6 Connessione tra i circuiti (Energy Plus)

Come funziona l'oggetto indoor:swimming:pool?

La modellazione della piscina coperta è integrata nelle procedure di bilancio termico superficiale già presenti in EnergyPlus, con modifiche speciali per quanto riguarda la radiazione tra la superficie dell'acqua della piscina e l'ambiente circostante, la convezione con l'aria ambiente, l'evaporazione dell'acqua, la conduzione verso il fondo della piscina, la radiazione solare assorbita nell'acqua della piscina, il sistema di riscaldamento della piscina, la presenza di un telo di copertura, ecc. In pratica, la massa d'acqua della piscina viene "aggiunta" o incorporata nella faccia interna della superficie a cui la piscina è "collegata". La conduzione attraverso il pavimento utilizza la formulazione standard CTF (Conduction Transfer Function), ma il bilancio termico viene modificato per includere altri termini specifici dell'acqua della piscina.

Di seguito sono riportate alcune ipotesi del modello, [25] seguite da dettagli più approfonditi sui singoli componenti del modello:

- l'acqua della piscina è considerata come un unico elemento concentrato sulla faccia interna di una superficie e segue la metodologia standard del bilancio termico di EnergyPlus;
- la piscina deve fare riferimento a una superficie specificamente definita come pavimento e copre l'intero pavimento a cui è collegata;
- la piscina non può far parte di un sistema radiante a bassa temperatura (il che significa che la struttura del pavimento non può avere tubi incorporati per il riscaldamento o il raffreddamento). Inoltre, il pavimento/piscina non può essere definito con alcun isolamento mobile né come soletta ventilata;
- la superficie piscina/pavimento deve utilizzare l'algoritmo di soluzione CTF standard;
- la piscina può essere coperta e la frazione di copertura è definita dall'utente tramite input. Questo valore può variare da 0 a 1;
- il telo di copertura ha un impatto sull'evaporazione, sulla convezione, sulla radiazione a onda corta e sulla radiazione a onda lunga.

Per ciascuno di questi aspetti è previsto un input utente separato che riduce il parametro di scambio termico rispetto al valore massimo raggiungibile con il telo. Sebbene la percentuale di copertura possa variare tramite un programma orario definito dall'utente, ciascun parametro individuale per queste quattro modalità di scambio termico è una costante fissa. Per l'evaporazione e la convezione, i fattori riducono proporzionalmente la quantità di scambio termico. Per i termini radiativi, i fattori riducono la quantità di radiazione che colpisce direttamente la superficie (piscina). Si presume che la radiazione rimanente venga convogliata dal telo della piscina all'aria della zona:

- il riscaldamento dell'acqua della piscina viene realizzato definendo la piscina come un componente lato richiesta di un circuito impiantistico (plant loop);
- l'acqua di reintegro sostituisce l'acqua evaporata dalla superficie della piscina e l'utente ha il controllo sulla temperatura dell'acqua di reintegro;
- la piscina è regolata a una temperatura specifica definita dall'utente tramite input;
- l'acqua che evapora dalla piscina viene aggiunta al bilancio di umidità della zona e influisce sul rapporto di umidità della zona;
- la profondità della piscina è ridotta rispetto alla sua superficie. Pertanto, lo scambio termico

attraverso le pareti della piscina viene trascurato. Ciò è in linea con l'assunzione standard di scambio termico monodimensionale attraverso le superfici.

L'equazione utilizzata per calcolare il tasso di evaporazione ($\dot{m}_{\text{evap}}$) [25] si basa su quattro variabili:

- area della superficie dell'acqua della piscina;
- temperatura dell'acqua della piscina;
- temperatura dell'aria del locale;
- umidità relativa dell'aria del locale;
- agitazione dell'acqua della piscina e fattore di attività.

$$\dot{m}_{\text{evap}} = 0.1 \cdot A \cdot AF \cdot (P_w - P_{dp})$$

I fattori di attività di riferimento vengono determinati in base al tipo di piscina così come indicato nella Tabella 6.2:

Type of Pool	Activity Factor (AF)
Recreational	0.5
Physical Therapy	0.65
Competition	0.65
Diving	0.65
Elderly Swimmers	0.5
Hotel	0.8
Whirlpool, Spa	1.0
Condominium	0.65
Fitness Club	0.65
Public, Schools	1.0
Wave Pool, Water Slides	1.5 – 2.0

Tabella 6.2 Fattori di attività delle piscine

Quando è presente un telo di copertura, la frazione di copertura e il fattore di evaporazione del telo riducono proporzionalmente la quantità di evaporazione. Ad esempio, se la piscina è coperta a metà e il telo riduce la convezione del 50%, il coefficiente di scambio termico convettivo viene ridotto del 25% rispetto al valore calcolato con l'equazione precedente. Il valore viene convertito in un guadagno (o perdita) latente moltiplicando il tasso di evaporazione per il calore di vaporizzazione dell'acqua.

Bisogna tenere conto di due ipotesi fondamentali incorporate nelle equazioni per il calcolo dell'evaporazione dalla piscina:

- quando il fattore di attività è zero, non si verifica alcuna evaporazione. Sebbene gli esperimenti originali riguardassero solo la convezione forzata, l'equazione è comunemente

applicata in scenari con velocità dell'aria fino a 0 m/s. L'ASHRAE ha ulteriormente semplificato l'equazione impostando a zero la variabile della velocità dell'aria, rendendola adatta per stimare i tassi di evaporazione nelle piscine occupate. Inoltre, l'ASHRAE fornisce fattori di correzione dell'equazione, chiamati fattori di attività, personalizzati per diversi tipi di piscine, raccomandando un moltiplicatore di 0.5 per le piscine non occupate. Sebbene questa raccomandazione manchi di riferimenti bibliografici, questa equazione è ampiamente utilizzata, incluso nell'estensione per piscine dello strumento BPS IDA ICE (EQUA Simulation AB, 2022). Pertanto, il fattore di attività non equivale all'occupazione e non dovrebbe essere zero quando non ci sono persone in piscina, poiché ciò eliminerebbe completamente l'evaporazione;

- quando il fattore di evaporazione del telo è zero, il telo non riduce affatto l'evaporazione. Un fattore di copertura pari a 1.0 significa che il telo blocca completamente l'evaporazione. [25]

6.2.1 Risultati del modello

La simulazione è stata condotta utilizzando la versione 23.2.0 di EnergyPlus con l'aiuto di OpenStudio 1.11.0, nonché una suite di strumenti software gratuita e open-source sviluppata dal National Renewable Energy Laboratory (NREL), funziona come interfaccia grafica e kit di sviluppo (SDK) per facilitare la complessa modellazione energetica degli edifici e l'analisi dell'illuminazione naturale. Sfrutta come motore di calcolo EnergyPlus semplificandone l'inserimento dei dati geometrici e impiantistici tramite interfacce intuitive o plugin (ad esempio SketchUp). L'edificio su cui si concentra quest'ultima analisi è stato semplificato per mancata possibilità di aggiunta delle ulteriori tre vasche nell'input grafico di EnergyPlus, poiché non è stato utilizzato SketchUp o altre interfacce intuitive; dunque, si è presentato un ostacolo nella chiusura dell'involucro con il solo codice, il cosiddetto “measure”, nonché uno script che consente di automatizzare operazioni sui modelli energetici creati con EnergyPlus. Esistono tre tipologie principali di measure [25]:

- Model Measures: vengono utilizzate per applicare specifiche misure di efficienza o per implementare logiche di controllo complesse;
- Reporting Measures: non modificano il modello. Servono invece ad estrarre informazioni dal modello e dai risultati della simulazione, creando report personalizzati, grafici o per eseguire controlli di qualità;
- Workflow Measures: servono ad automatizzare flussi di lavoro complessi. Possono concatenare più simulazioni, elaborare dati da uno strumento per usarli come input per un altro e orchestrare simulazioni che integrano strumenti diversi.

La struttura è mostrata in Figura 6.7 ed è costituita da una sala vasca di 1430 m² che possiede un'altezza netta di 5.7 metri, essa contiene una vasca interrata la cui superficie dell'acqua è di 350 m² e profonda 1.45 m. La superficie vetrata ha un'estensione di 126 m². Il tetto è piano.

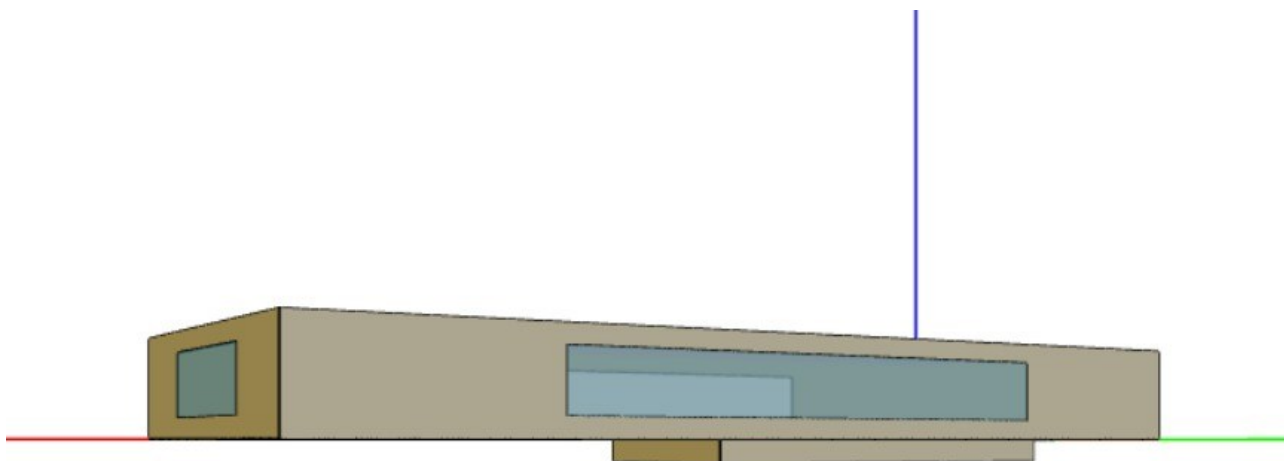


Figura 6.7 Involucro dell'edificio

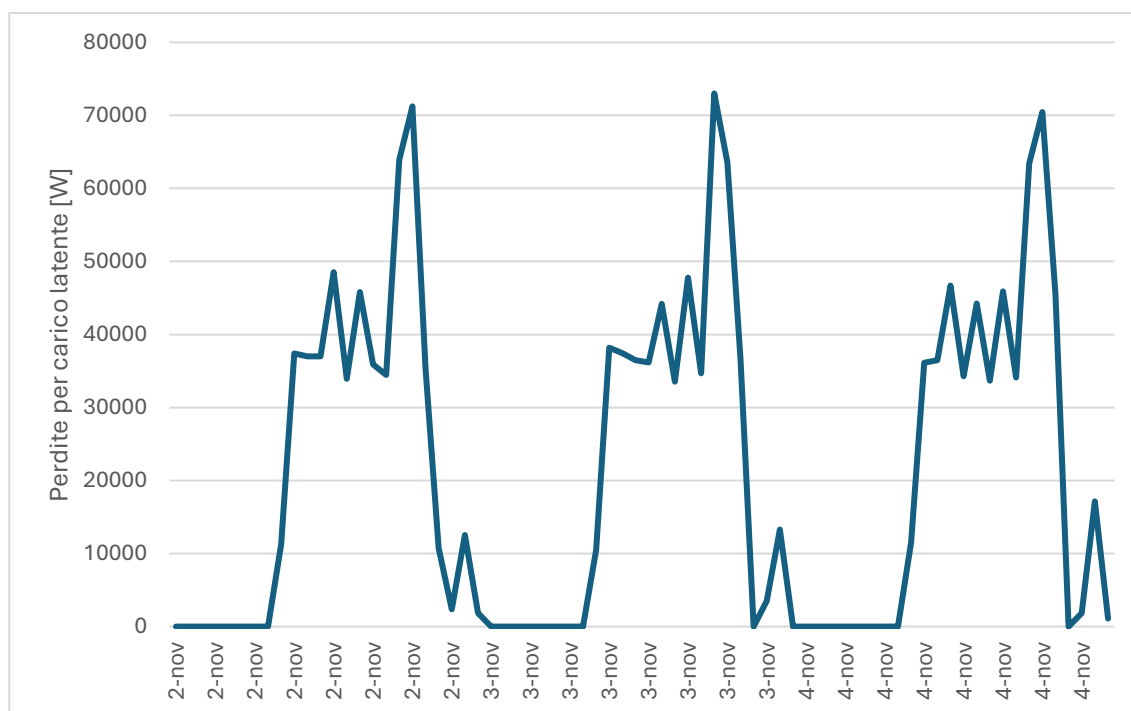
La prestazione dell'isolamento è particolarmente elevata:

	Muro perimetrale	Pavimento stanza controterra	Copertura	Parete verticale vasca controterra	Pavimento vasca controterra	Finestra
Trasmittanza [W/(m² • K)]	0.158	0.153	0.120	0.331	0.103	1.3

Tabella 6.3 Trasmittanza dei componenti dell'involucro

Il profilo di occupazione ed il file climatico sono gli stessi di quelli descritti nel paragrafo precedente (vedi Figura 6.1, 6.2 e 6.3). La vasca è coperta con un telo in PVC durante la notte.

Gli impianti sono stati definiti inserendo i singoli componenti necessari alle esigenze dell'edificio grazie alle librerie già presenti, in tal modo è stato possibile definire un impianto idronico compreso di serbatoio d'accumulo e scambiatore di calore riuscendo a distinguere anche il circuito primario e secondario con i loro rispettivi fluidi che scorrono nel circuito (acqua e glicole piuttosto che semplice acqua); un impianto a tutt'aria che ci consenta non solo di riscaldare e/o raffreddare ma anche di deumidificare; dunque, sono state ricavate le perdite latenti della sala vasca e si nota che nell'orario di picco e nel giorno peggiore, quando c'è la massima capienza, bisogna colmare circa 75 kW; invece, quando non ho il massimo carico circa 45 kW come mostrato nella figura seguente. Edilclima fa una sottostima andando a considerare nel giorno peggiore, il 3 novembre ed all'orario di massima occupazione (18:00), soli 58 kW.



Interessante è analizzare tre diverse configurazioni (i cui schemi impiantistici sono presenti in [Appendice](#)) per riscaldare l'acqua della piscina:

- PVT accoppiato ad una pompa di calore acqua-acqua
- Solare termico accoppiato ad una pompa di calore acqua-acqua
- Solare fotovoltaico accoppiato ad una pompa di calore aria-acqua

Queste configurazioni sono accomunate da un eventuale caldaia che non ricopre un ruolo prioritario, ma serve nel momento in cui le tecnologie non riescono a ricoprire il fabbisogno necessario. Inoltre, ha il ruolo di riuscire a quantificare quale tecnologia sia più o meno sostenibile in termini di energia rinnovabile ed evidenziare quale tecnologia, dipendendo da fonti di energia non costanti, quale il sole, sia più efficiente e riesca a portarci ad una minore necessità di bruciare combustibili fossili.

Riguardo al trattamento dell'aria ed il riscaldamento della sala esso è sempre uguale in tutte le configurazioni ed è un impianto a tutt'aria con la tecnologia vista nel capitolo 4 (il cui schema impiantistico si trova in [Appendice](#)). Nella Tabella 6.4 sono mostrati i risultati:

	Consumo di gas [kWh]	Consumo di elettricità [kWh]	Consumo per area condizionata [kWh/m ²]	Energia primaria totale [kWh]	Energia primaria rinnovabile [kWh]	Percentuale di energia rinnovabile [%]
Caldaia	110047	277511	271	787126	130430	16.6
Solare	56911	289544	242	760453	189222	24.9
Fotovoltaico	6583	274000*	161	545895	155958	28.6

			243			
PVT	77294	288656*		731597	178958	24.5

Tabella 6.4 Risultati della simulazione con EnergyPlus

* Consumi complessivi di elettricità compreso l'autoconsumo che per il sistema fotovoltaico corrisponde a 51281 kWh/anno, mentre per il sistema ibrido PVT corrisponde a 19881 kWh/anno.

Graficamente sono mostrati con un grafico a torta i relativi utilizzi di gas ed energia elettrica per le diverse soluzioni:

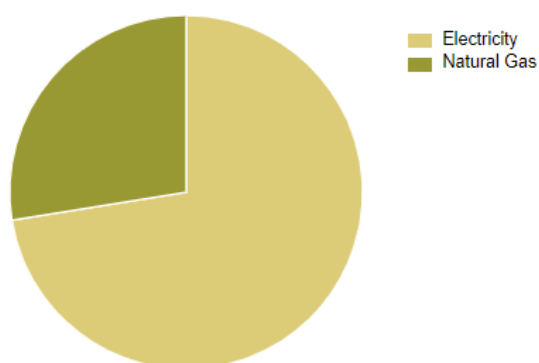


Figura 6.8 Distribuzione energia [Caldaia]

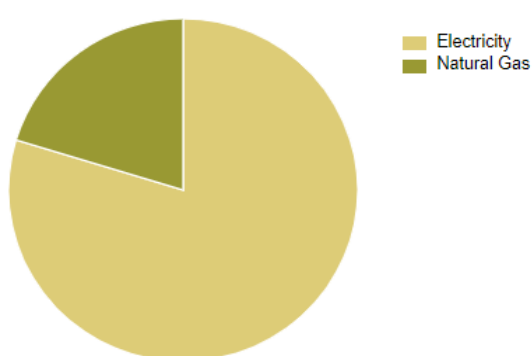


Figura 6.9 Distribuzione energia [PVT]

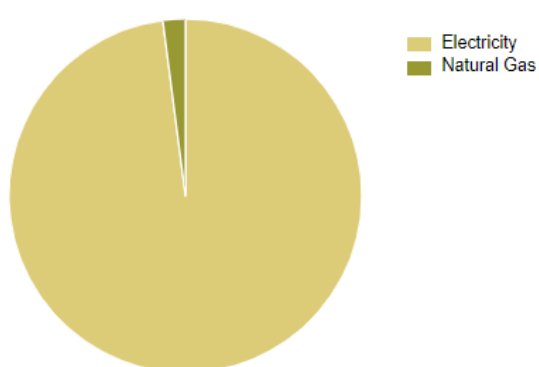


Figura 6.10 Distribuzione energia [Fotovoltaico]

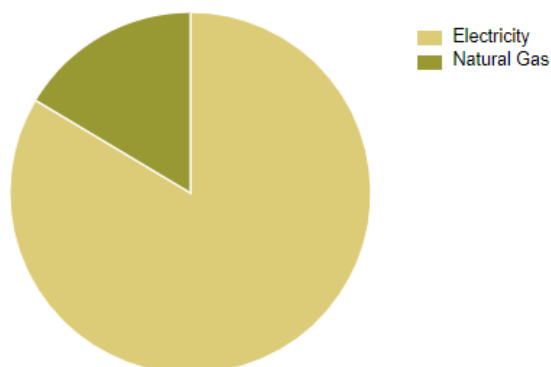


Figura 6.11 Distribuzione energia [Solare Termico]

A parità di condizioni, rispettando tutti i set-point (vedi Figura 6.12 e 6.13) ed i vincoli minimi imposti dalla normativa, il sistema più conveniente è la pompa di calore con sistema fotovoltaico, come si evinceva anche nei capitoli precedenti.

Temperature (Table values represent hours spent in each temperature range)

Zone	Unmet Htg (hr)	Unmet Htg - Occ (hr)	< 13 (C)	13-16 (C)	16-18 (C)	18-20 (C)	20-21 (C)	21-22 (C)	22-23 (C)	23-24 (C)	24-26 (C)	26-28 (C)	28-30 (C)	>= 30 (C)	Unmet Clg (hr)	Unmet Clg - Occ (hr)	Mean Temp (C)
ROOM_AIR_ZONE	76	23	0	0	0	0	0	0	0	1	14	14	4844	3887	0	0	29.4 (C)

Humidity (Table values represent hours spent in each Humidity range)

Zone	< 30 (%)	30-35 (%)	35-40 (%)	40-45 (%)	45-50 (%)	50-55 (%)	55-60 (%)	60-65 (%)	65-70 (%)	70-75 (%)	75-80 (%)	>= 80 (%)	Mean Relative Humidity (%)
ROOM_AIR_ZONE	0	0	15	136	714	4628	2682	443	105	23	14	0	54.3 (%)

Figura 6.12 Condizioni termo-igrometriche mantenute durante l'anno

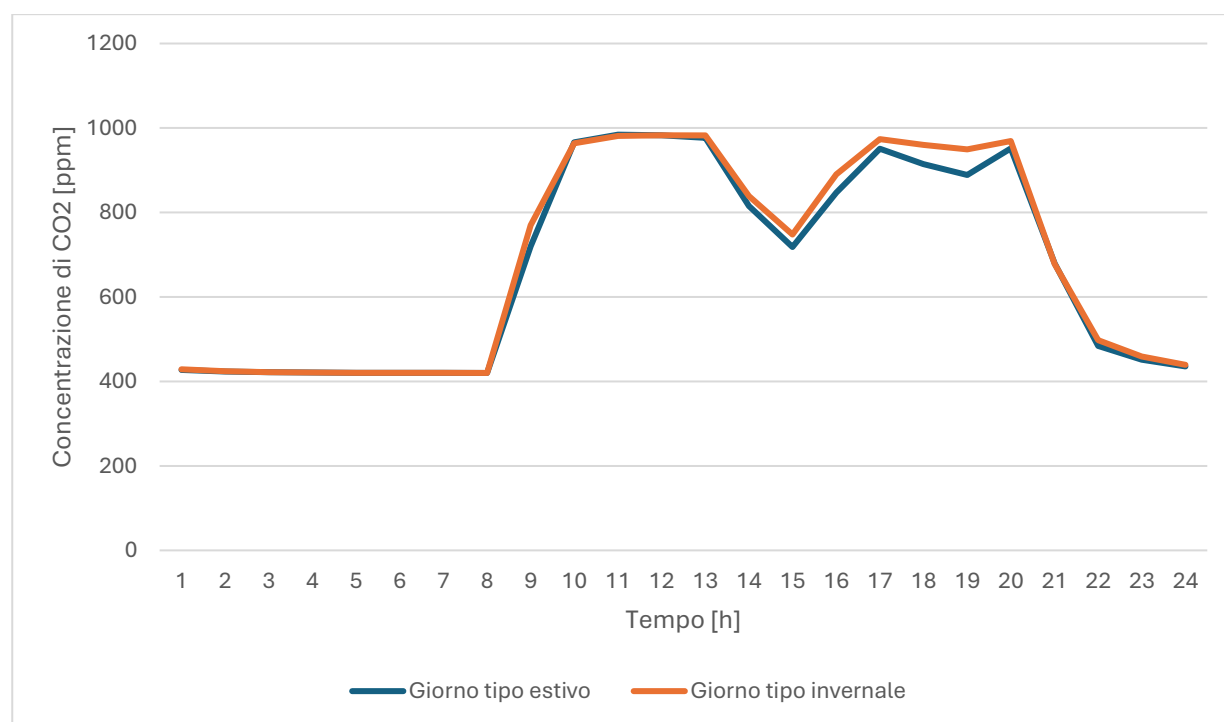


Figura 6.13 Concentrazione di CO₂ rappresentativa per tutto l'anno

In conclusione, ci chiediamo quanto i dati ottenuti si discostano tra Edilclima ed EnergyPlus, svolgendo un confronto con valori di input uguali in termini di file climatico (Figura 6.1), geometria (Figura 6.7), profilo di occupazione (Figura 6.2 e 6.3), apporti interni (Figura 6.4) e servizi (riscaldamento della vasca e dell'ambiente, ventilazione e deumidificazione e ausiliari), la differenza sorge nella gestione degli impianti descritti in Tabella 6.5:

	EnergyPlus	Edilclima
Riscaldamento vasca	Caldaia, serbatoio d'accumulo, scambiatore di calore e ausiliari	Caldaia, serbatoio d'accumulo e ausiliari

Riscaldamento ambiente, ventilazione e deumidificazione	UTA con pompa di calore integrata, batteria di deumidificazione, pre-riscaldamento ed eventuale post-riscaldamento	UTA senza pompa di calore integrata, batteria di riscaldamento
--	--	--

Tabella 6.5 Descrizione degli impianti

Sono, inoltre, state mantenute le condizioni termo-igrometriche mostrate in Figura 6.12.

	EnergyPlus	Edilclima	
Mese	Consumo totale [kWh]	Consumo totale [kWh]	Scostamento [%]
Gennaio	44954	25683	42.9
Febbraio	34297	16855	50.9
Marzo	34212	13698	60.0
Aprile	31431	8754	72.1
Maggio	28799	3860	86.6
Giugno	27303	1272	95.3
Luglio	23154	636	97.3
Agosto	25548	869	96.6
Settembre	25203	3648	85.5
Ottobre	36765	7908	78.5
Novembre	37170	15270	58.9
Dicembre	38724	22733	41.3

Tabella 6.6 Scostamento dei dati

I dati confrontati in Tabella 6.6 sono la somma dei consumi di elettricità e gas. Non avendo dei dati in letteratura simili a questo caso studio che indichino i consumi mensili né bollette di un caso reale non possiamo validare i dati, dunque, non sappiamo dire con certezza quale modello sia più preciso, ma, avendo analizzato le carenze di Edilclima in termini di edifici complessi e della difficoltà nel considerare il riscaldamento di una massa d'aria è chiaro che si registri una sottostima che molto probabilmente non è realistica.

La mancanza di informazioni e studi sui centri acquatici ha reso difficile ottenere indicatori chiari e verificabili con cui misurare, confrontare e comprendere il consumo energetico e idrico di questo tipo di edificio. Il benchmark energetico proposto per i centri acquatici varia tra 642 kWh/m² e 3544 kWh/m² (superficie pavimentale condizionata). [27] I modelli di benchmarking sono costruiti in una semplice tabella di riferimento (tabella percentile) del consumo energetico, che viene normalizzato rispetto a una variabile indipendente come la superficie del pavimento, la temperatura o l'occupazione. Il benchmarking può essere utilizzato per monitorare o confrontare i cambiamenti nell'efficienza energetica e idrica, e i modelli di benchmarking sviluppati possono essere strumenti preziosi per gli edifici nella gestione del loro consumo di energia e acqua.

Uno studio condotto in Polonia [28] analizza un tipico parco acquatico di medie dimensioni, diffuso nell'Europa centrale e orientale, e comprende una piscina sportiva, una piscina ricreativa, una vasca idromassaggio e una piscina esterna. Utilizza un moderno sistema energetico ibrido che integra cogenerazione, fotovoltaico, caldaie a gas e unità HVAC avanzate con recupero di calore. Ogni singolo ambiente è stato isolato e ne sono stati valutati i consumi, nel nostro caso l'interesse è per la

piscina sportiva che possiede le caratteristiche in Figura 6.14:

Area di intervento	Funzione	Descrizione del dispositivo	Efficienza [m^3/h]
			Alimentazione/ Scarico dell'aria
Piscina	Ventilazione, riscaldamento, raffreddamento, asciugatura	Unità di ventilazione con scambiatore di calore a flusso incrociato singolo, scaldabagno, pompa di calore, camera di miscelazione e automazione integrata.	24.800/
		Potenza termica: 162,0 kW. Potenza frigorifera: 105,0 kW.	25.550

Figura 6.14 Descrizione della piscina in Polonia

Il fabbisogno termico dell'impianto è soddisfatto da una fonte di calore ibrida composta da una serie di micro-cogeneratori, ciascuno con una potenza termica di 40 kW, in combinazione con due caldaie a condensazione a gas a bassa temperatura, ciascuna con una potenza di 280 kW. La modularità monoblocco delle caldaie a gas, costituite da quattro scambiatori di calore indipendenti da 70 kW ciascuno in un sistema "monoblocco", consente di ottimizzare la potenza in base alle effettive esigenze di riscaldamento, garantendo la massima efficienza. [28] In particolare, il moderno Aquapark, entrato in funzione nel 2022, è dotato di caratteristiche sostenibili avanzate come sistemi di ricircolo dell'aria e recupero del calore, scambiatori di calore a flusso incrociato e controllo adattivo dei dispositivi tecnologici in base ai livelli di umidità nella sala della piscina, quest'ultima consuma annualmente 2235 GJ [28] che corrispondono a 620833 kWh.

Nello stesso articolo [28] è stato fatto un confronto tra le strutture delle piscine coperte di Kragujevac, in Serbia, analizzate da Nikolic et al., e quelle di Breslavia, in Polonia. La struttura di Kragujevac, costruita nel 2011, ha mostrato livelli più elevati di domanda di energia termica, con 353 kWh/m² e una minore domanda di energia elettrica pari a 122 kWh/m², non sono però presenti coperture per piscine e sistemi solari termici che potrebbero ridurre i consumi del 29%. [28] Al contrario, la struttura di Breslavia, operativa dal 2022, incorpora sistemi avanzati di recupero del calore e automazione degli edifici, con conseguenti valori di intensità energetica inferiori, pari a 278.5 kWh/m² per l'energia termica. Tuttavia, la mancanza di una copertura stagionale per la piscina esterna può aumentare la domanda di calore stagionale. In termini di consumo di elettricità, Breslavia ha registrato valori più elevati, raggiungendo 192.3 kWh/m². Ciò è dovuto principalmente all'ampia area benessere e sauna, dotata di riscaldatori elettrici, insieme a una palestra che contribuisce al consumo complessivo di elettricità.

Altri dati in letteratura per i consumi degli impianti natatori derivano soprattutto da Atene e dalla Norvegia. Ad esempio, ad Atene [29] è stato condotto uno studio dove sono state selezionate un totale di tre piscine per un'analisi approfondita, al fine di valutare diversi interventi, sia sull'architettura che sui sistemi elettromeccanici, e per migliorare le condizioni interne e ottimizzare i consumi energetici. Le piscine includono l'area della vasca principale, che contiene la piscina principale e una vasca per l'allenamento più piccola, e alcuni spazi di dimensioni ridotte destinati a vari usi (sale per allenamenti, spogliatoi e docce, uffici, locale tecnico, spazi polifunzionali, ecc.). Nella Tabella 6.7 sono mostrati i tre casi studio:

Location (construction date)	South of Athens, in an open urban environment (1985; Roof installed in 1989)	Southeast of Athens, in an open urban environment, very close to the sea. (1974)	450 km north of Athens, near the city of Ioannina, in an open rural environment. (1978. Roof constructed in 1985)
Facilities	Main pool hall (2638 m ²), locker rooms-showers, offices, bar	Main pool hall (1628 m ²), training room, locker rooms showers, offices, bar	Main pool hall (2696 m ²), seminar room, locker rooms-showers, offices, bar
Total floor area (m ²)	3527	3016	3377
Number of spectator seats	800	500	800
Construction	Metal frame with metal sandwich insulated panel (5 cm). Insulated roof (8 cm). Total windows' area of 588 m ² with double panes and no exterior shading.	Metallic frame, resting on a concrete base. Roof covered by insulated white sandwich panels (25 cm). Total windows' area of 1317.5 m ² with double panes and no exterior shading.	Metal frame with metal sandwich insulated panel (5 cm). Insulated roof (8 cm). Total windows' area of 588 m ² with double panes and no exterior shading.
Operating schedule	18 h/day, 3 official games per week with small attendance from November until July. Closed in August.	14 h/day, official games held once in a month from November until April. Closed from mid July to August.	13 h/day, 3 official games per week with small attendance from November until July. Closed in August.
Total annual energy consumption	Electricity: 114 kW h/m ² Oil: 313.1 kW h/m ²	Electricity: 77.9 kW h/m ² Oil: 191.2 kW h/m ²	Electricity: 54.4 kW h/m ² Oil: 525 kW h/m ²
HVAC system	Central thermal space heating system for pool hot water heating and sanitary hot water. Radiators and fan coils in pool hall. Radiators in locker rooms, offices. One electric space heater. One heat pump in offices. No space cooling system. One heat pump in offices. Naturally ventilated and using five fans in the pool area.	Central HVAC and hot water thermal system. One split heat pump. Central space cooling system. One split heat pump. Central HVAC and natural ventilation.	Central space heating system using fan coils, pool water and sanitary water. Central cooling system with fan coils. Naturally ventilated. Mechanical ventilation system available, but not used.

Tabella 6.7 Consumi ad Atene

In particolare, si nota la differenza tra la prima e l'ultima soluzione, in cui i consumi sono maggiori rispetto alla seconda soluzione in cui è presente la ventilazione meccanica, a prova che la gestione della ventilazione in una piscina è di primaria importanza.

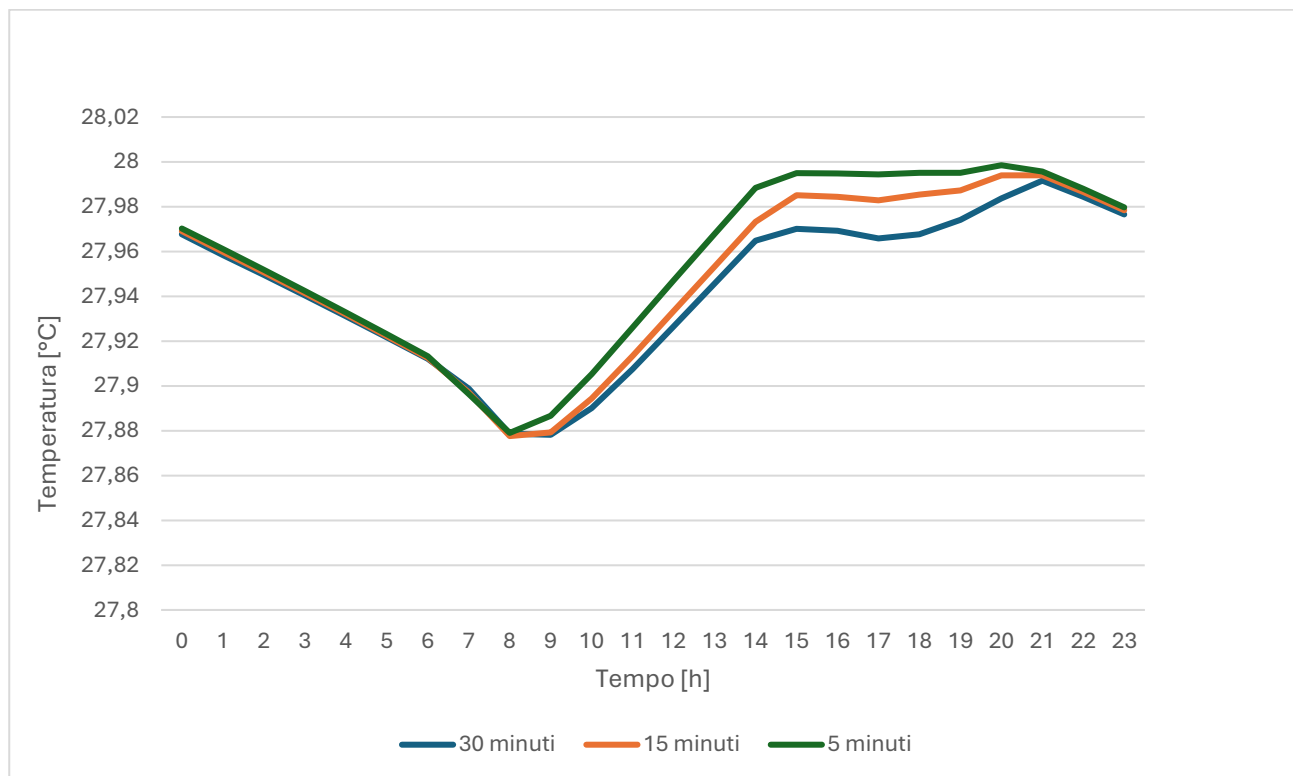
6.2.2 Verifica passo di calcolo

L'approccio utilizzato da Energy Plus è un approccio a due livelli temporali, in cui la temperatura dell'aria di zona viene aggiornata utilizzando un passo temporale adattivo che garantisce la stabilità. In questo schema a due livelli temporali, i contributi ai carichi di zona provenienti dalle superfici e dai carichi interni specificati dall'utente vengono aggiornati al passo temporale predefinito o specificato dall'utente che è costante. Questo viene spesso definito passo temporale di "zona". [25] I contributi ai carichi di zona provenienti dalla risposta del sistema HVAC, dall'infiltrazione e dalla miscelazione dell'aria vengono aggiornati a un secondo passo temporale variabile, definito passo temporale di "sistema". Il passo temporale di sistema è limitato tra un minuto e il passo temporale di zona. Il limite inferiore del passo temporale di sistema può essere aumentato a più di un minuto dall'utente. La decisione del programma di adattare il passo temporale viene presa utilizzando prima il consueto passo temporale di zona ed eseguendo i calcoli completi predittore-correttore per trovare le temperature di zona risultanti. [25] Viene determinata la massima variazione di temperatura subita da qualsiasi zona nel modello. Se questa massima variazione di temperatura di zona è superiore a un limite preimpostato di 0.3°C, la simulazione passa all'utilizzo del passo temporale di sistema più breve. Il numero di passi temporali di sistema (all'interno di un particolare passo

temporale di zona) viene modellato dai risultati per la massima variazione di temperatura di zona (appena ottenuta dal correttore) assumendo che la variazione di temperatura sia lineare.

Il passo di calcolo è fondamentale e si differenzia in base al tipo di impianto presente e all'inerzia termica dell'edificio, per un sistema solare termico questo deve aumentare, in modo tale da considerare correttamente tutte le variazioni solari durante la giornata e come il pannello le trasferisce al fluido. Le soluzioni che rientrano nel range del set-point impostato di $+0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ o $-0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Consideriamo adesso uno solo dei casi studiati (ad esempio la configurazione classica con caldaia) per vedere come variano le temperature dell'acqua della piscina in un giorno tipo in base al tempo di simulazione.



Il grafico ci mostra un andamento che è pressochè uguale nelle ore notturne in cui non sono presenti dei carichi all'interno della zona, quali persone; dunque, gli effetti dinamici sono ben pochi; invece, durante le ore diurne la soluzione si avvicina alla stabilità tra i 15 e i 5 minuti considerando gli effetti dinamici che si verificano, le soluzioni sono assolutamente accettabili perché oscillano nel range corretto considerando un set-point di 28 gradi.

6.3 Indici di Fanger

Il modello di Fanger è stato sviluppato negli anni '60 e rappresenta uno standard per la valutazione del comfort termico negli ambienti interni. Si basa su studi statistici e sulla teoria dei bilanci termici applicati al corpo umano. Fanger ha identificato sei variabili che influenzano la sensazione di comfort termico:

1. temperatura dell'aria: la temperatura misurata nell'ambiente;
2. umidità relativa: la quantità di umidità presente nell'aria;
3. velocità dell'aria: la velocità con cui l'aria si muove nell'ambiente;
4. temperatura media radiante: la temperatura media delle superfici circostanti;
5. isolamento termico del vestiario: la quantità di isolamento fornito dagli indumenti indossati;
6. livello di attività metabolica: l'intensità dell'attività fisica svolta dalla persona.

Sulla base di queste variabili si sono poi sviluppati degli indici che ci permettono di dare delle valutazioni di comfort (PMV) o discomfort (PPD).

L'indice PMV (Predicted Mean Vote) rappresenta la valutazione media del comfort termico da parte degli occupanti di un ambiente. Viene calcolato in base alle sei variabili sopra menzionate e può assumere valori che vanno da -3 (molto freddo) a +3 (molto caldo). Un PMV compreso tra -0.5 e +0.5 indica una situazione di comfort termico soddisfacente.

L'indice PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) calcola la percentuale di persone che si sentono insoddisfatte riguardo alla sensazione termica in un ambiente. Un PPD del 10% è considerato il limite massimo per un ambiente termicamente confortevole, il che significa che il 90% delle persone si sente a proprio agio.

La normativa che stabilisce questi indici è stata pensata per ambienti di lavoro e spazi chiusi moderati, dove le persone svolgono attività sedentarie ed indossano abiti normali. Quindi, per luoghi come le piscine è accettabile un margine di tolleranza per due motivi principali [\[30\]](#):

- chi frequenta una piscina indossa un costume da bagno, che offre un isolamento termico molto basso (circa 0 clo, contro lo 0.5-1.0 clo di un abbigliamento tipico in ufficio). Questo altera drasticamente gli scambi termici corpo-ambiente, rendendo le persone più sensibili alle variazioni di temperatura e, di fatto, più tolleranti verso condizioni che in altri contesti sarebbero giudicate scomode;
- l'attività fisica in acqua o a bordo vasca aumenta il metabolismo energetico. Una persona che nuota produce molto più calore corporeo di una persona seduta alla scrivania. Questo sposta il "punto di neutralità" termica verso temperature dell'aria più basse o, comunque, rende più accettabile un ambiente che potrebbe sembrare caldo o umido a chi è a riposo.

La normativa UNI EN ISO 7730 definisce tre categorie di comfort, con requisiti via via più stringenti:

- Categoria A (elevato): $PPD < 6\%$
- Categoria B (medio): $PPD < 10\%$
- Categoria C (moderato): $PPD < 15\%$

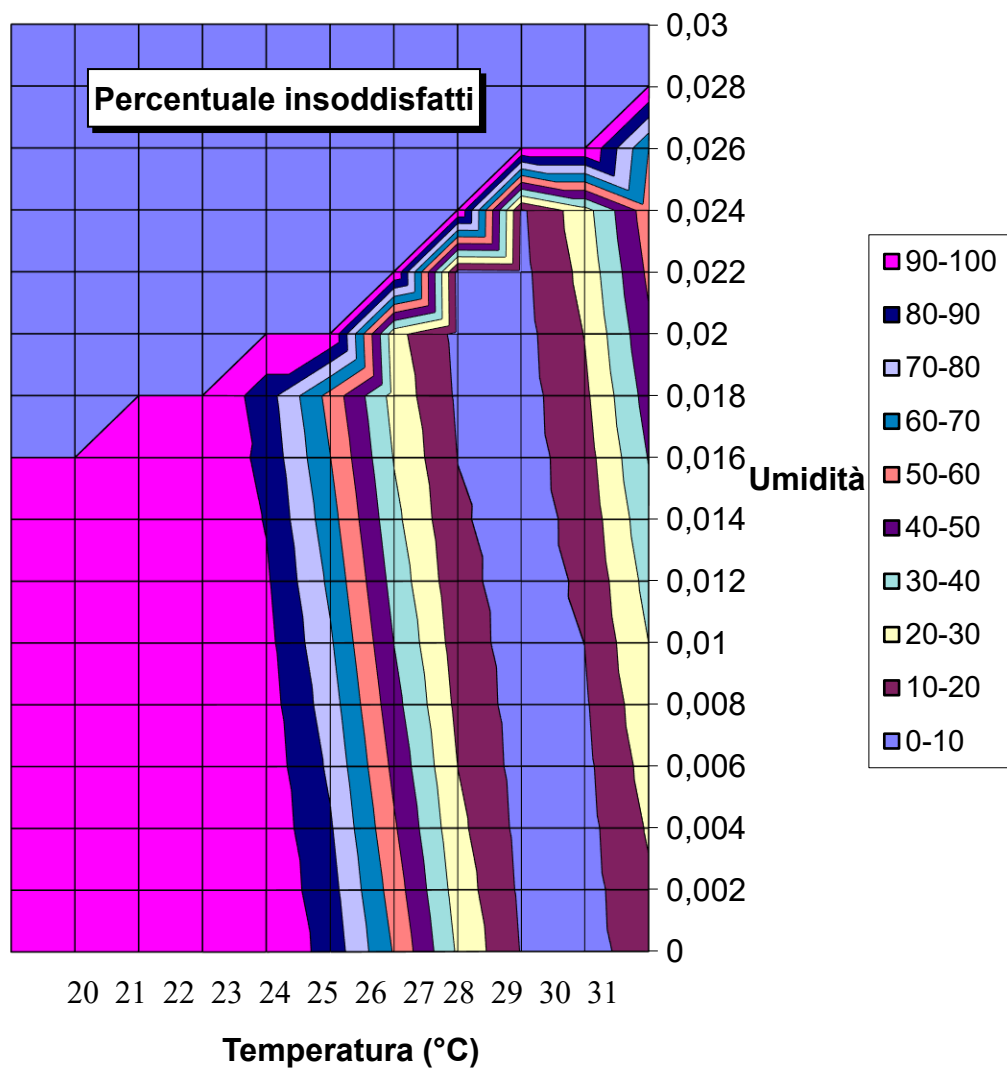
Per le piscine, si può ragionevolmente fare riferimento alla Categoria C, e in alcuni casi è accettabile scostarsi anche da questa, tollerando un PPD più alto, a patto di non generare situazioni di vero stress termico. Un valore di PPD intorno al 20% può essere considerato accettabile in una piscina coperta, come rilevato in alcuni studi condotti su impianti italiani. L'obiettivo non è raggiungere il comfort perfetto per tutti, ma garantire che l'ambiente sia termicamente accettabile per la maggior parte degli occupanti, considerando le loro attività e il loro abbigliamento.

Si rende quanto mai necessaria l'esigenza di capire se la gestione dell'aria all'interno della piscina porti a condizioni di comfort per tutti gli utenti in essa presenti. Bisogna distinguere i contributi ed il grado di soddisfazione per due "categorie" diverse all'interno della sala vasche, i nuotatori a bordo vasca e gli spettatori.

Per i nuotatori che escono dalla vasca con le condizioni mostrate in Tabella 6.8 ed una velocità di 0.1 m/s circa il 22% sono insoddisfatti. Aumentando però la velocità dell'aria a circa 0.2 m/s il comfort migliora, riuscendo a scendere sotto un PPD di 15.

Tasso metabolico (met)	1.2	Temperatura aria (°C)	30
Tasso di abbigliamento (clo)	0	Umidità relativa (%)	55
Velocità dell'aria (m/s)	0.2	PMV	0.66
TMR - TA (°C)	0	PPD	14.22

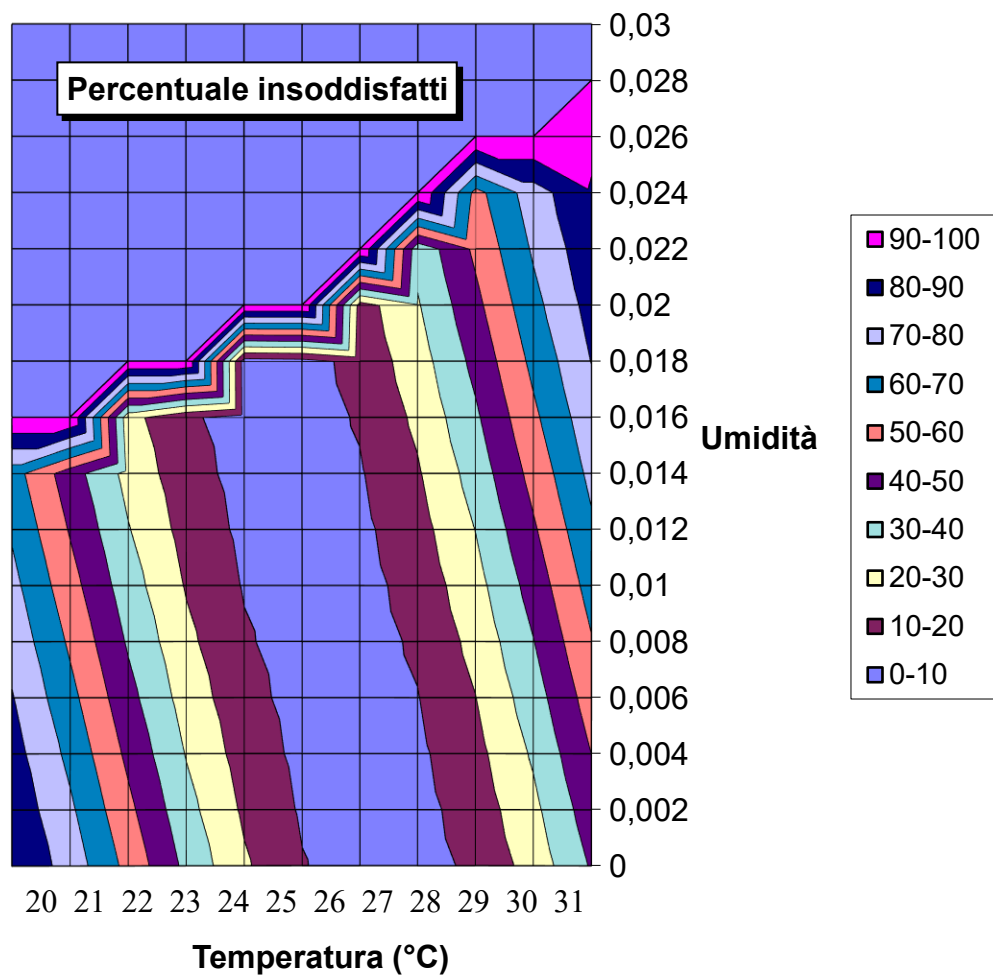
Tabella 6.8 PMV e PPD per i nuotatori



Per gli spettatori (vedi Tabella 6.9):

Tasso metabolico (met)	1	Temperatura dell'aria (°C)	26
Tasso di abbigliamento (clo)	0.7	Umidità relativa dell'aria (%)	46
Velocità dell'aria (m/s)	0.2	PMV	0.67
MRT - T _{Air} (°C)	0	PPD	14.57

Tabella 6.9 PMV e PPD per gli spettatori



servirebbero quattro gradi in meno ed una minore umidità se sono in abiti invernali per raggiungere un buon grado di soddisfazione. Una delle soluzioni potrebbe essere regolare le bocchette d'immissione nella zona sopra la tribuna in modo tale da fornire un'aria leggermente più secca e meno calda o aumentare la velocità dell'aria [\[30\]](#).

Conclusioni

L'analisi condotta ed i risultati ottenuti mirano ad una visione d'insieme sul panorama delle metodologie e tecnologie delle caratteristiche energetiche di un edificio. La ricerca in letteratura ha permesso di individuare le più moderne tecnologie al fine di ridurre i costi e l'impatto ambientale per un impianto natatorio (particolarmente energivoro).

Questo lavoro contribuisce ai dati trovati in letteratura formulandone di nuovi per il territorio del Nord Italia atenzionando una parte di un edificio ad uso natatorio, nonché la principale, la sala vasca, rispettando i set-point che volevano essere raggiunti per la sala (30 gradi e 55% di umidità) e per la vasca (28 gradi). Le analisi hanno condotto all'incentivazione nell'utilizzo di coperture con teli in PVC riducendo le dispersioni per evaporazione del 20%, al favorire, nonostante lo studio di altre soluzioni altrettanto valide (sistema PVT e solare termico), in termini economici, un modello ibrido fotovoltaico con pompa di calore, portando ad una notevole riduzione dei costi, il 78% rispetto ad un sistema tradizionale, così come riguardo l'aspetto ambientale, raggiungendo una percentuale di energia rinnovabile rispetto all'energia primaria totale di circa il 29%. La parte centrale della trattazione è focalizzata sulla gestione della ventilazione, dovendo trattare grandi volumi d'aria (4 vol/h) i consumi sono notevoli, infatti, la ventilazione incide per il 57%, dunque, ci si aspetta un efficientamento di questo tipo di macchine ed una corretta gestione, in termini di sensoristica, per regolare la portata secondo l'umidità e/o la CO₂. Inoltre, si pone l'attenzione sull'utilizzo di software di simulazione energetica che sono adatti non a tutti i tipi di strutture e particolarità che un edificio può avere; ad esempio, in Edilclima per la modellazione di una vasca facciamo fatica a trovare dei risultati adeguati, a tal proposito si pone di fondamentale importanza l'uso di modelli quali EnergyPlus che offrono un'ampia flessibilità e maggiori applicazioni a casi particolari.

In conclusione, il costo e la gestione dell'energia di un edificio dipendono da un insieme complesso di fattori, che variano profondamente da un paese all'altro. Le differenze non sono solo una questione di prezzo delle bollette, ma sono il risultato dell'interazione tra le caratteristiche fisiche dell'edificio, il contesto normativo, le politiche economiche e le scelte di gestione. Le differenze si possono ricondurre a quattro aree principali:

- **Clima:** i paesi del Nord Europa richiedono molta più energia per il riscaldamento invernale rispetto a quelli mediterranei che invece, hanno un maggiore fabbisogno di raffrescamento estivo;
- **Regole e metodologia di calcolo:** ogni paese ha il suo metodo per calcolare il consumo energetico di un edificio. Questo significa che due edifici identici potrebbero ottenere certificazioni energetiche diverse in due stati diversi. Un altro fattore chiave è il fattore di conversione dell'energia primaria che varia da paese a paese;
- **Politiche ed incentivi:** gli Stati membri dell'UE possono usare i fondi europei in modo diverso. Ad esempio, possono utilizzare i proventi del sistema ETS (scambio di quote di emissioni) per finanziare interventi di riqualificazione per le famiglie a basso reddito, oppure possono creare fondi specifici come il "Conto Termico" per incentivare l'efficienza.

Le politiche possono essere indirizzate a gruppi specifici (es. famiglie in povertà energetica, edilizia residenziale pubblica) o all'intero mercato, con risultati molto diversi;

- Dati disponibili: alcuni paesi, come la Corea del Sud, forniscono dati mensili di consumo energetico a livello di edificio, che permettono di "auto-calibrare" i modelli di simulazione. Altri, come la Francia, offrono dati dettagliati sulle caratteristiche fisiche degli edifici (attraverso i certificati di prestazione energetica), ma mancano di dati di consumo reali per la validazione.

Ad oggi, si pone più che mai necessaria la presenza di sistemi di monitoraggio che vadano a calibrare correttamente la potenza delle macchine, ci si augura in futuro uno sviluppo della sensoristica, che sia anche ben integrata con l'involucro dell'edificio. Inoltre, la conoscenza delle nuove tecnologie non si ferma a quelle citate in questa tesi, dunque, si può sempre giocare con le migliori combinazioni di macchine per creare dei nuovi impianti in grado di fornire le migliori prestazioni e contemporaneamente anche il maggiore risparmio adatte all'esigenza dell'edificio.

Appendice

Derivazione della formula dell'evaporazione dalla convezione naturale

La formula è derivata usando l'analogia tra calore e bilancio di massa, considerando che la superficie dell'acqua sia orizzontale con la superficie riscaldata verso l'alto.

Il tasso di evaporazione è dato dalla relazione (Eckert and Drake 1972):

$$E_0 = h_M \rho_w (W_w - W_r) \quad (A1)$$

La densità dell'aria deve essere valutata considerando la temperatura dell'aria sullo strato di superficie dell'acqua come raccomandato da Kusuda (1965).

Il trasferimento di calore durante la convezione naturale turbolenta verso una piastra riscaldata rivolta verso l'alto è dato dalla seguente relazione (McAdams 1954):

$$Nu = 0.14(Gr_H Pr)^{1/3} \quad (A2)$$

Utilizzando l'analogia tra il trasferimento di calore e quello di massa, la corrispondente relazione per il trasferimento di materia è:

$$Sh = 0.14(Gr_M Sc)^{1/3} \quad (A3)$$

Gr_M è definito come (Eckert e Drake 1972):

$$Gr_M = \frac{\gamma g (W_w - W_r) L^3 \rho^2}{\mu^2} \quad (A4)$$

Dove:

$$\gamma = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial W} \right) \quad (A5)$$

Quest'ultima espressione può essere scritta in forma semplificata come:

$$\gamma = \frac{\rho_r - \rho_w}{\rho (W_w - W_r)} \quad (A6)$$

Sostituendo l'A6 in A4:

$$Gr_M = \frac{g(\rho_r - \rho_w) L^3 \rho}{\mu^2} \quad (A7)$$

Usando l'equazione A7 e la definizione di Sh ed Sc:

$$Sh = \frac{h_M L}{D}$$

$$Sc = \frac{\nu}{D}$$

L'equazione A3 diventa:

$$\frac{h_M L}{D} = 0.14 \left[\frac{(\rho_r - \rho_w) g L^3}{\mu D} \right]^{1/3} \quad (A8)$$

Combinando l'equazione A1 e A8:

$$E_0 = 0.14 g^{1/3} D^{2/3} \mu^{-1/3} \rho_w (\rho_r - \rho_w)^{1/3} (W_w - W_r) \quad (A9)$$

Il valore $(D^{2/3} \mu^{-1/3})$ non varia molto nell'intervallo tipico delle condizioni dell'aria in ambiente. Inserendo un valore medio, l'equazione A9 diventa:

$$E_0 = C \rho_w (\rho_r - \rho_w)^{1/3} (W_w - W_r) \quad (A10)$$

Con $C=35$ nel SI.

È degno di nota che le Equazioni A9 e A10 siano state derivate teoricamente senza alcun aggiustamento empirico.

Derivazione della formula dell'evaporazione dalla convezione forzata

Per il trasferimento di calore durante il flusso di aria su una piastra orizzontale riscaldata con regime turbolento, il numero di Nusselt medio per la piastra è dato da:

$$Nu = (0.036 Re_L^{0.8} - 836) Pr^{1/3} \quad (A11)$$

Utilizzando l'analogia tra il trasferimento di calore e quello di massa, la corrispondente relazione per il trasferimento di materia è:

$$Sh = (0.036 Re_L^{0.8} - 836) Sc^{1/3} \quad (A12)$$

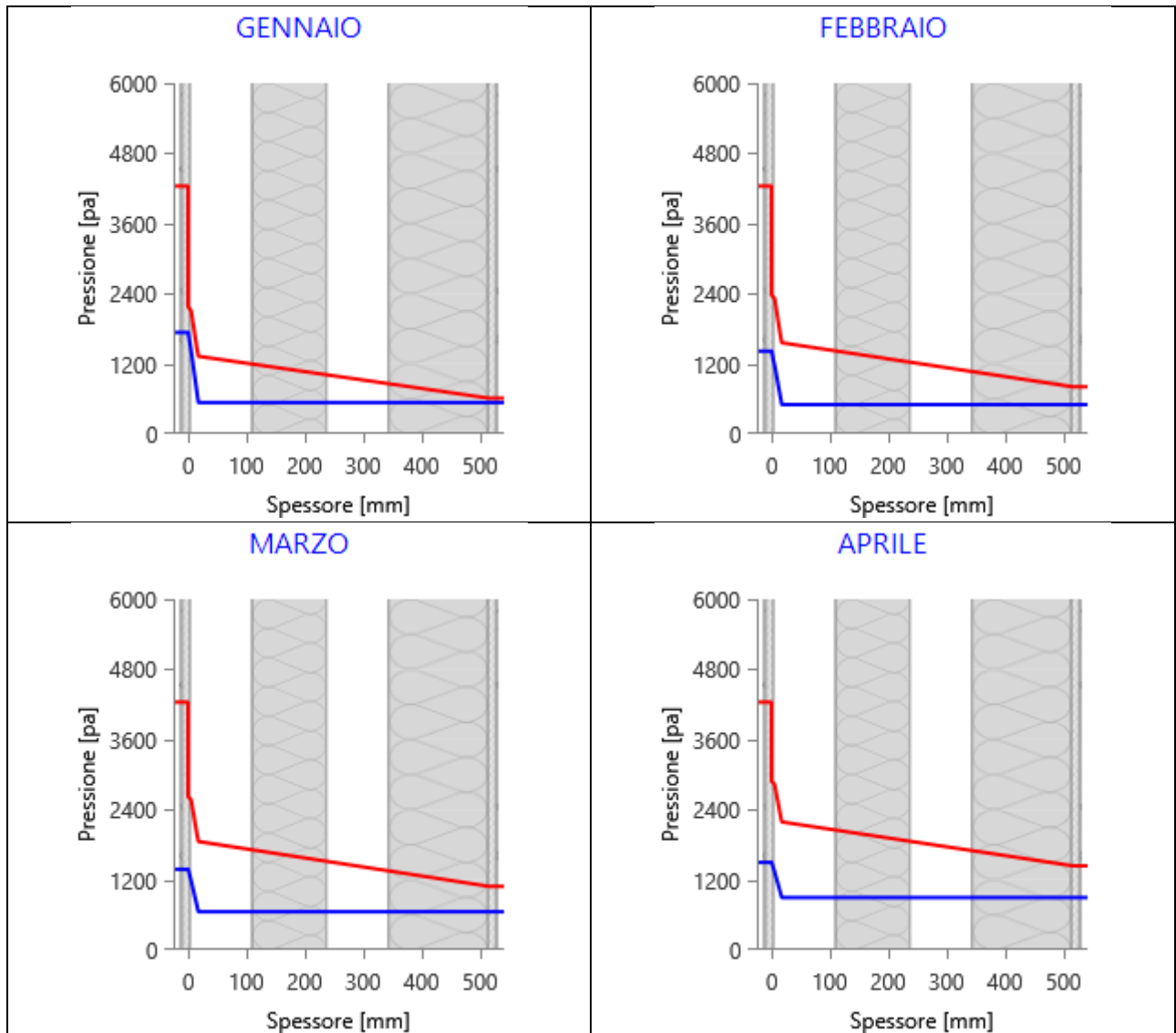
La viscosità e il numero di Schmidt dell'aria variano molto poco nelle condizioni tipiche dell'aria. Prendendo un valore medio per essi e sostituendo una relazione empirica per il coefficiente di diffusività, si ottiene la seguente formula per acqua-aria in unità SI:

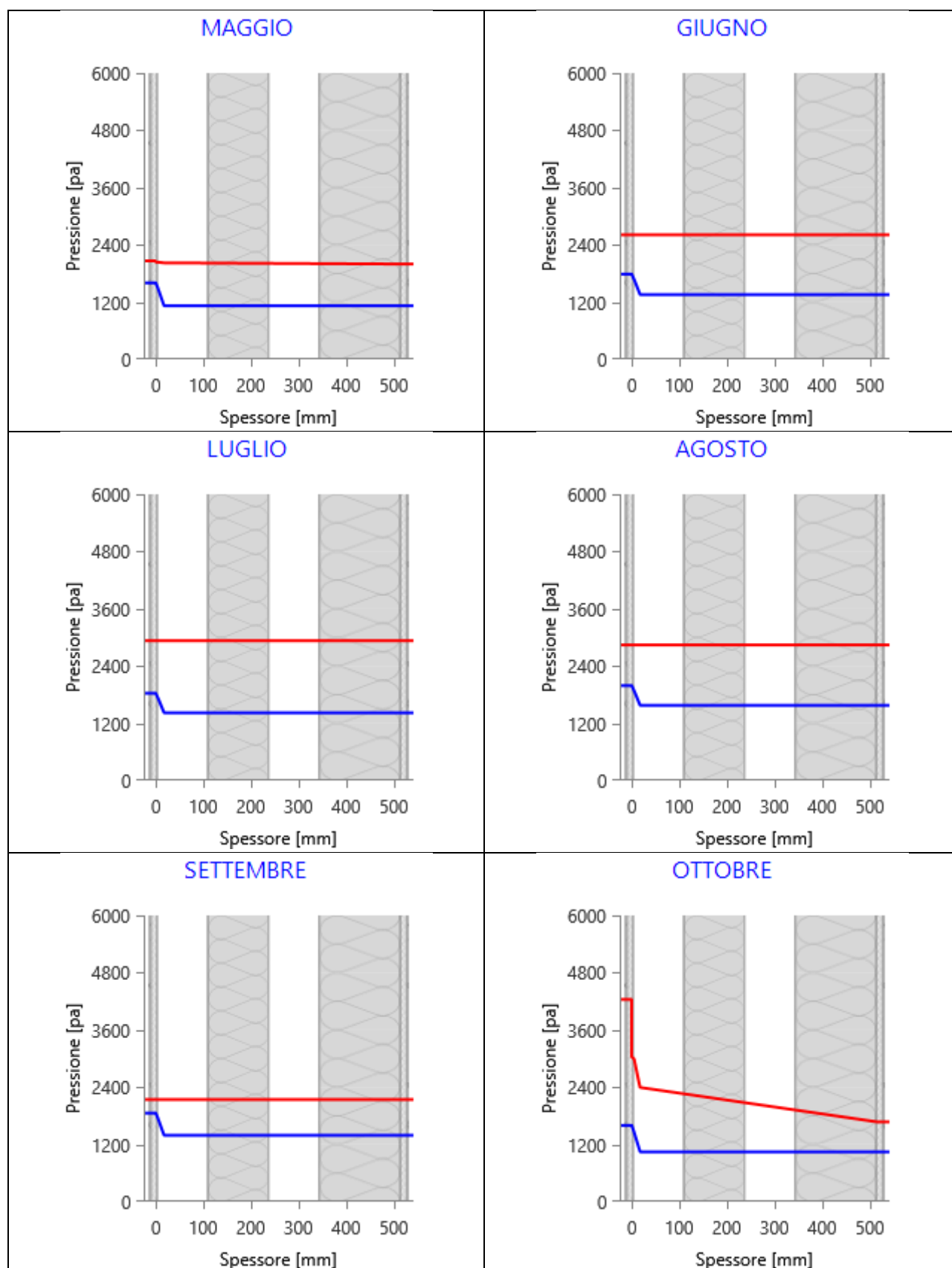
$$E_0 = (0.0016t + 0.22) L^{-1} [2.54 (Lu \rho_a)^{0.8} - 256] \rho_w (W_w - W_a) \quad (A13)$$

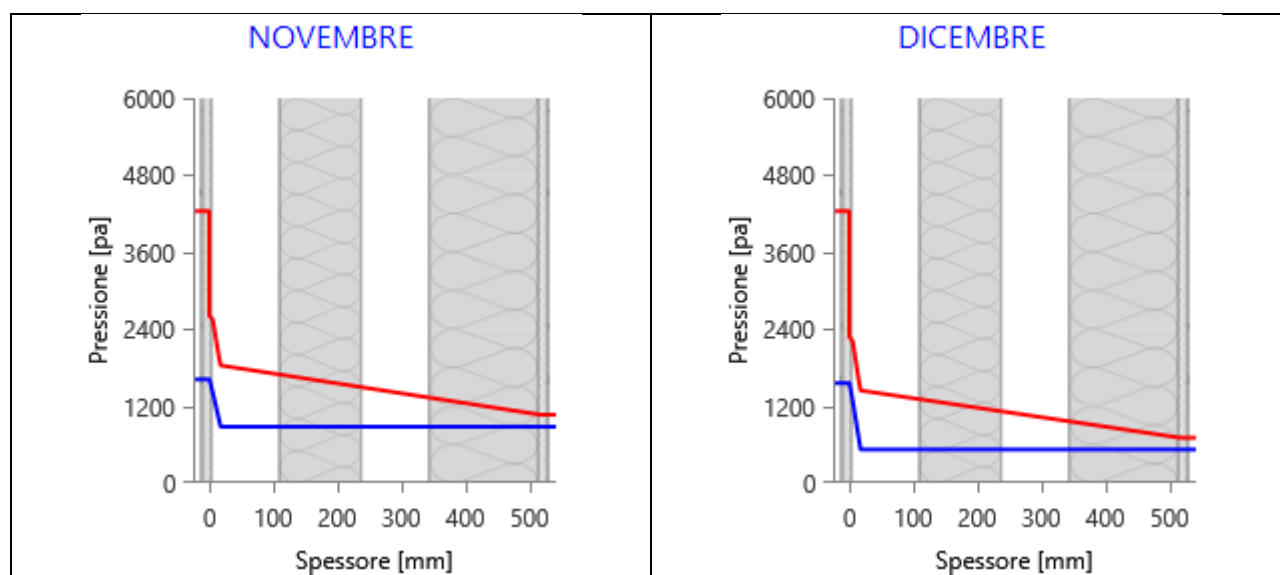
Dove u è la velocità della corrente libera in m/min e L è la lunghezza della piscina nella direzione del flusso d'aria in metri. Le uniche due grandezze che non sono delle costanti sono ρ_a e ρ_w , dato che W_w e W_a rappresentano rispettivamente l'umidità assoluta al pelo libero dell'acqua e dell'aria.

Grafici della pressione

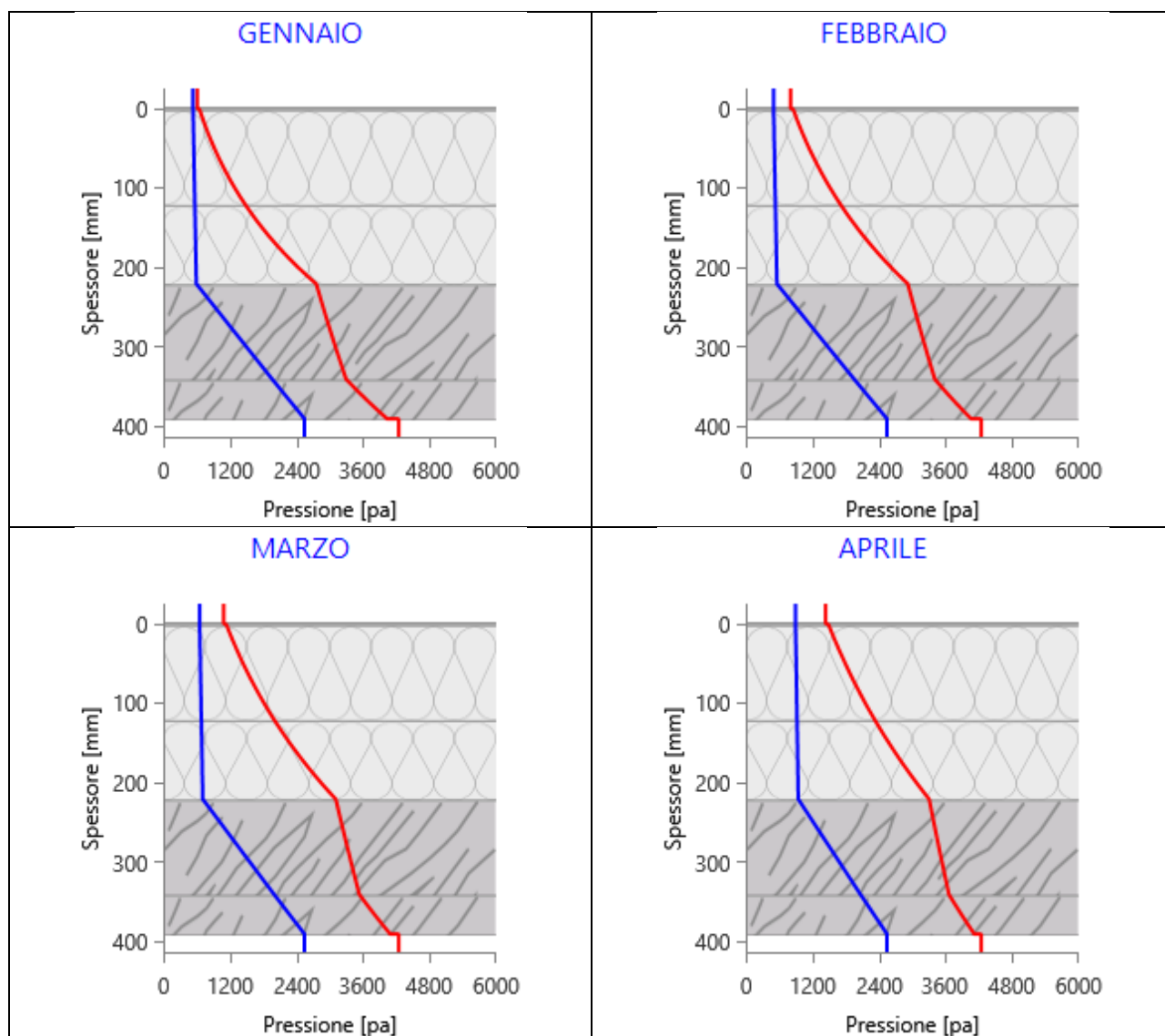
In rosso è indicata la pressione critica e in blu la pressione all'interno dello strato, partendo dalla parete verticale:



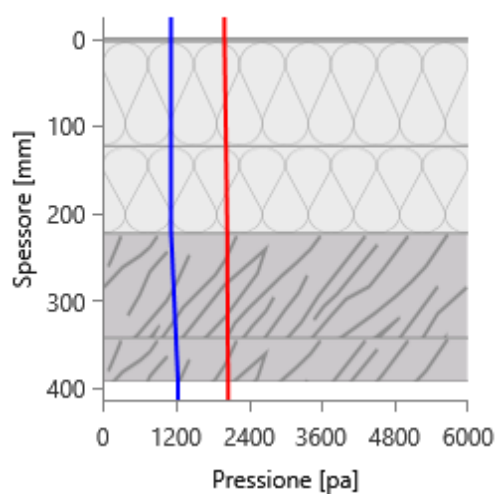




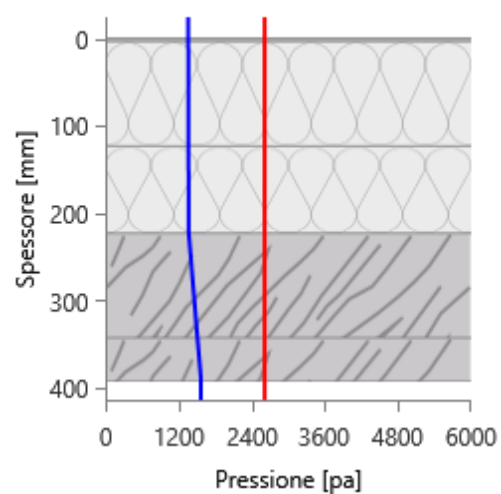
Fino alla copertura:



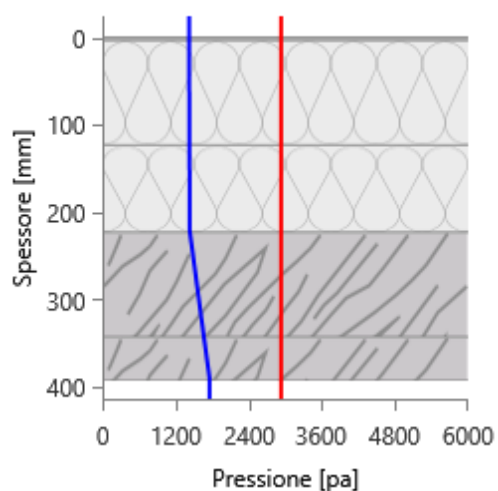
MAGGIO



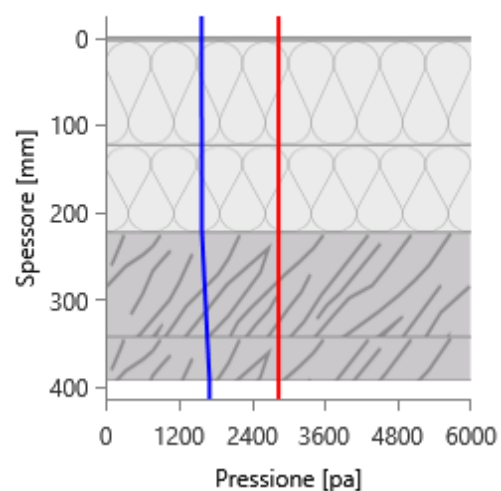
GIUGNO



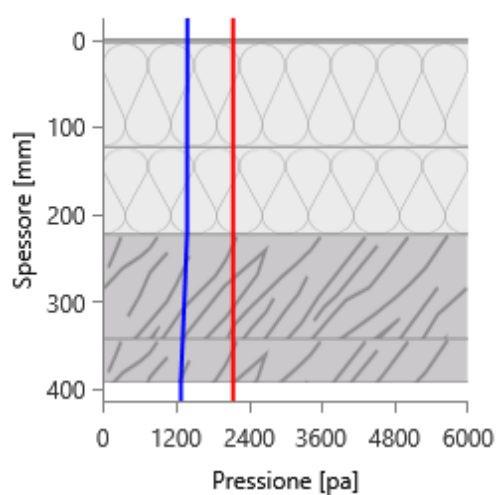
LUGLIO



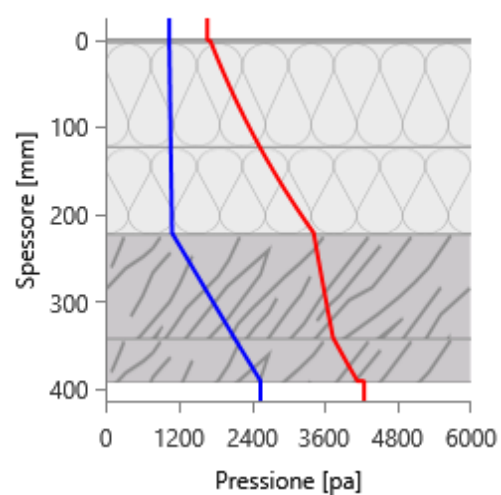
AGOSTO

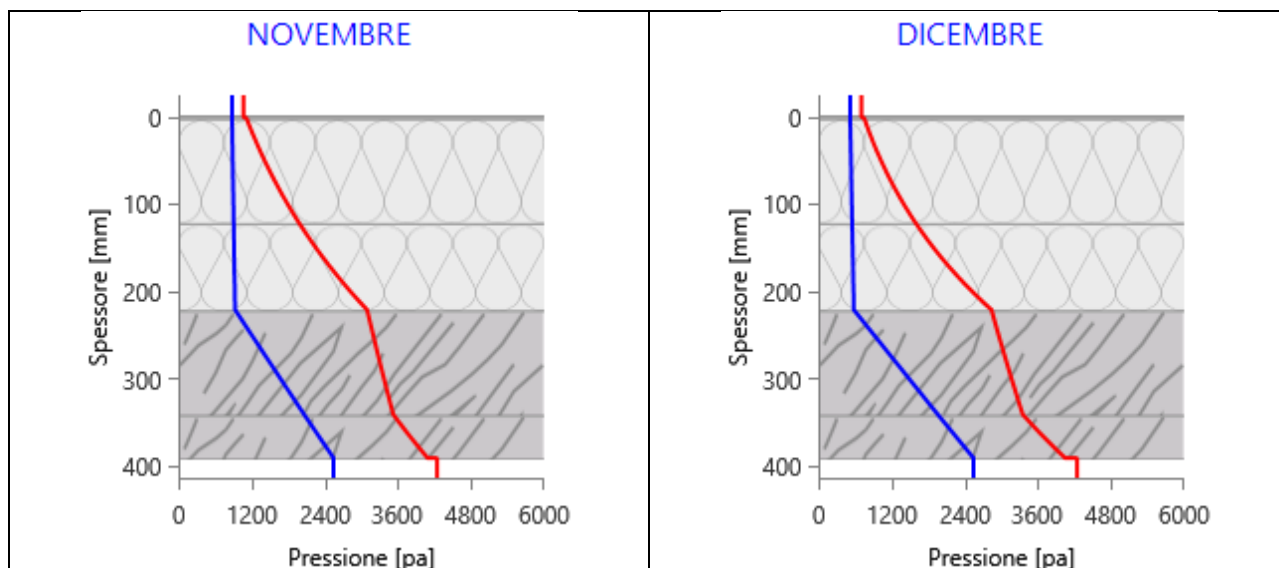


SETTEMBRE



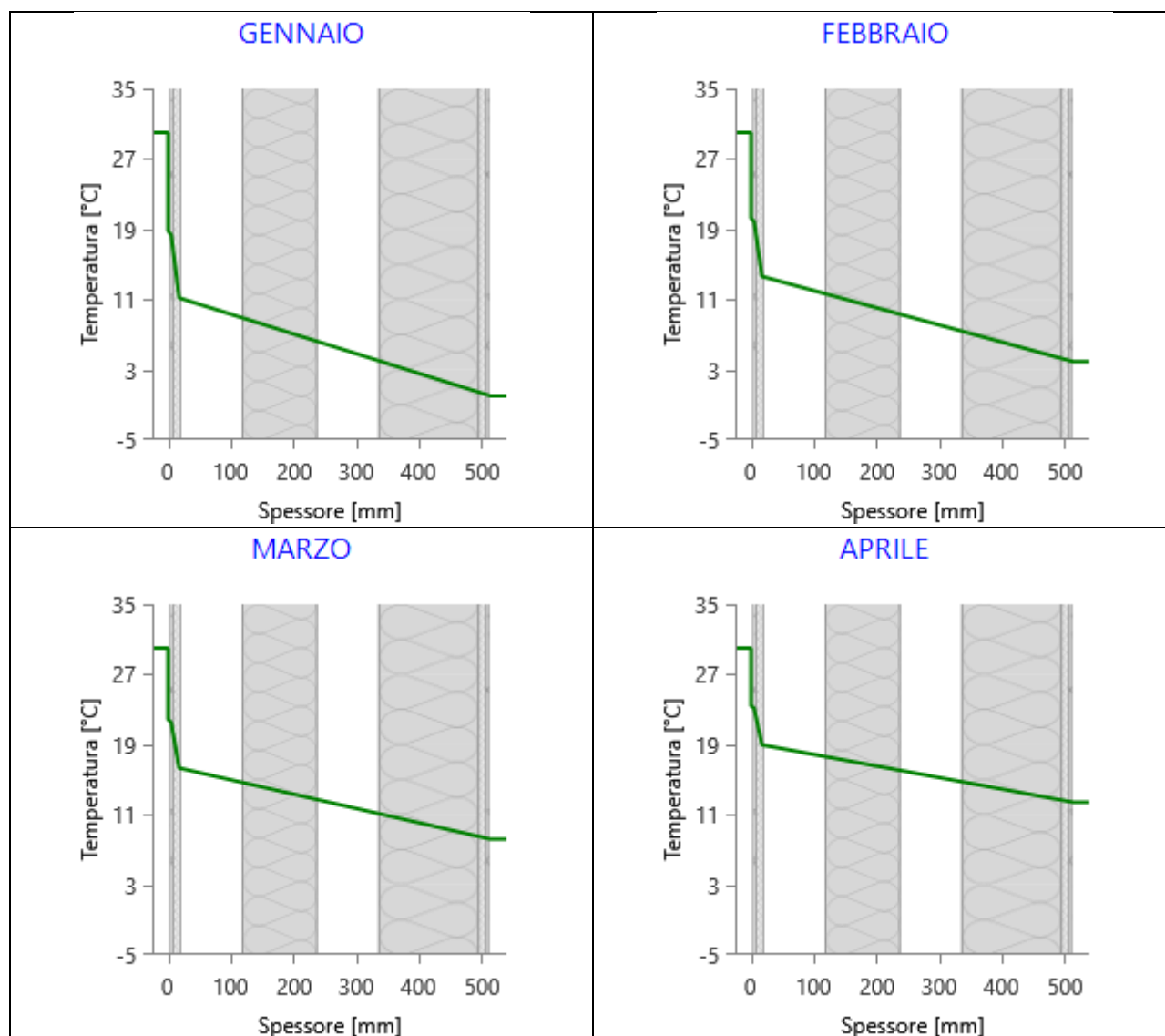
OTTOBRE

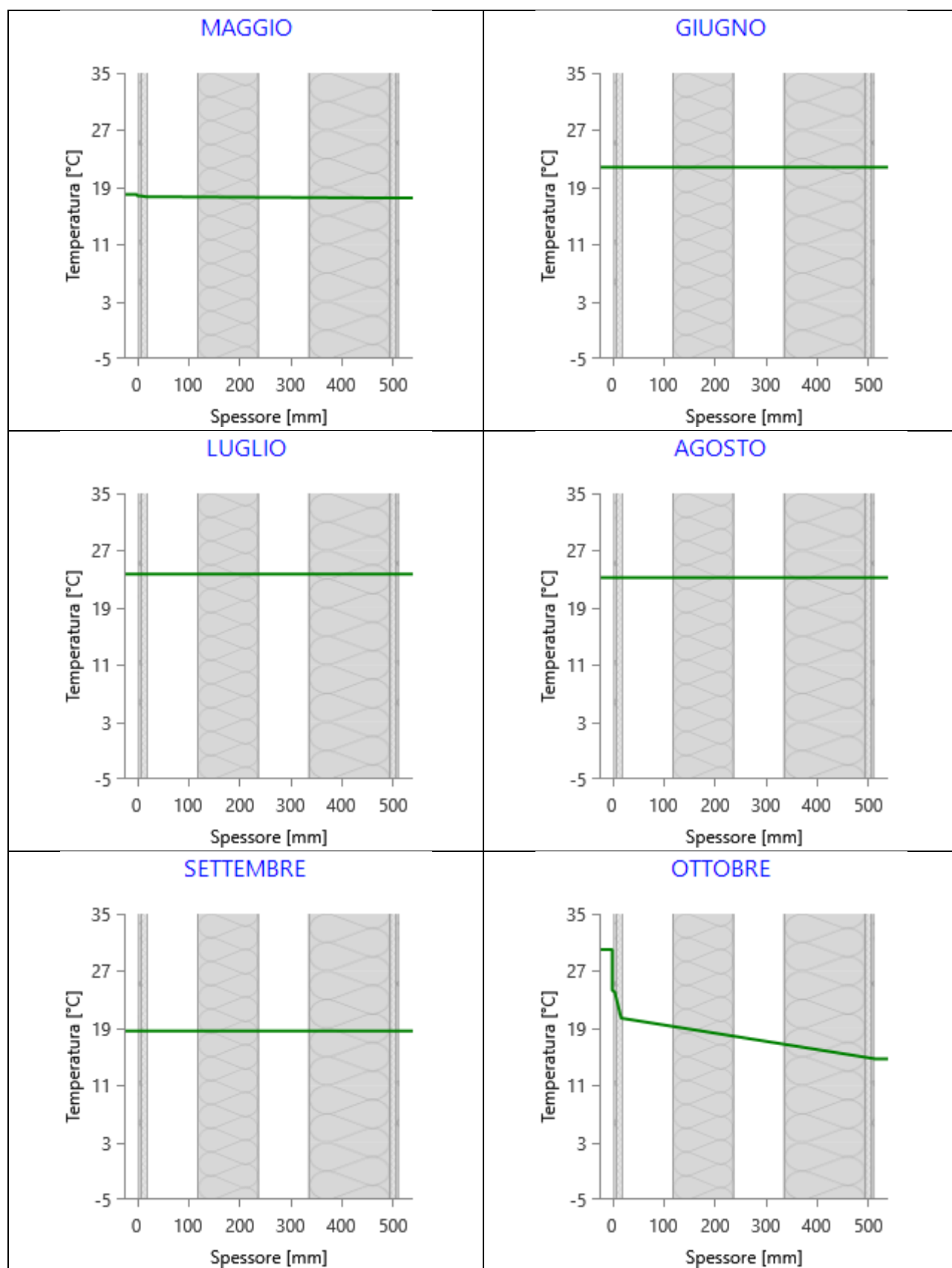


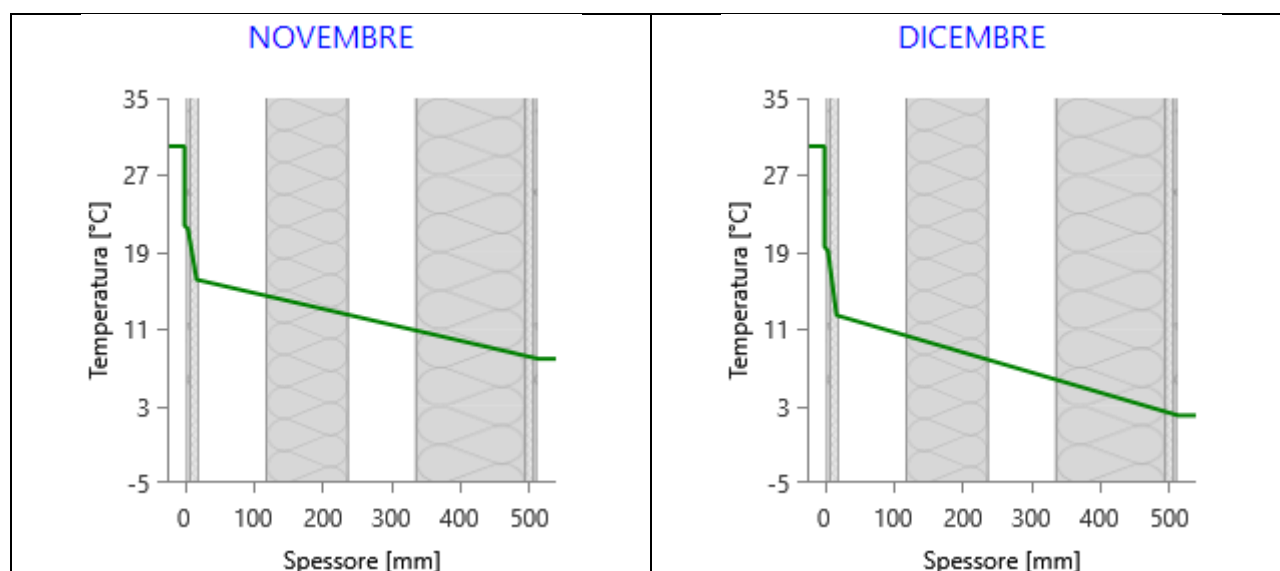


Grafici della temperatura

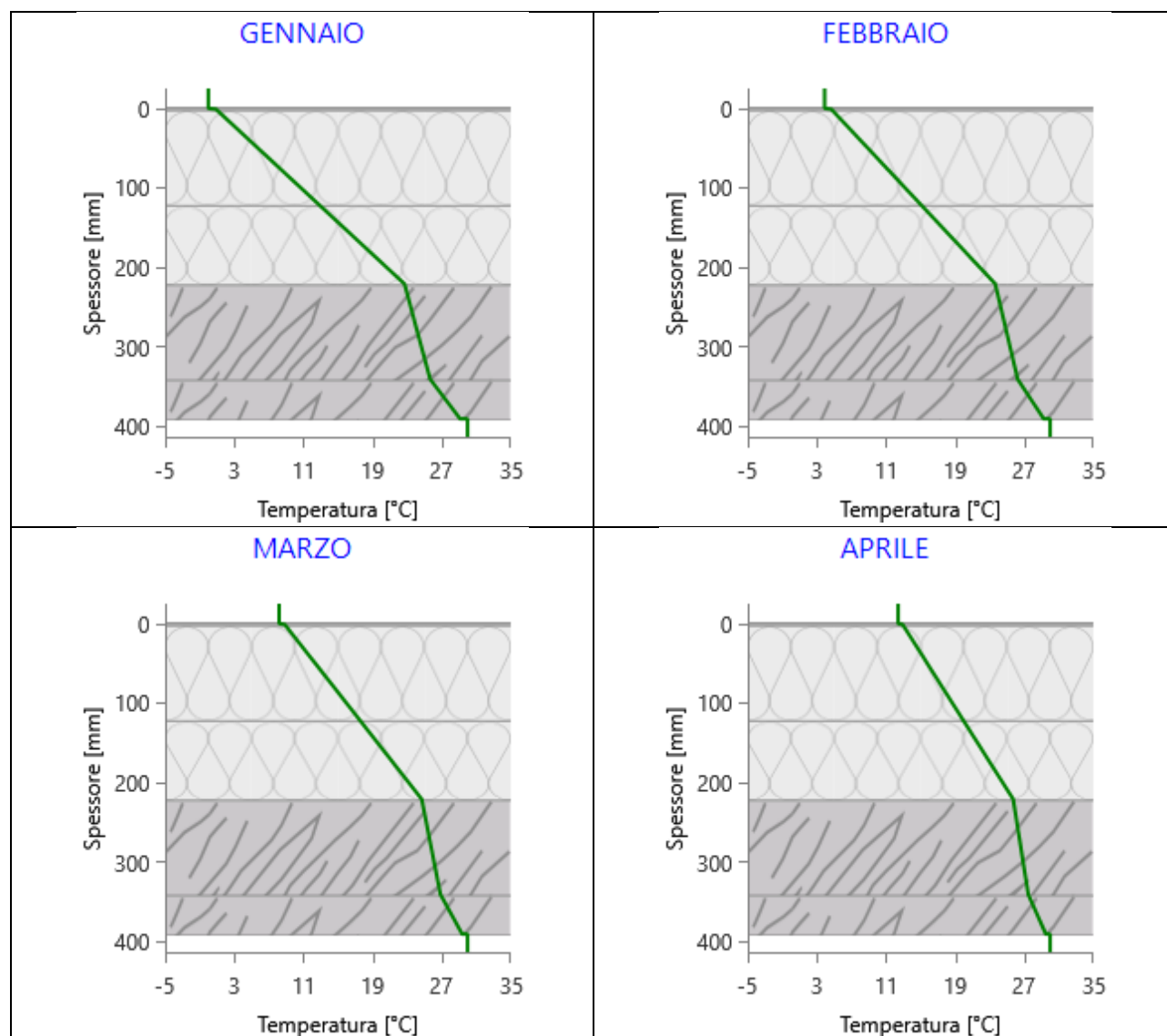
Parete verticale:



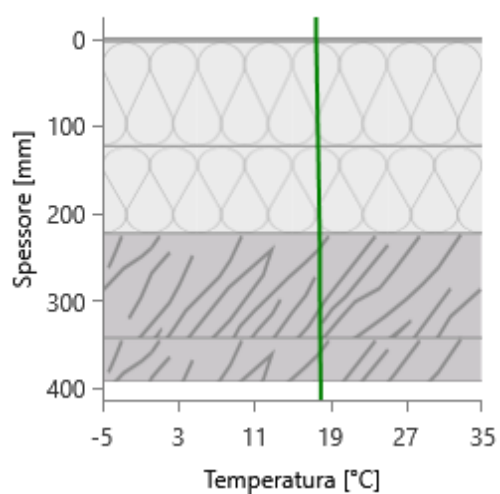




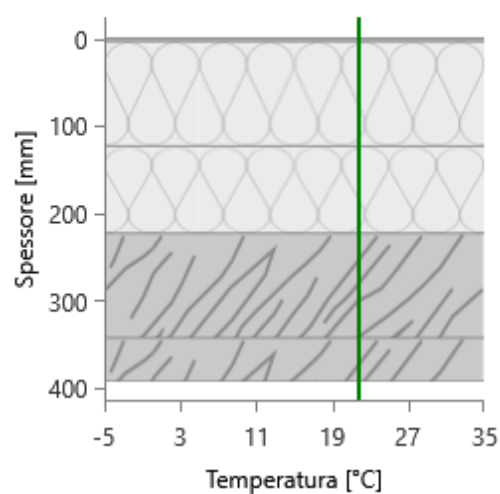
Copertura:



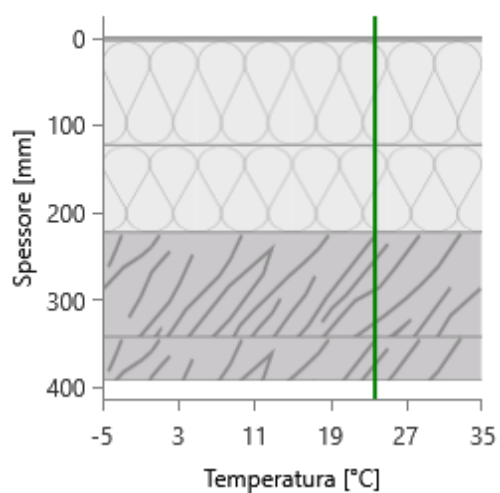
MAGGIO



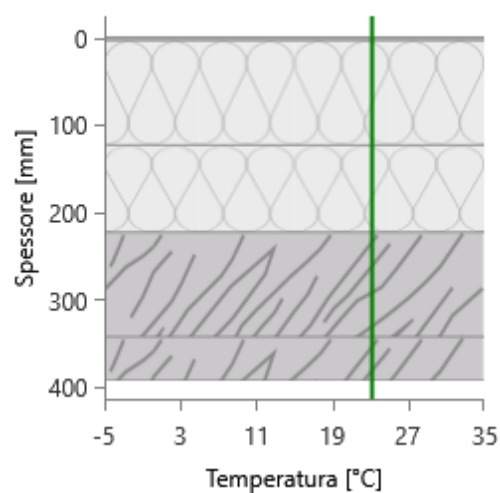
GIUGNO



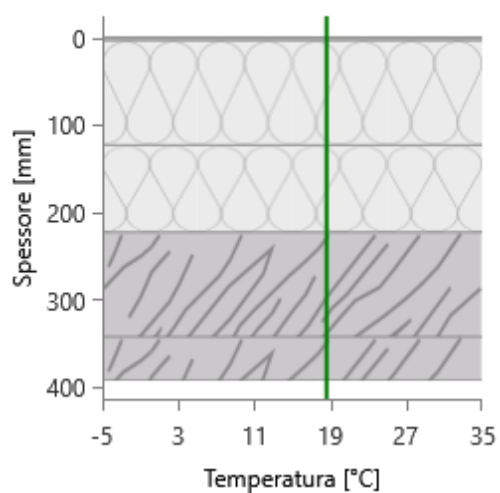
LUGLIO



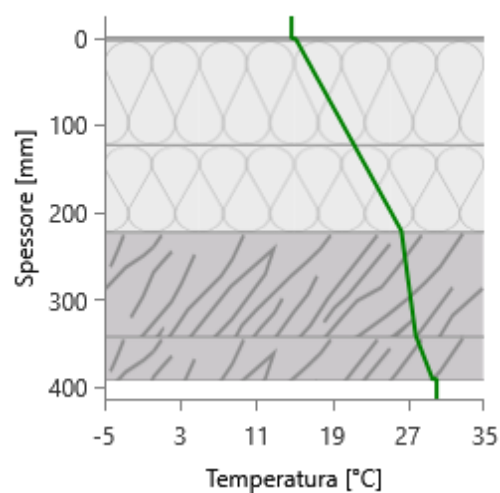
AGOSTO

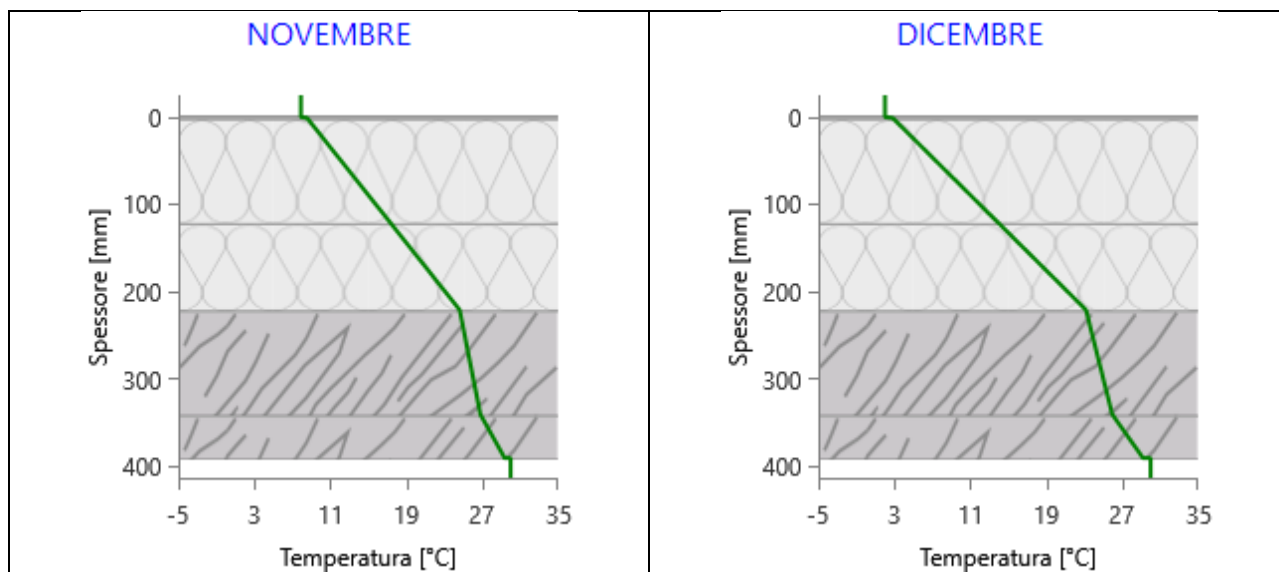


SETTEMBRE

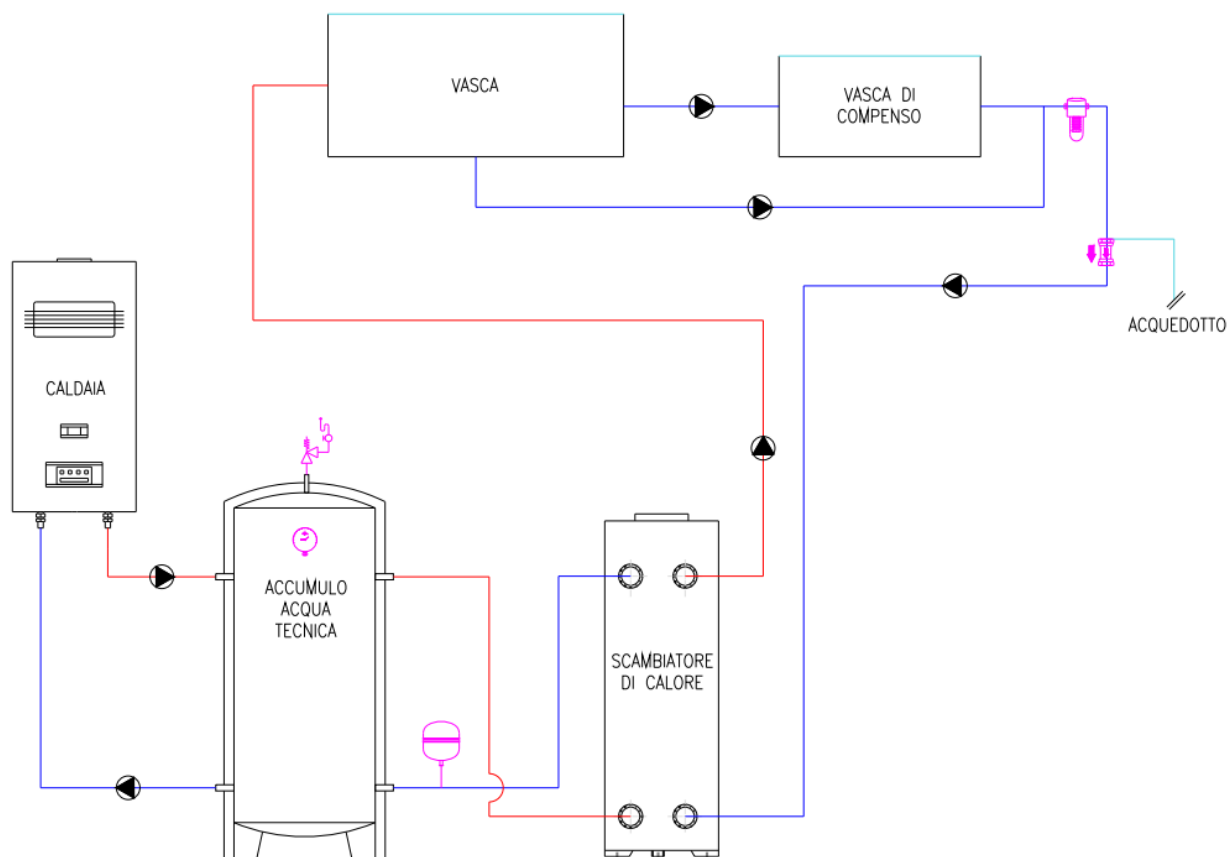


OTTOBRE

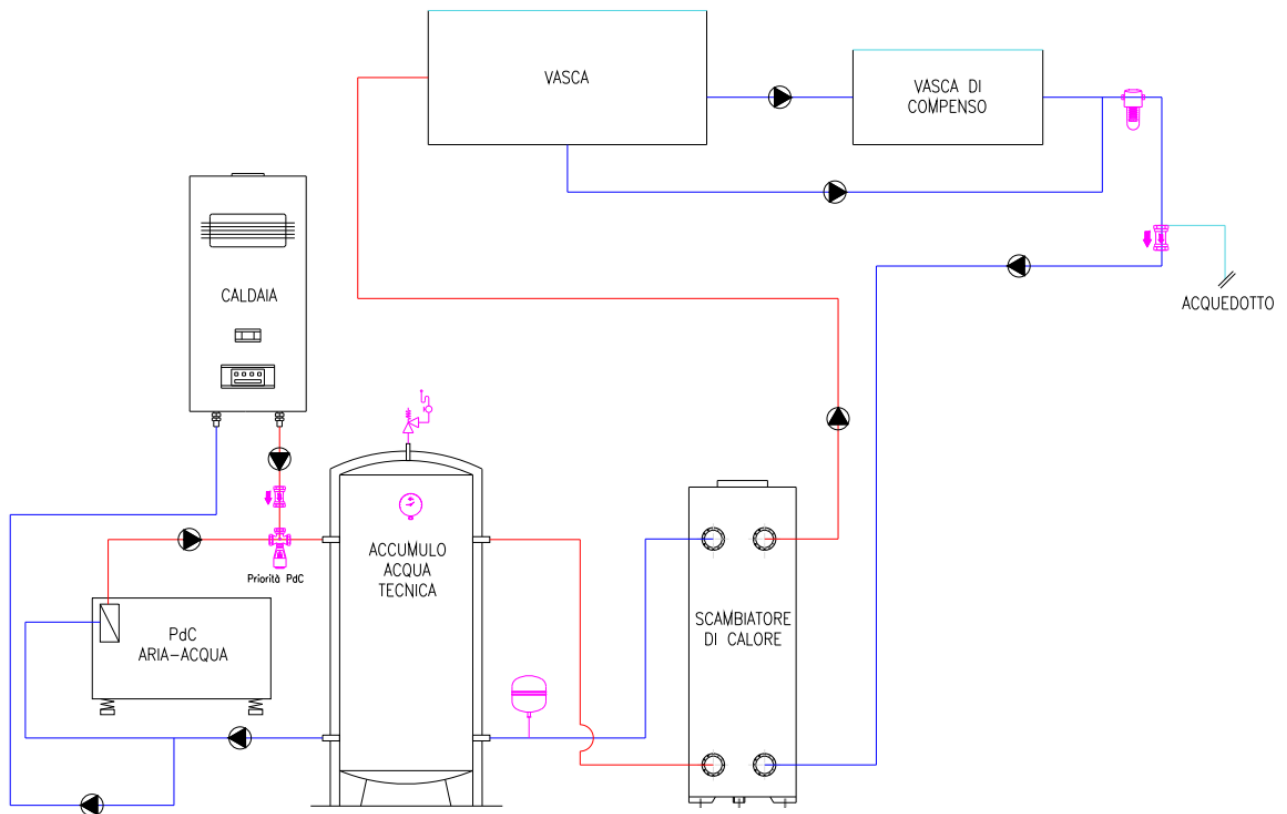




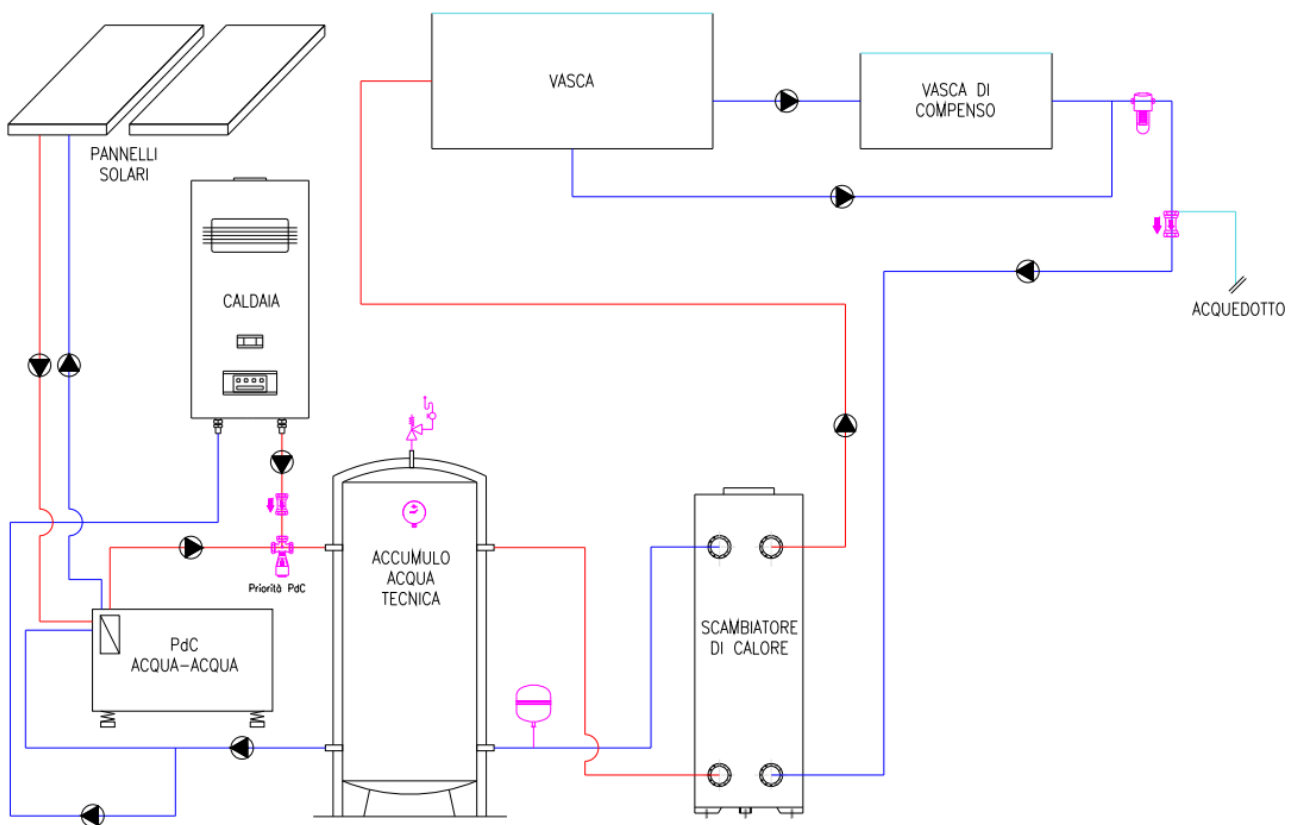
Schema caldaia



Schema fotovoltaico

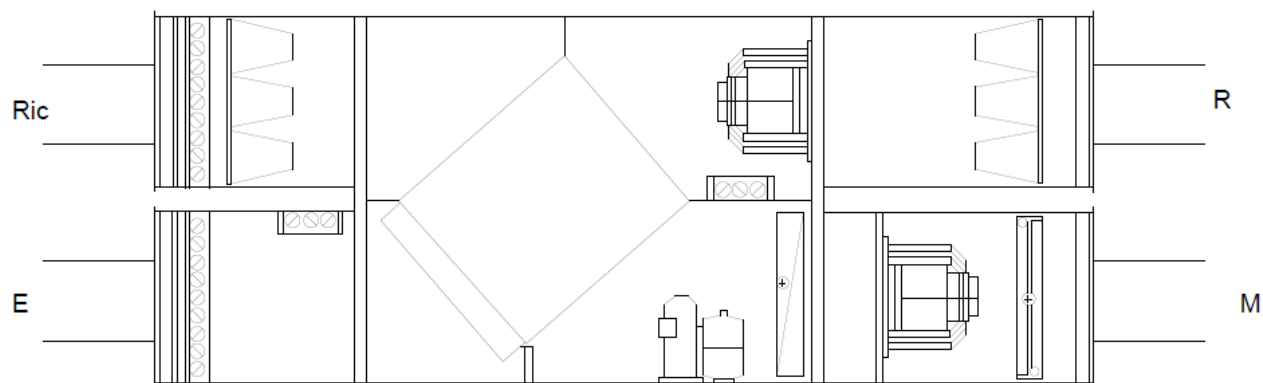


Schema solare



***Schema ibrido PVT uguale al solare con l'aggiunta di produzione di energia elettrica**

Schema aeraulico



Ric: aria di ripresa dall'ambiente interno e ricircolata (modalità notturna)

E: aria presa dall'esterno

R: aria ripresa dall'ambiente interno ed in parte miscelata con aria esterna

M: aria mandata nell'ambiente

Bibliografia

- [1] Ole Øiene Smedegård, Bjørn Aas, Jørn Stene, Laurent Georges & Salvatore Carlucci . **Systematic and data-driven literature review of the energy and indoor environmental performance of swimming facilities**, in <https://link.springer.com/article/10.1007/s12053-021-09985-6>. Pubblicato il 18 settembre 2021
- [2] **STRATEGIA ITALIANA DI LUNGO TERMINE SULLA RIDUZIONE DELLE EMISSIONI DEI GAS A EFFETTO SERRA**, in https://ec.europa.eu/clima/sites/lts/lts_it_it.pdf. Pubblicato nel gennaio 2021
- [3] **Accordo Stato-Regioni**, in <https://www.gazzettaufficiale.it/eli/id/2003/03/03/03A02358/sg>. Pubblicato il 16 gennaio 2003
- [4] Yantong Li, Natasa Nord, Gongsheng Huang, Xin Li. **Swimming pool heating technology: A state-of-the-art review**, in <https://www.sciopen.com/article/10.1007/s12273-020-0669-3>. Pubblicato nel giugno 2021
- [5] **Aspetti igienico sanitari per la costruzione, la manutenzione e la vigilanza delle piscine a uso natatorio**, in <https://www.assopiscine.it/wp-content/uploads/2020/11/DGR-EMILIA-ROMAGNA.pdf#4>. Pubblicato il 18 luglio 2005
- [6] M. Mohammed Shah. **Methods for calculation of evaporation from swimming pools and other water surfaces**, in https://www.researchgate.net/publication/287857391_Methods_for_calculation_of_evaporation_from_swimming_pools_and_other_water_surfaces. Pubblicato nel gennaio 2014
- [7] Ole Øiene Smedegård, Jørn Stene, Laurent Georges. **Quantifying the Influence of the Pool Cover on the Water Evaporation Rate in Indoor Swimming Halls**, in https://www.researchgate.net/publication/398022226_Quantifying_the_Influence_of_the_Pool_Cover_on_the_Water_Evaporation_Rate_in_Indoor_Swimming_Halls. Pubblicato nell'agosto 2025
- [8] Jonathan Smegal, John Straube, Chris Schumacher, Aaron Grin. **Best practices for a successful natatorium enclosure**, in [Smegal-FINAL.pdf](#). Pubblicato nel 2024

- [9] **Manuale Edilclima EC700**, in <https://www.edilclima.it/>.
- [10] Younes Benakcha, Matthieu Labat, Ion Hazyuk, Stéphane Ginestet. **Analysis of air-water coupled transfer in indoor swimming pools and its impact on indoor air quality and energy consumption**, in <https://hal.science/hal-04974510>. Pubblicato nel 2024
- [11] **Guidelines for safe recreational water environments**, in <https://iris.who.int/server/api/core/bitstreams/14e5fc6d-26bf-4c35-ba8d-a167a2d2e928/content>.
- [12] Lester T. Lee, Tianren Wu, Brandon E. Boor, Ernest R. Blatchley III. **Dynamic behavior of gas-phase NCl_3 and CO_2 in indoor pool facilities**, in <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132323001154>. Pubblicato l'1 aprile 2023
- [13] Younes Benakcha, Matthieu Labat, Ion Hazyuk, Stéphane Ginestet. **Numerical Analysis of the Impact of Water Temperature Setpoint and Energy Strategies on Indoor Pool Performance**, in <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X25008709>. Pubblicato il 3 novembre 2025
- [14] Katarzyna Ratajczak, Edward Szczechowiak. **The Use of a Heat Pump in a Ventilation Unit as an Economical and Ecological Source of Heat for the Ventilation System of an Indoor Swimming Pool Facility**, in <https://www.mdpi.com/1996-1073/13/24/6695>. Pubblicato il 18 dicembre 2020
- [15] Luca A. Tagliafico, Federico Scarpa, Giulio Tagliafico, Federico Valsuani. **An approach to energy saving assessment of solar assisted heat pumps for swimming pool water heating**, in <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S037877881200518X>. Pubblicato nel dicembre 2012
- [16] Ralph Eismann, Sebastian Hummel, Federico Giovannetti. **A Thermal-Hydraulic Model for the Stagnation of Solar Thermal Systems with Flat-Plate Collector Arrays**, in <https://www.mdpi.com/1996-1073/14/3/733>. Pubblicato il 30 gennaio 2021
- [17] Wojciech Luboń, Artur Jachimowski, Michał Łyczba, Grzegorz Pełka, Mateusz Wygoda, Dominika Dawiec, Roger Książek, Wojciech Sorociak, Klaudia Krawiec. **Management of Energy Production in a Hybrid Combination of a Heat Pump and a Photovoltaic Thermal (PVT) Collector**, in <https://www.mdpi.com/1996-1073/18/13/3463>. Pubblicato l'1 luglio 2025

- [18] Qingfa Meng, Honglie Shen, Xuemei Li. **Field investigation and cause analysis for a rooftop photovoltaic system fire incident**, in [Indagine sul campo e analisi delle cause per un incendio in un impianto fotovoltaico sul tetto - ScienceDirect](#). Pubblicato il 12 febbraio 2026
- [19] Livio de Santoli, Gianluigi Lo Basso, Gianfranco Caruso, Francesco Mancini. **Cogenerazione integrata in un sistema ibrido con motore ad idrometano per un impianto natatorio**, in https://www.researchgate.net/publication/308414725_Cogenerazione_integrata_in_un_sistema_ibrido_con_motore_ad_idrometano_per_un_impianto_natatorio. Pubblicato nel settembre 2011
- [20] João Gomes, Diogo Cabral, Björn Karlsson. **Defining an Annual Energy Output Ratio between Solar Thermal Collectors and Photovoltaic Modules**, in [Definizione di un rapporto annuale di emissione energetica tra collettori solari termici e moduli fotovoltaici](#). Pubblicato l'1 agosto 2022
- [21] **PVGIS**, in https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/tools.html
- [22] **ELENCO REGIONALE DEI PREZZI DELLE OPERE PUBBLICHE DELLA REGIONE EMILIA-ROMAGNA ANNUALITA' 2026**, in https://territorio.regione.emilia-romagna.it/osservatorio/elenco_regionale_prezzi/prezzario-2026
- [23] **Costo di un impianto solare termico**, in <https://www.costruzionisolari.com/quanto-costa-un-impianto-solare-termico/>
- [24] **MODALITA' E CRITERI PER LA CONCESSIONE DI CONTRIBUTI PER LA REALIZZAZIONE DI INTERVENTI PER LA RIQUALIFICAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI PUBBLICI E DELL'EDILIZIA RESIDENZIALE PUBBLICA**, in <https://fesr.regione.emilia-romagna.it/programmi-e-strategie/por-fesr/archivio-opportunita-2014-2020/2016/riqualificazione-energetica-degli-edifici-pubblici/presentazione-domanda/modificabando2016.pdf#9#7>. Pubblicato nel 2014
- [25] **Engineering Reference**, in https://energyplus.net/assets/nrel_custom/pdfs/pdfs_v26.1.0/EngineeringReference.pdf
- [26] Franz Bianco Mauthe Degerfeld, Matteo Piro, Giovanna De Luca, Ilaria Ballarini, Vincenzo Corrado. **The application of EN ISO 52016-1 to assess building cost-optimal energy performance levels in Italy**, in

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352484723011563>. Pubblicato il 23 Agosto 2023

[27] Jean Jonathan Duverge, Priyadarsini Rajagopalan, Robert Fuller, Jin Woo. **Energy and water benchmarks for aquatic centres in Victoria, Australia**, in [Parametri di riferimento energetici e idrici per i centri acquatici di Victoria, Australia - ScienceDirect](#). Pubblicato il 12 agosto 2018

[28] Anna Mika, Joanna Wyczarska-Kokot, Anna Lempart-Rapacewicz. **Comparative Analysis of Design Solutions in Terms of Heat and Electricity Demand with Actual Consumption in a Selected Swimming Pool Facility**, in [Analisi comparativa delle soluzioni di progettazione in termini di domanda di calore ed elettricità con il consumo effettivo in una struttura di piscina selezionata](#). Pubblicato il 17 settembre 2025

[29] E. Trianti-Stourna, K. Spyropoulou, C. Theofylaktos, K. Droutsas, C.A. Balaras, M. Santamouris, D.N. Asimakopoulos, G. Lazaropoulou, N. Papanikolaou. **Energy conservation strategies for sports centers: Part B. Swimming pools**, in <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778897000418?via%3Dihub>. Pubblicato il 19 giugno 1998

[30] Mathieu Lebon, Hachimi Fellouah, Nicolas Galanis, Abdelhakim Limane & Nasreddine Guerfala. **Numerical analysis and field measurements of the airflow patterns and thermal comfort in an indoor swimming pool: a case study**, in [Analisi numerica e misurazioni sul campo dei modelli di flusso d'aria e del comfort termico in una piscina coperta: uno studio di caso | Efficienza energetica | Collegamento Naturalistico Springer](#). Pubblicato il 17 agosto 2016

[31] **Pannelli solari ibridi**, in <https://www.zonneplan.nl/kenniscentrum/zonnepanelen/soorten-zonnepanelen/hybride-zonnepanelen>.

[32] Lone Meertens, Jelger Jansen, Lieve Helsen. **Development and Experimental Validation of an Unglazed Photovoltaic-Thermal Collector Modelica Model that only needs Datasheet Parameters**, in https://www.researchgate.net/publication/396870457_Development_and_Experimental_Validation_of_an_Unglazed_Photovoltaic-Thermal_Collector_Modelica_Model_that_only_needs_Datasheet_Parameters. Pubblicato nell'ottobre 2025

[33] Valentina González Becerra, Patricio Valdivia-Lefort, Rodrigo Barraza, Jesús García García. **Electrical Model Analysis for Bifacial PV Modules Using Real Performance Data in Laboratory**, in <https://www.mdpi.com/1996-1073/17/23/5868>. Pubblicato il 22 novembre 2024

[34] **PIANO ECONOMICO E FINANZIARIO DEL PROGETTO**, in <https://serviziambiente.regione.emilia-romagna.it/viavasweb/ricerca/dettaglio/6767>. Pubblicato il 25 novembre 2025

Ringraziamenti

I ringraziamenti sono dedicati a tutti coloro i quali hanno contribuito allo sviluppo della tesi e del mio percorso di studi, partendo dall'aiuto tecnico e la minuziosità del professore Alberto Muscio, che mi ha fatto appassionare alla progettazione degli impianti e alla gestione dell'energia, seguendo le sue lezioni con un interesse mai mostrato prima in questi anni di studio; giungendo all'ingegnere Marco Goldoni ed il suo team, Valentina e Laura, che hanno gettato le basi e mi hanno fornito gli strumenti adeguati a procedere con ordine senza perdermi nell'immensa mole di dati ed articoli, coccolandomi e facendomi sentire completamente a mio agio e fornendomi spunti ed idee preziose.

Questi due anni fuori dalla mia terra non sono stati per nulla facili e a rendermeli più leggeri sono state Maria Sole e Diletta, che mi hanno sopportato e supportato ogni giorno, con loro si è creata una piccola comunità che condivide la stessa voglia di mettersi in gioco, le stesse sofferenze della distanza da casa, ma anche la voglia di scoprire gente nuova ed una città nuova prendendo diversi punti di riferimento e diventando padrone di essa. Le ringrazio perché sono state pronte ad ascoltarmi dopo giornate sfiananti, a collaborare nel disordine ed a festeggiare non solo i compleanni ma anche i più piccoli successi, volendoci un gran bene.

Ringrazio infinitamente chi mi sta accanto da sempre, i miei amici di giù così soprannominati quando racconto di loro in giro, che mi conoscono come le mie tasche e di cui vado molto fiera, grazie per aver avuto il tempo di una videochiamata, di un messaggio, di un pensiero. Ammetto che mi sono spesso rifugiata negli attimi di malinconia nelle serate divertenti e nelle foto e nei video della galleria del telefono riuscendo a tirarmi nuovamente su. Quando torno per le vacanze vengo accolta come se avessi fatto un viaggio intercontinentale e vi ringrazio perché la gioia che mi avete mostrato è stata triplicata rispetto al solito.

Ringrazio la mia famiglia che mi ha spinto in questa nuova avventura dandomi ali per volare e consigli per iniziare a vivere la vita da adulti, non facendomi mancare mai nulla, compreso il cibo, e rasserenandomi quando le cose a casa non andavano bene (ma abbiamo superato, in parte, anche quelle). Gli esami non sarebbero andati bene, mamma, senza quel bacio della buona fortuna in fronte, che tu dici sia solo un caso perché esalti la mia bravura e la mia sicurezza in quello che faccio che a volte hanno vacillato.

Giunti alla fine, dopo infinite lacrime, non mi resta che ringraziare te, Stefano, sei entrato come un lampo nella mia vita stravolgendola completamente, cosa importa che tu sia arrivato a metà percorso? Per me è come se ci conoscessimo da sempre, solo tu hai visto tutte le sfaccettature di questo lavoro, tutte le gioie condivise come se fossero vittorie anche tue, tutti i sacrifici e gli ostacoli della vita da fuorisede riuscendo ad incastrare studio, attività sportiva e vita sociale, dandomi la serenità che avevo perso, pronto a tirarmi su di morale anche quando il mondo mi stava per crollare addosso. Sei il mio punto fermo e non ti ringrazierò mai abbastanza per far rallentare i miei battiti cardiaci quando sto in tensione e farli accelerare quando mi sento amata.

Infine, ringrazio me stessa, per la determinazione e la forza mentale impiegata in questo ultimo percorso di studi all'Università (perché non si smette mai di imparare), seguendo le mie passioni e portando a casa risultati soddisfacenti nonostante la mancanza di sonno accumulata ed il tempo impiegato per la normale sopravvivenza, il tutto impreziosito dalla malinconia di casa.