

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali
Corso di laurea in Ingegneria Gestionale

Tesi di Laurea Magistrale

*Analisi teorico sperimentale del raffrescamento
di un edificio storico mediante pompa di calore
ad acqua di falda*

Relatore: Ch.mo Prof. Renato Lazzarin

Correlatori: Prof. Marco Noro, Ing. Andrea D'Ascanio,
Ing. Giacomo Bagarella

Laureando: Marco Rizzetto

Anno Accademico 2014-2015

Ringraziamenti:

Voglio ringraziare per questo percorso di studi la mia famiglia :Claudio, Cristina e Silvia, che mi ha sempre spinto ad arrivare alla fine, anche quando sembrava lontana . Secondi, ma non per importanza, i miei nonni Ernesto e Carmelita, che da sempre mi aiutano a capire cos'è davvero importante nella vita(i peperoni gialli dell'orto innanzitutto). Poi volevo ringraziare lo zio Paul Flag, per essere, più che uno zio, un vero amico e compagno di avventure. Ringrazio per aver contribuito a rallentare notevolmente il percorso di studi, ma anche per avergli dato un senso più bello, gli amici di sempre: Trip, Gec, Bano , Mana, Abe, Kla, Dru , Piro, Gas, Remi, Giacopuz and so on.

Per questa tesi ringrazio intanto il collega e amico Borga, che ha contribuito in maniera fondamentale alla riuscita finale . Poi ringrazio Giacomo Bagarella, che ci ha sopportati ed aiutati per lungo tempo. Ringrazio Andrea D'Ascanio per averci insegnato molto in questi mesi di S.C.S.A. e le persone che lavorano in S.C.S.A. per averci accolto con così tanta simpatia e così tanto cibo. Ringrazio infine i Proff. Marco Noro e Renato Lazzarin per averci dato la possibilità di seguire questo progetto.

Marco

Sommario

Introduzione	5
Capitolo 1.....	9
1.1 Gli impianti di climatizzazione	9
1.2. Funzionamento della Pompa di Calore	9
1.3 Prestazioni energetiche della pompa di calore.....	15
1.4 Sorgenti termiche alternative per la pompa di calore	19
1.5 Il mercato delle pompe di calore	27
Capitolo 2.....	31
2.1 L'edificio.....	31
2.2 L'impianto	34
Capitolo 3.....	43
3.1 Descrizione del sistema di monitoraggio	43
3.2 La prima relazione tecnica periodica di S.C.S.A.	48
3.3 La seconda relazione tecnica periodica di S.C.S.A.....	49
3.4 Monitoraggio dei consumi energetici nell'estate 2014	54
3.5 Monitoraggio stagione invernale 2014/2015	64
3.6 Monitoraggio energetico estate 2015	73
Capitolo 4.....	91
4.1 Il software Trnsys	91
4.2 La simulazione dell'edificio	93
4.3 Validazione dei fabbisogni termici simulati con i fabbisogni dai monitoraggi dell'estate 2014 e 2015	111
Capitolo 5.....	119
5.1 Costruzione del modello in Simulation Studio.....	119
5.2 La simulazione.....	129
5.3 Analisi What-if tramite simulazione.....	141
Conclusioni.....	157
Bibliografia	161

Introduzione

I temi della riduzione delle emissioni nocive e del risparmio energetico, inducono sempre di più i paesi industrializzati a porre attenzione sull'uso razionale delle risorse energetiche. Restringendo il campo alla questione relativa alla climatizzazione degli edifici, si può affermare che questa voce incide in maniera consistente sul bilancio energetico di un paese. Si pensi che nel mondo il 37% dell'energia è impiegata nel settore industriale, il 20 % in quello dei trasporti di persone e l'11 % è attribuito ai consumi domestici, di cui la climatizzazione è la voce principale. Per questo motivo sono molti gli sforzi in quest'ambito, volti ad un uso quanto più efficiente e razionale possibile delle risorse energetiche.

All'interno del settore tuttavia sono ancora molto diffuse le tecnologie tradizionali: per il riscaldamento si impiega ancora nella maggioranza dei casi la caldaia tradizionale, tecnologia ormai obsoleta, mentre per il raffrescamento estivo si utilizza ancora diffusamente il classico climatizzatore (senza inversione di ciclo).

Una tecnologia che si è affermata ormai già da anni come valida e solida alternativa, sia alle tecnologie tradizionali estive, che invernali, è la Pompa di Calore. Innanzitutto proprio per il suo duplice impiego, che consiste nell'utilizzare l'apparecchiatura in estate come un comune climatizzatore ed in inverno come appunto una 'pompa di calore', semplicemente invertendo la direzione del ciclo termodinamico che il refrigerante compie al suo interno. Per le pompe di calore è necessario fare una distinzione in base alla sorgente termica impiegata: infatti risulta possibile accoppiare l'apparecchiatura sia all'aria, ma anche ad acque di fiumi o laghi, al terreno, ad acque sotterranee, solare termico e PV-T.

Per quanto riguarda l'aria va detto che ad oggi è ancora la sorgente più comunemente impiegata e che non è però conveniente sotto molteplici aspetti. Primo tra tutti la variabilità del profilo annuale di temperatura a cui l'aria è a disposizione per l'impiego nella climatizzazione, in paesi ad esempio come l'Italia, caratterizzati da una consistente escursione termica stagionale. Tale caratteristica ne rende l'impiego sia estivo che invernale spesso dispendioso dal punto energetico: la differenza di temperatura tra le due sorgenti termiche coinvolte, è infatti molto elevata in entrambi i casi e le prestazioni della macchina ne risentono molto.

Si sta invece affermando come possibilità potenzialmente molto più vantaggiosa, l'impiego delle acque superficiali come sorgente/pozzo termico da accoppiare alla pompa di calore. In primis perché rispetto al principale difetto dell'aria come fonte energetica, il profilo di temperatura a cui l'acqua superficiale è a disposizione nel corso dell'anno è pressoché costante e ad un livello energetico molto più conveniente sia in inverno che in estate. Basti pensare che assumendo, verosimilmente, la temperatura di una falda sotterranea come quella presente nel sottosuolo di Vicenza, attorno ai 15°C per tutto l'anno, si avrebbe il verificarsi di due situazioni:

- in inverno la pompa di calore lavorerebbe tra una sorgente di calore a 15°C, invece che con aria a 0°C , con il conseguente impiego molto minore di energia per rendere disponibile il calore al livello termico di un ambiente abitato (circa 22°C);
- in estate la pompa di calore dovrebbe estrarre calore da un ambiente abitato (circa 26°C) e cederlo ad un pozzo termico a livello termico inferiore (acqua a 15°C), con una spesa energetica certamente minore, invece che ad aria esterna più calda.

Nella realtà le cose non stanno esattamente così: un' impianto ad acqua di falda infatti ,per funzionare in maniera efficace, necessita di circuiti intermedi ed apparecchiature ausiliarie (pompe di circolazione principalmente) . Si pone quindi al centro dell'attenzione, la questione relativa all'ottimizzazione del funzionamento di tali impianti, al fine rendere effettive le potenzialità energetiche che presentano. Un caso che si presta perfettamente come esempio di quanto appena detto, è proprio l'oggetto della tesi, ossia l'Impianto Idrotermico a pompa di calore a servizio della Basilica Palladiana di Vicenza. Quest'ultimo rappresenta un caso particolarmente degno di nota in quanto si tratta innanzitutto di un edificio storico e di dimensioni imponenti, quindi le potenze in gioco sono elevate e richiedono una gestione molto accurata. In secondo luogo la sorgente termica impiegata è la falda acquifera che si trova nel sottosuolo della Città di Vicenza e l'utilizzo a scopo geotermico per questo impianto, rappresenta la prima concessione che l'Amministrazione Comunale effettua in tale senso.

L'attività di monitoraggio delle prestazioni dell'impianto e quindi anche dell'impiego efficiente della risorsa idrica svolta dallo studio S.C.S.A. di Vicenza è infatti volta soprattutto a scoprire se questo primo esperimento concesso dall'amministrazione, presenti effettivamente dei vantaggi rispetto alle tecnologie tradizionali che avrebbero potuto essere impiegate in alternativa. Oltre a questo viene chiesto ai consulenti dello studio di ottimizzare, attraverso interventi sulla regolazione dell'impianto e sull'impianto stesso, il funzionamento di quest'ultimo , nel caso in cui si presentassero delle inefficienze.

La tesi si propone come obiettivo quello di analizzare in maniera approfondita i dati a disposizione dal sistema di monitoraggio presente in Basilica, al fine di far emergere degli indicatori di prestazione quanto più precisi possibile. I dati a disposizione per l'analisi partono dalla stagione estiva 2014 ed arrivano alla stagione estiva appena terminata. E' possibile pertanto effettuare un confronto tra le prestazioni delle due stagioni estive, al fine di comprendere se gli interventi ad opera dei consulenti, hanno portato ad effettivi miglioramenti energetici e quindi a dei risparmi economici. Un secondo obiettivo è poi stato quello di simulare in maniera dinamica il funzionamento del sistema edificio-impianto, sempre per quanto riguarda il regime estivo, attraverso il Software commerciale Trnsys 17. Questo ha permesso di ottenere un modello che si prestasse alla simulazione di altri interventi sulla regolazione e sull'impianto, al fine di stimare i potenziali benefici di questi interventi.

La tesi si articola nei seguenti capitoli:

- Il primo capitolo tratta in maniera generale dei tipi di tecnologia a disposizione nella climatizzazione degli edifici, ed in particolare dei tipi di sorgente termica che è possibile impiegare nella climatizzazione tramite pompa di calore.
- Il secondo capitolo descrive dettagliatamente le caratteristiche dell'edificio oggetto della climatizzazione, la Basilica Palladiana e dell'impianto idrotermico a pompa di calore al suo servizio.
- Il terzo capitolo descrive le caratteristiche del sistema di monitoraggio presente in Basilica ed analizza i dati relativi alle tre stagioni di climatizzazione fino ad ora monitorate:
 - estate 2014;
 - inverno 2014-2015;
 - estate 2015.
- Il quarto capitolo descrive la simulazione dinamica in Trnsys dei carichi termici estivi dell'edificio.
- Il quinto ed ultimo capitolo descrive la simulazione dinamica del sistema edificio-impianto in Trnsys ,in regime di funzionamento estivo e le simulazioni di interventi migliorativi effettuate, nonché i risultati ottenuti.

Capitolo 1

Climatizzazione degli edifici mediante Pompa di Calore

In questo capitolo si tratterà delle possibilità di impiego di impianti a pompa di calore per riscaldare e raffrescare un ambiente, si descriveranno le caratteristiche tecniche della pompa di calore, il mercato di tali macchine ed i principali aspetti economico gestionali che le caratterizzano.

1.1 Gli impianti di climatizzazione

Gli impianti di climatizzazione hanno come obiettivo ultimo quello di creare in un ambiente confinato da essi asservito, le condizioni ottimali di temperatura e di umidità dell'aria in modo da garantire il comfort per le persone che lo occupano.

I principali componenti di un impianto sono i seguenti:

- sistema di produzione del calore(caldaie, gruppi frigo, pompe di calore, pannelli solari,etc.);
- sistema di distribuzione(tubazioni per trasporto fluido termovettore);
- sistemi di erogazione (radiatori, ventilconvettori, pannelli radianti di vario tipo,etc.).

Per quanto riguarda il benessere termico igrometrico dell'ambiente asservito, si possono elencare una serie di parametri che ne influenzano la percezione da parte di un individuo:

- temperatura dell'aria;
- velocità dell'aria;
- purezza dell'aria;
- temperatura di parete;
- altri parametri soggettivi(attività fisica, vestiario,etc.).

1.1 Le Pompe di Calore

Questa tecnologia è ormai largamente diffusa nella climatizzazione e rappresenta al giorno d'oggi una scelta affidabile. Garantisce un'efficienza energetica in condizioni nominali ma anche in termini stagionali molto elevata e risulta conveniente anche rispetto alle migliori tecnologie a combustione(caldaia a condensazione).

1.2. Funzionamento della Pompa di Calore

La pompa di calore è una macchina che permette di "trasportare" dell'energia termica da un livello termico ad uno più elevato, attraverso l'impiego di lavoro, cioè consumando energia.

Il funzionamento può essere rappresentato da un ciclo termodinamico inverso, nel quale la macchina opera un trasferimento ciclico di calore tra una sorgente a bassa temperatura ed una a temperatura più alta, assorbendo lavoro meccanico di compressione.

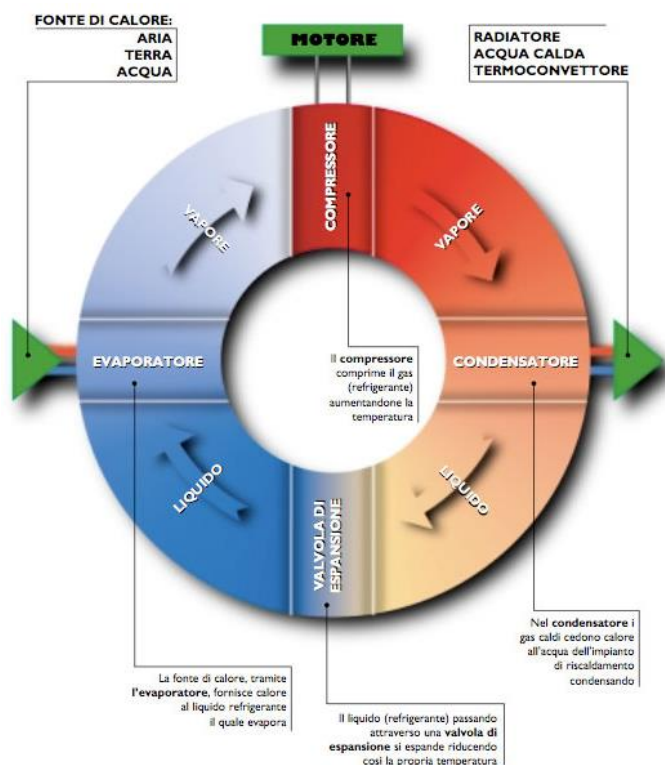


Figura 1.1: Il funzionamento di una pompa di calore

La (figura 1.1) evidenzia il principio alla base del funzionamento di una pompa di calore, gli elementi fondamentali che la compongono e gli elementi esterni con cui può interagire:

- sorgente a bassa temperatura (aria esterna, terreno, acque superficiali, acque sotterranee, etc.);
- evaporatore (scambiatore di calore che assorbe calore dalla sorgente a bassa temperatura);
- compressore azionato da un motore, nella maggior parte dei casi elettrico;
- condensatore (scambiatore di calore che cede calore alla sorgente ad alta temperatura);
- valvola di espansione;
- sistema di distribuzione del calore all'edificio (ventilconvettori, pannelli, etc.).

Per le pompe di calore va evidenziato che, in regime di riscaldamento, il miglior tipo di terminali in grado di garantire un efficiente funzionamento del sistema sono i pannelli radianti, in quanto richiedono una temperatura del fluido termovettore in genere attorno ai 30-35°C, più bassa rispetto a quella richiesta da radiatori o ventilconvettori (per questi ultimi è attorno ai 45°C). Nella Basilica Palladiana è presente un sistema di erogazione del calore a pannelli radianti a pavimento.

Le pompe di calore sono di norma reversibili: funzionano cioè in ciclo estivo come condizionatori ed in ciclo invernale riscaldando l'ambiente. Ciò è possibile grazie ad una semplice valvola di inversione di ciclo insieme ad un concepimento dell'impianto in termini di regolazione e di sistema di distribuzione del calore che garantisca un funzionamento efficiente per entrambi gli usi.

1.2.2 Tipologie di pompe di calore

Si possono classificare in base a vari aspetti:

- tipo di ciclo termodinamico (compressione di vapore, ad assorbimento);
- tipo di lavoro assorbito dal sistema (elettricità, gas, calore di recupero);
- tipo di sorgente termica (aria esterna, acqua, terreno, solare termico, etc.).

In genere si caratterizza una pompa di calore indicando anche la coppia di fluidi con cui viene scambiato il calore (aria/acqua, aria/aria, etc.)

1.2.3 Pompe di calore elettriche a compressione

Sono le macchine più comunemente impiegate. Si basano su un ciclo termodinamico inverso a compressione di vapore. Lavorano tra una sorgente ad alto livello termico (per esempio i 35 °C di dei pannelli radianti a pavimento) ed una a basso livello (per esempio gli 0 °C dell'aria esterna); a tali livelli di temperatura corrispondono due livelli di pressione che caratterizzano le trasformazioni di condensazione e di evaporazione del fluido refrigerante che circola all'interno della pompa di calore. Entrambe le trasformazioni sono caratterizzate dal cambiamento di fase del fluido e comportano all'evaporatore un assorbimento di "calore di evaporazione" da parte del fluido, mentre al condensatore una cessione di "calore di condensazione". Tale fluido deve compiere un ciclo. Il comportamento del fluido varia con proprietà termofisiche quali appunto pressione, temperatura ma anche volume specifico o termodinamiche come entropia, ed entalpia. Il comportamento al variare di queste proprietà è descritto da diagrammi sui quali vengono progettati i cicli termodinamici per macchine termiche o frigorifere, scegliendo il particolare fluido adatto all'applicazione.

1.2.4 Il ciclo inverso della pompa di calore

La pompa di calore elettrica utilizza un compressore elettrico per innalzare il calore assorbito all'evaporatore al livello termico necessario per poterlo cedere al condensatore, comprimendo il fluido. Per rendere questa operazione ripetibile nel tempo è necessario che il processo sia ciclico. Il ciclo (figura 1.2) si compone di 4 trasformazioni del fluido:

- Evaporazione;

- Compressione;
- Condensazione;
- Espansione (laminazione).

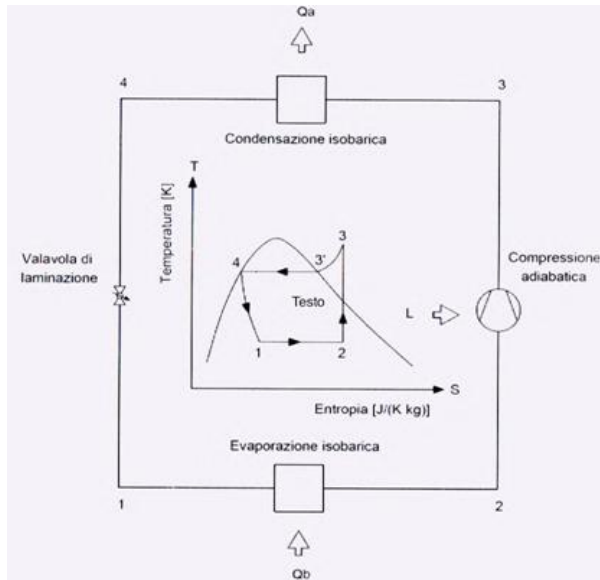


Figura 1.2: Ciclo inverso

La scelta del fluido delle trasformazioni si basa sull'efficienza ottenibile con le tecnologie a disposizione, tenendo conto delle numerose irreversibilità che caratterizzano il ciclo reale rispetto a quello ideale. Di norma si tratta di fluidi refrigeranti (R410 A, R407 C, etc.) e solo ultimamente si utilizzano anche fluidi naturali (anidride carbonica, ammoniaca, etc.).

Le 4 trasformazioni sono qui descritte dettagliatamente:

- (1-2) evaporazione: all'interno dello scambiatore che funge da evaporatore il fluido assorbe il calore di evaporazione dalla sorgente esterna a bassa temperatura;
- (2-3) compressione: il vapore così prodotto entra nel compressore elettrico che lo comprime innalzandone la pressione fino al livello di condensazione necessario, ciò induce anche un aumento della temperatura nel vapore che all'uscita dal compressore è surriscaldato, ovvero ad una temperatura maggiore di quella di un vapore saturo allo stesso livello di pressione ;
- (3-4) condensazione: all'interno dello scambiatore che funge da condensatore, il vapore surriscaldato cede calore all'altro serbatoio termico, inizialmente fino ad arrivare a condizioni di saturazione lungo l'isobara (3-3'), poi condensa a temperatura costante fino a tornare allo stato liquido;
- (4-1) laminazione: per tornare allo stato iniziale del ciclo, il fluido viene fatto passare attraverso un organo di laminazione, nel quale può espandersi e tornare al livello di pressione di evaporazione.

1.2.5 Il compressore

La macchina fondamentale per realizzare tale trasferimento di calore è il compressore, che innalza il fluido frigorigeno allo stato di vapore, dalla pressione di evaporazione a quella di condensazione. E' possibile incrementare la pressione del fluido riducendone il volume, nel caso dei compressori volumetrici, oppure, attraverso i compressori centrifughi, aumentandone la velocità e successivamente la pressione statica.

I compressori volumetrici sono caratterizzati da moto rotativo o alternativo. I rotativi a vite e gli alternativi sono i più diffusi nel settore residenziale e commerciale, oltre agli scroll che stanno riscuotendo un certo successo per le ottime prestazioni che sono in grado di offrire. Per applicazioni di taglia maggiore invece sono generalmente impiegati i compressori centrifughi

1.2.6 Scambiatori di calore

Questi elementi rendono possibile lo scambio termico tra il fluido interno alla pompa di calore ed il fluido esterno, che può essere aria o un fluido termovettore intermedio. La pompa di calore è provvista di 2 scambiatori di calore che fungono rispettivamente da evaporatore e da condensatore, ricoprendo tali funzionalità in modo alterno tra regime estivo ed invernale. Per l'aria la tipologia di scambiatore più comune è a batterie alettate (figura 1.3).

Se lo scambio termico avviene con acqua invece, le soluzioni possibili sono più di una:

- scambiatore a tubi concentrici(Figura 1.4);

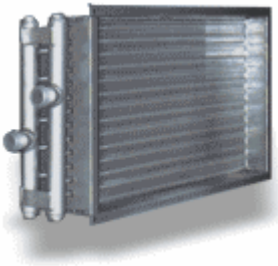


Figura 1.3: Scambiatore di calore a batterie alettate



Figura 1.4: Scambiatore a tubi concentrici

- scambiatore a fascio tubiero(Figura 1.5);

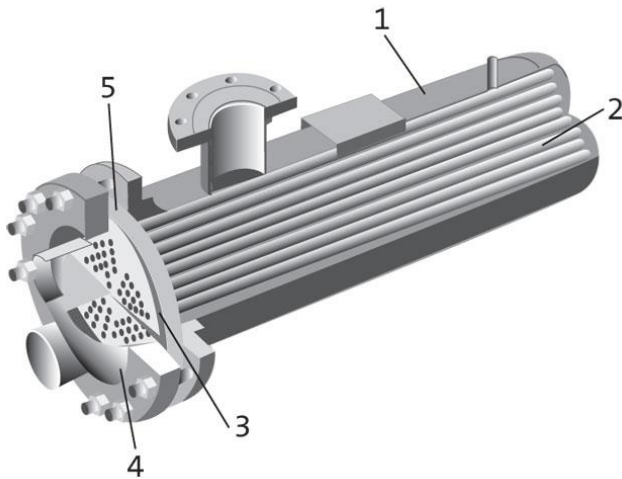


Figura 1.5: Scambiatore a fascio tubiero

- scambiatore a piastre (Figura 1.6);

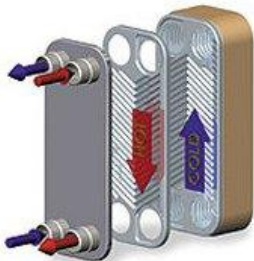


Figura 1.6 : Scambiatore a piastre

1.2.7 La valvola di laminazione

Questo elemento permette al fluido della pompa di calore di espandersi, perdendo quindi pressione e temperatura e riportandosi al livello termico dell'evaporatore. Nel più semplice dei casi consiste in un tubo capillare, fino ad arrivare a valvole con portata di fluido regolabile in funzione del carico termico richiesto. L'energia di pressione in ingresso viene degradata per attrito. Le valvole più comunemente impiegate sono termostatiche (TEV o TXV) e vengono collegate con un bulbo all'uscita dall'evaporatore; esistono anche possibilità elettroniche con regolazione più raffinata.

1.3 Prestazioni energetiche della pompa di calore

Per formalizzare le prestazioni di una pompa di calore, si definiscono innanzitutto i due livelli di temperatura tra cui essa lavora T_1 e T_2 , con $T_1 < T_2$. La pompa di calore è tipicamente reversibile ed è quindi utile definire degli indici di prestazione energetica significativi per il regime invernale e per quello estivo, in entrambi i casi valutando il rapporto tra l'energia utile e quella spesa. Si definiscano Q_1 il calore scambiato con il serbatoio termico a T_1 , Q_2 il calore scambiato con il serbatoio termico a T_2 , L il lavoro meccanico di compressione in ingresso al sistema. L'effetto utile in inverno è la cessione del calore Q_2 al serbatoio ad alta temperatura T_2 , che rappresenta l'ambiente da riscaldare, spendendo il lavoro L (Figura 1.7); il loro rapporto è così definito:

$$COP_H = Q_2/L \quad [1.1]$$

In estate si definisce analogamente un COP, dato dal rapporto tra effetto utile, in questo caso il raffrescamento di un ambiente, quindi il calore Q_1 assorbito dal serbatoio a bassa temperatura, ed il lavoro L necessario.

$$COP_C = Q_1/L \quad [1.2]$$

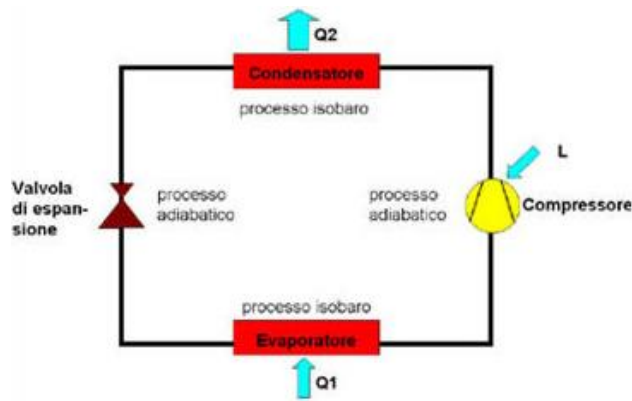


Figura 1.7: Flussi energetici caratterizzanti il ciclo della pompa di calore

Il sistema soddisfa il primo principio della termodinamica e quindi vale sempre $Q_2 = Q_1 + L$ [1.3].

Per il secondo principio della termodinamica invece si può affermare che esiste un limite teorico massimo al COP ottenibile da una pompa di calore ideale, dettato dalle temperature tra cui essa lavora. In regime invernale è:

$$COP_{CARNOT-H} = T_2 / (T_2 - T_1) [1.4]$$

Mentre in estate è:

$$COP_{CARNOT-C} = T_1 / (T_2 - T_1) [1.5]$$

Chiaramente la macchina reale fornisce dei COP inferiori a quelli di Carnot, a causa delle irreversibilità presenti nel processo. In genere si assume con buona approssimazione che i COP reali siano pari alla metà di questi ultimi.

1.3.1 Irreversibilità del processo reale

La laminazione è un processo già di per sé intrinsecamente irreversibile e quindi non adiabatico e l'evaporazione e la condensazione non sono perfettamente isobare causa perdite per attrito durante il deflusso. La compressione reale ha un rendimento isoentropico inferiore a 1. Un'altra irreversibilità sta nel fatto che i processi di condensazione e di evaporazione reali sono realizzabili solo con differenze di temperatura finite tra il fluido della pompa di calore e i fluidi esterni; tali scambi di calore sono affetti dall'efficienza che caratterizza il particolare tipo di scambiatore considerato.

1.3.2 Il COP nominale e le temperature delle sorgenti

Le prestazioni energetiche del sistema pompa di calore dipendono quindi, al di là delle irreversibilità appena descritte, direttamente dalle temperature delle due sorgenti termiche con cui il sistema scambia. Detto ciò è possibile fare alcune considerazioni:

- più le due temperature si avvicinano, più aumenta il COP teorico e quindi anche quello realmente ottenibile;
- risulta quindi importante per un impianto a pompa di calore preferire sorgenti termiche a bassa temperatura che sia alla più alta temperatura possibile e pozzi alla più bassa temperatura possibile (motivo per cui i pannelli radianti rappresentano una delle soluzioni preferibili per la distribuzione del calore in regime invernale);
- il COP della pompa di calore è una funzione delle temperature dei serbatoi termici ed è quindi indicativo delle prestazioni energetiche ottenibili da una particolare macchina solo se in rapporto alle temperature operative (Figura 1.8): un COP=4 se riferito ad una macchina che opera tra sorgenti termiche ad elevata differenza di temperatura significa che quest'ultima ha delle buone prestazioni (COP teorico ad esempio uguale a 7), mentre lo stesso COP riferito ad una macchina operante tra due sorgenti con temperature molto vicine sarebbe indicativo di prestazioni mediocri (COP teorico ad esempio uguale a 12).

Per spiegare la dipendenza del COP dalle temperature di sorgente e pozzo, si considerino aria esterna a 0 °C ed impianto ad acqua a 45 °C con ventilconvettori. Il COP teorico sarà $(45+273,15)/((45+273,15)-(0+273,15))=7,7$. Sapendo che di norma il valore reale è per le irreversibilità il 40-48 % del COP di Carnot, si può stimare un COP reale pari a 2,8-3,3. Se invece si usassero pannelli radianti a pavimento che richiedono acqua a 35 °C, il COP di Carnot salirebbe a 8,8 e quello reale quindi a 3,5-4. Quindi i 10 °C in meno della sorgente ad alta temperatura si traducono in un aumento del COP del 25 %. Se la sorgente fredda si rendesse disponibile non più a 0 °C ma a 5 °C e si mantenessero i pannelli radianti, il COP di Carnot sarebbe $(35+273,15)/((35+273,15)-(5+273,15))=10,27$ e quello reale pari a 4-4,9 con un incremento del 45 % rispetto al primo caso esaminato.

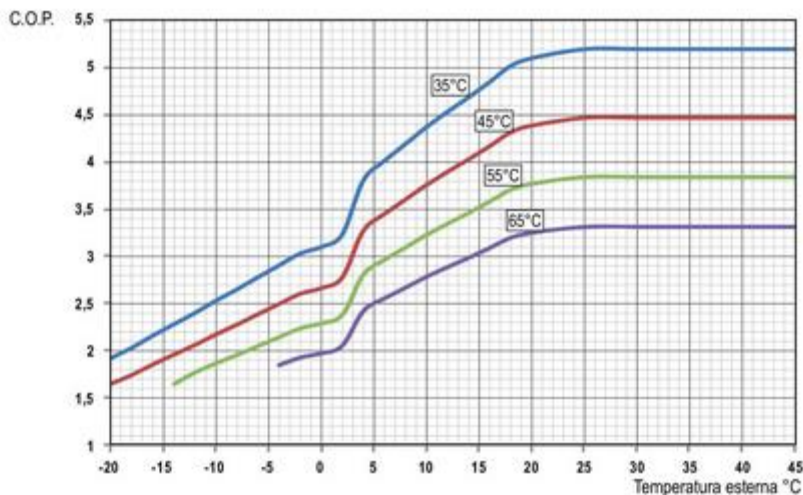


Figura 1.8: Pompa di calore aria/acqua, COP in funzione delle temperature delle due sorgenti.

Va aggiunto inoltre che i COP che il costruttore indica tra i dati di targa della pompa di calore, riferiti a vari range di temperature al condensatore e all'evaporatore, sono valori nominali (a pieno carico) e sono valori che non tengono conto dei consumi ausiliari (ad esempio consumi per il ventilatore in impianti ad aria o di pompaggio in impianti ad acqua). Risultano quindi necessari dei COP che tengano conto di molteplici fattori che incidono sull'efficienza dell'impianto nella sua interezza e non soltanto sull'efficienza della macchina.

1.3.3 Le prestazioni stagionali

Per stimare in maniera più corretta possibile i consumi che la pompa di calore dovrà sostenere è necessario passare a calcolare le prestazioni energetiche stagionali di quest'ultima. Per arrivare a tale valore ci si basa in genere su metodo normativo o si può ricorrere a simulazione dinamica (lavoro che abbiamo svolto per l'impianto della Basilica Palladiana). I fattori più importanti che influenzano tali consumi sono:

- tipo di pompa di calore scelta;
- fabbisogni termici dell'edificio da climatizzare;
- sorgente termica scelta;
- clima della zona in cui è situato il sistema edificio-impianto (in particolar modo per le macchine ad aria).

Si può introdurre nella valutazione energetica anche il fattore energia primaria (presente in natura in forma immediatamente utilizzabile) impiegata per ottenere un determinato output termico, fattore necessario nel confronto tra sistemi diversi di generazione del calore (caldaie, pompe di calore, etc.). L'indice che ne tiene conto è il REP (rapporto di energia primaria) ed è il

rapporto tra l'energia utile, rappresentata ad esempio dal fabbisogno termico stagionale totale, e l'energia primaria necessaria a produrre tale energia utile.

Nel caso di caldaie tradizionali la determinazione della quantità di energia primaria è immediata, in quanto è essa stessa (il combustibile) ad essere immessa direttamente nella caldaia. Per una pompa di calore elettrica occorre invece considerare come l'energia elettrica è prodotta dal sistema elettrico nazionale; in particolare si utilizzerà il rendimento medio di generazione, indice che riassume le efficienze di generazione della varietà di centrali italiane, pari circa a 0,46 (Delibera AEEGSI). Per ottenere 100 kWh di energia elettrica servono mediamente 250 kWh di primaria. Tale indice cresce con lo sviluppo delle tecnologie di generazione dell'energia elettrica (centrali a ciclo combinato).

Per spiegare con un esempio il confronto possibile, si considerino in regime di riscaldamento e con un fabbisogno stagionale di 10000 kWh, una pompa di calore elettrica con COP medio stagionale pari a 3 e una caldaia tradizionale con rendimento medio stagionale pari a 0,9. Per la caldaia tradizionale l'impiego di energia primaria sarà $10000/0,9=11111$ kWh stagionali e il $REP=10000/11111=0,9$. Per la pompa di calore la quantità di energia elettrica sarà $10000/3=3333,3$ kWh, che utilizzando il rendimento medio di generazione nazionale, corrispondono a $3333,3/0,4=8333$ kWh di energia primaria (circa il 25% in meno dell'energia primaria necessaria con la caldaia tradizionale), $REP=1,2$.

1.4 Sorgenti termiche alternative per la pompa di calore

Come già detto le prestazioni di una pompa di calore dipendono fortemente anche dalle sorgenti termiche con cui la si accoppia. Si va dall'aria che rappresenta la soluzione di gran lunga più impiegata, a soluzioni come l'acqua superficiale, il terreno o l'acqua di falda, utilizzata anche per l'impianto della Basilica Palladiana. Esistono anche soluzioni più innovative tecnologicamente come il solare termico, il fotovoltaico PV-T e il recupero termico sull'aria di espulsione.

La temperatura della sorgente termica e la sua variazione nell'arco della stagione influenza fortemente il COP e l'EER per le pompe elettriche a compressione e il GUE per le pompe di calore ad assorbimento oltre che la capacità termica e frigorifera stessa della pompa di calore.

Anche il COP reale è funzione del punto di lavoro della pompa di calore all'interno del diagramma, è ridotto di un fattore di irreversibilità mai superiore a 0,5 e presenta un andamento sostanzialmente analogo al COP massimo teorico al variare delle temperature della sorgente fredda. Nelle pompe di calore elettriche se vi è un abbassamento della temperatura della sorgente fredda si verifica una considerevole diminuzione anche della potenza termica resa dalla macchina: una minore temperatura all'evaporatore, e quindi un livello di temperatura e

pressione più basso, causano una diminuzione della portata di massa elaborata dal compressore per la minore pressione all'aspirazione e conseguentemente della densità del fluido frigorigeno. E' quindi necessario considerare tale temperatura non solo nella stima delle prestazioni stagionali della macchina ma anche nel suo dimensionamento, in termini cioè di potenza nominale. Si valuterà in questo modo l'esigenza o meno di sistemi di integrazione (caldaia a gas, gruppo frigo, etc.).

1.4.1 L'aria come sorgente termica

La disponibilità illimitata e i bassi costi d'investimento per l'impianto ne fanno la sorgente più utilizzata; essa è tuttavia sconveniente sotto molteplici aspetti:

- al decrescere della temperatura in regime invernale aumenta il carico termico dell'edificio e diminuiscono contemporaneamente COP e capacità della pompa di calore;
- se l'aria esterna si trova ad una temperatura attorno agli 0 °C e l'umidità relativa è elevata, l'aria che scambia all'evaporatore diventa satura e vi è separazione di condensa. Essendo l'evaporatore ad una temperatura poco inferiore affinché possa esserci scambio di calore, l'acqua formata si solidifica e c'è creazione di brina, che ostacola lo scambio termico successivo. Servono allora sistemi di bypass e di rimozione che comportano consumi ausiliari non indifferenti;
- gli impianti ad aria sono rumorosi, soprattutto le pompe di calore ad aria installate esternamente all'edificio;
- i meccanismi di movimentazione dell'aria risultano energeticamente costosi.

1.4.1.1 Il Seasonal Performance Factor

Detto questo va precisato che la pompa di calore ad aria risulta comunque una macchina con un'alta efficienza energetica in termini sia nominali che stagionali. Tuttavia cercare delle sorgenti con temperature più alte e più stabili nel corso della stagione si traduce in prestazioni nominali ancora migliori ed in una maggiore stabilità nel tempo delle prestazioni. L'obiettivo primario rimane comunque il risparmio di energia primaria, in quanto non sono sufficienti valori elevati di COP ed EER a garantire risparmi energetici nel lungo periodo. La scelta di utilizzare sorgenti alternative all'aria comporta quasi sempre l'utilizzo di impianti ausiliari, con consumi elettrici aggiuntivi da considerare nel calcolo degli indici globali. Andranno inclusi nel calcolo delle prestazioni anche eventuali sistemi di produzione del calore o di refrigerazione ausiliari. L'indice che a livello normativo è stato introdotto e dovrebbe tenere conto di tali aspetti è il SPF (seasonal performance factor). Per una pompa di calore elettrica viene calcolato in questo modo:

$$SPF = \frac{Q_{H, hp} + Q_{W, hp}}{E_{HW, hp, in} + W_{gen, aux, sc} + W_{gen, aux, sby}} \quad [1.6]$$

I due termini al numeratore rappresentano rispettivamente:

- $Q_{H, hp}$: l'energia termica utile stagionale messa a disposizione dalla pompa di calore a copertura del fabbisogno termico totale stagionale dell'edificio;
- $Q_{W, hp}$: l'energia termica utile prodotta dalla pompa di calore a copertura del fabbisogno stagionale di acqua calda sanitaria.

Al denominatore da sinistra verso destra si hanno invece:

- $E_{HW, hp, in}$: energia elettrica assorbita nel funzionamento stagionale della pompa di calore;
- $W_{gen, aux, sc}$: energia elettrica assorbita dagli ausiliari elettrici relativi alla sorgente fredda;
- $W_{gen, aux, sby}$: energia elettrica assorbita dagli ausiliari della pompa di calore durante i momenti di stand-by di quest'ultima.

1.4.2 Le sorgenti termiche alternative all'aria

Si tratta di sorgenti termiche caratterizzate generalmente da temperature stagionali molto più stabili, più elevate in inverno ed inferiori d'estate. Essendo sorgenti naturali di calore, oltre a valutazioni di tipo economico, decidere di utilizzare tali sorgenti significa dover prendere in considerazione anche i vincoli gestionali legati alla risorsa (disponibilità, fattibilità tecnica, etc.). Anche la zona climatica nella quale si troverà l'impianto è importante per la scelta della sorgente: in zone dai climi temperati l'aria risulterà ben più competitiva rispetto a paesi in cui le escursioni termiche giornaliere, ma anche annuali, sono importanti. Sempre più spesso si ricorre, anche in impianti residenziali, a sistemi ibridi che impiegano più di una tipologia di sorgente termica, magari tenendo tra i due funzionamenti possibili l'aria come sorgente termica.

1.4.3 L'acqua di falda

È la sorgente termica utilizzata dall'impianto idrotermico a servizio della Basilica Palladiana. La disponibilità di questa sorgente è alta in Europa soprattutto in Olanda e Germania, dove viene diffusamente impiegata anche nella climatizzazione di edifici imponenti (Lazzarin, 2005); in Italia l'utilizzo è diffuso soprattutto nel nord. Questi sistemi nella maggioranza dei casi sono di tipo open loop: l'acqua di falda viene cioè usata come mezzo di scambio diretto, prelevata dalla falda e poi reimpressa. Per fare questo si utilizzano uno o più pozzi: in genere un pozzo è detto di estrazione o produzione e viene utilizzato per prelevare l'acqua; la re-immissione invece può avvenire in diversi modi:

- attraverso un pozzo di iniezione in falda (sistema a due pozzi o doublette);
- attraverso uno scarico in superficie;
- attraverso lo stesso pozzo di estrazione, in modalità standing column.

1.4.3.1 I sistemi open-loop

Per quanto riguarda la realizzabilità dei sistemi di tipo open-loop ci sono quattro aspetti da considerare:

- la temperatura dell'acqua e la profondità alla quale si trova la falda;
- la composizione chimica dell'acqua ed in particolare il contenuto di ferro, che potrebbe causare corrosione ed occlusioni nello scambiatore. Anche la qualità dell'acqua dev'essere di un certo tipo, altrimenti le colonie di batteri che si possono formare nel pozzo di iniezione causano problemi di difficile soluzione;
- la quantità d'acqua disponibile, il rischio di prosciugamento dell'acquifero per uso intensivo o di sedimentazione sul fondo per errori nella realizzazione o perforazione troppo poco profonda;
- codici e regolamentazioni locali in materia di utilizzo e re-immissione dell'acqua di falda, valutare gli impatti di tali vincoli in termini anche di costo.

1.4.3.2 Punti di forza e punti critici dell'acqua di falda come sorgente termica per la pompa di calore

I più importanti sono sei:

- i livelli termici che caratterizzano l'acqua di falda sono generalmente elevati: 10-15 °C e rimangono più o meno stabili nell'arco dell'anno. Va detto che alcuni fattori in realtà influenzano l'andamento delle temperature dell'acqua, come lo scioglimento dei ghiacciai, le precipitazioni, ecc. quindi risulta necessario in alcuni casi tenerne conto. In genere è opportuno reperire informazioni sul sito in cui sarà installata la pompa sia bibliografiche, sia attraverso indagini dirette. Ciò vale a maggior ragione in caso di impianti di grandi dimensioni;
- i COP medi stagionali sono i più elevati rispetto ad ogni altra sorgente termica e mediamente pari a 5, questo per l'ottimo livello termico a cui si trova l'acqua;
- affinché anche l'SPF sia elevato è necessario dimensionare correttamente la profondità alla quale l'acqua verrà prelevata, per avere dei consumi di pompaggio contenuti;

- gli ausiliari elettrici indispensabili sono la pompa di sollevamento e, in caso (frequente) di scambiatore intermedio, la pompa di circolazione;
- fondamentale risulta la scelta della portata di prelievo ottimale: all'aumentare di quest'ultima diminuisce il salto termico necessario per lo scambio col circuito dell'evaporatore e aumentano i consumi di pompaggio. Spesso accade che vi siano dei vincoli normativi sulla temperatura di re-immissione in falda che impongono un aumento della portata. In generale si sceglie la portata che ottimizza il COP del sistema nel suo insieme (quindi pompa di calore più pompe ausiliarie): tale curva, abbastanza piatta di solito, presenta comunque un punto di massimo che rappresenta le condizioni di lavoro ottimali in termini di portata di prelievo dalla falda;
- la scelta del tipo di pompa dipende dalla portata che si è scelta e dalla profondità del prelievo. Si va da pompe ad albero verticale per basse profondità e portate contenute alle pompe sommerse, necessarie con profondità e portate d'acqua elevate. Va previsto l'impiego di pompe a velocità variabile, in modo da ottimizzare l'utilizzo della risorsa idrica in base al reale fabbisogno termico o frigorifero

1.4.3.3 L'aspetto amministrativo dell'impiego dell'acqua di falda

La tutela della risorsa idrica è l'aspetto centrale nel dimensionamento di questi impianti, tuttavia la rigidità con cui a volte le amministrazioni provinciali ne vincolano l'utilizzo risulta eccessiva. Dal punto di vista autorizzativo l'impianto ad acqua di falda viene sempre suddiviso in fase di prelievo e fase di scarico, ognuna con diversi procedimenti di gestione, di cui si occupano enti amministrativi separati: il Genio Civile per il prelievo, la Provincia per lo scarico. La fase più controllata è quella di scarico, che necessita di valutazioni di tipo qualitativo e quantitativo. La regolamentazione sull'impiego di acqua di falda cambia molto anche tra provincia e provincia: a Milano ad esempio questo tipo di impianti è visto con favore dall'amministrazione, in quanto causa una diminuzione del livello di falda, che compensa l'avvenuta chiusura di molti pozzi industriali, in una zona con livelli di falda da sempre troppo alti. A Vicenza al contrario gli impianti sono stati completamente vietati fino a tempi recentissimi in quanto si riteneva troppo alto l'impatto sulle falde potabili di cui è ricco il sottosuolo della provincia. Il caso dell'impianto idrotermico per la climatizzazione della Basilica Palladiana rappresenta infatti una delle prime realizzazioni. Una delle problematiche gestionali critiche di questo impianto è sicuramente il vincolo sulla temperatura di re-immissione in falda imposto dalla Provincia. A livello nazionale la prescrizione principale sullo scarico in falda è relativa al testo unico ambientale (Decreto Legislativo 152/06): l'articolo 104 precisa che in caso di uso geotermico dell'acqua di falda e di re-immissione nella falda, questa deve avvenire nella stessa falda da cui è avvenuto il prelievo. Questo vincolo può creare delle problematiche soprattutto se si pensa alla distanza a cui dovranno necessariamente trovarsi pozzo di prelievo e pozzo di immissione. Il timore principale che blocca le amministrazioni nel rilascio dei permessi sullo scarico riguarda l'impatto

sull'equilibrio naturale della falda, soprattutto nel caso in cui possa venire utilizzata a scopo idropotabile:

- in inverno l'acqua viene re-immessa a temperatura più bassa di quella di prelievo e potrebbe causare nei pozzi a valle, lungo la direzione di deflusso dell'acqua, precipitazione di solidi in soluzione;
- in estate l'acqua viene re-immessa a temperatura più alta di quella di prelievo, favorendo la proliferazione batterica.

Più in generale il timore è che il salto termico imposto all'acqua possa comportare variazioni delle caratteristiche chimiche, fisiche, organiche e biologiche dell'acqua di falda. La considerazione più ragionevole da fare è che le portate emunte vanno sempre rapportate al volume della falda e che mantenendo tale rapporto entro un certo limite, le conseguenze sull'equilibrio della falda restano trascurabili. Di solito viene imposta dalle autorizzazioni una differenza di temperatura massima di 3 °C. Attraverso una simulazione idrogeologica, nelle situazioni che per complessità ne richiedono l'utilizzo, si può studiare l'evoluzione del pennacchio termico indotto dalla presenza dell'impianto. Servono un'indagine idrogeologica preliminare e consulenze molto costose, giustificabili solo per impianti di grandi dimensioni. Tra i riferimenti normativi va citato il Decreto Legislativo num. 152/99 e s.m.i. "Disposizioni sulla tutela delle acque dall'inquinamento e recepimento della direttiva 91/271/CEE relativa alla protezione delle acque dall'inquinamento causato da nitrati provenienti da fonti agricole.", che obbliga le Regioni a definire un Piano di tutela acque e il Decreto Legislativo num. 22/2010 "Riassetto della normativa in materia di ricerca e coltivazione delle risorse geotermiche, a norma dell'articolo 27, comma 28, della legge del 23 luglio 2009, num.99".(Minchio, 2010).

1.4.4 Le acque superficiali

Anche le acque di fiumi, mari, laghi e oceani possono essere sfruttate come sorgente termica in quanto più convenienti sotto molti aspetti ,rispetto all'aria esterna. Le caratteristiche degne di nota di tale sorgente sono:

- in Italia difficilmente i corsi d'acqua ghiacciano, anche in zone dove la temperatura scende per periodi prolungati al di sotto degli 0 °C; se si tratta di bacini privi di significative correnti d'acqua, la distribuzione di temperatura sarà particolarmente favorevole sia d'inverno che in estate e se lo scambiatore viene posto nei pressi del fondo la temperatura in entrambe le stagioni sarà la più vantaggiosa (in estate i livelli termici consentono spesso all'impianto di lavorare in free cooling);
- anche per questa sorgente esistono le possibilità di operare a circuito aperto, utilizzando direttamente l'acqua prelevata dal bacino per lo scambio o a circuito chiuso, disaccoppiando il circuito di distribuzione del calore da quello di acqua prelevata con un anello chiuso dove si fa circolare un fluido termovettore (acqua glicolata): con questa

seconda soluzione non è più necessaria la filtrazione dell'acqua prelevata, non c'è il rischio di formazione di ghiaccio grazie all'acqua glicolata e la potenza elettrica assorbita per il pompaggio è generalmente minore;

- gli scambiatori più comunemente utilizzati sono in polietilene ad alta densità PEHD 3408 trattati superficialmente con carbonio per proteggere dagli UV;
- la maggior diffusione di questo tipo di impianti si è verificata in Nord America, paesi che abbondano di laghi di piccole e medie dimensioni;
- per quanto riguarda l'impiego di acqua marina, quest'ultimo è teoricamente l'ideale dal punto di vista dei livelli termici (in Italia d'estate generalmente mai sopra i 25 °C e d'inverno mai sotto i 10 °C); tuttavia vi sono numerose problematiche che emergono, legate principalmente all'azione corrosiva dell'acqua salata, difficile da aggirare anche attraverso costosi scambiatori speciali (leghe in nickel o al titanio).

1.4.5 Il terreno

Al di sotto dei 10-12 metri dalla superficie il terreno presenta una zona termicamente neutra, ovvero a temperatura pressoché costante durante tutto l'anno e si può assumere che tale valore di temperatura sia pari alla media delle temperature annuali dell'aria esterna (Figura 1.9).

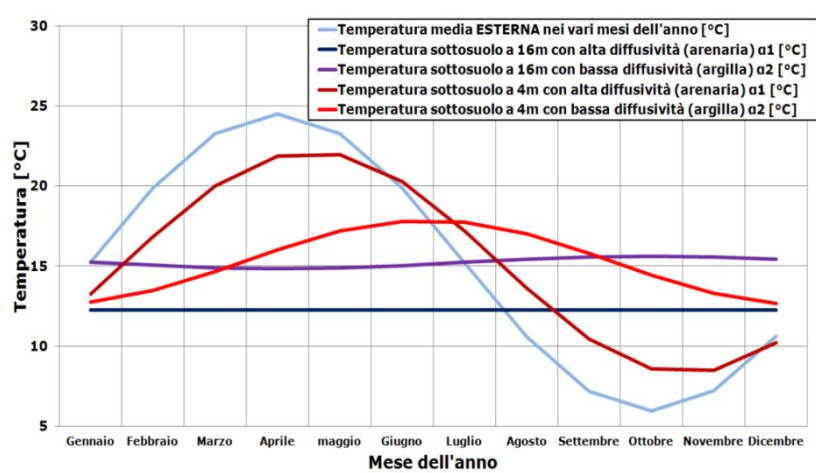


Figura 1.9: Andamenti di temperature per vari tipi di sottosuolo a diverse profondità

Il livello termico risulta migliore rispetto a quello dell'aria in inverno in quanto superiore e in estate in quanto inferiore ed è molto più stabile l'andamento stagionale. Ciò garantisce valori di COP ed EER ottimi ed al contempo capacità termiche e frigorifere meno variabili nella stagione. Il calore viene scambiato con il terreno attraverso un particolare tipo di scambiatore chiamato sonda geotermica. Le due tipologie generali di sonda sono:

- a configurazione orizzontale;
- a configurazione verticale.

1.4.5.1 La sonda orizzontale

Prevede nella maggioranza dei casi la posa degli scambiatori in trincee con profondità comprese tra gli 1,2 m e i 3 m e con area tale da garantire uno scambio adeguato alla copertura del fabbisogno nominale dell'edificio asservito dalla pompa di calore. Si va da configurazioni a singolo tubo a configurazioni a tubi multipli. E' necessario porre attenzione all'interferenza termica tra i tubi che, in caso di posizionamento troppo ravvicinato, abbassa l'efficienza complessiva dello scambio termico. Ciò nonostante all'aumentare del numero dei tubi viene meglio sfruttato il costo d'investimento relativo allo scavo, si deve quindi cercare un punto di ottimo tra i due effetti. Va precisato inoltre che lo scambio termico attraverso sonda orizzontale viene influenzato in una certa misura dall'andamento stagionale della temperatura dell'aria esterna, infatti gli scambiatori si trovano ad una profondità inferiore a quella della "zona neutra".

1.4.5.2 La sonda verticale

Questa soluzione sfrutta invece maggiormente la temperatura del terreno indisturbato: da una profondità superiore ai 10-12 m sotto la superficie, il gradiente termico è mediamente di 3 °C ogni 100 m di profondità. Realizzando un sistema di scambio termico verticale è quindi possibile scambiare con una sorgente a temperatura pressoché costante tutto l'anno. In genere si tratta di scambiatori in materiale plastico (HDPE). Il polietilene è il materiale più impiegato per l'affidabilità e la durata nonché per la facilità di installazione, il costo e le proprietà meccaniche migliori piuttosto che per la qualità delle prestazioni di scambio termico. Alternative possibili sono i materiali metallici, con prestazioni di scambio termico migliori ma con alcune criticità. E' necessaria la massima attenzione nel dimensionamento di tali scambiatori: la portata della sonda ad esempio deve tener conto da un lato del contenimento delle perdite e dall'altro non deve determinare un regime di deflusso del fluido di tipo laminare; di norma la portata è compresa tra gli 1 e i 3 m³/h. Se il fluido deve poter raggiungere temperature al di sotto dello 0 °C si utilizza acqua con glicole, generalmente propilenico per il suo basso impatto ambientale in caso di fuoriuscita dalle tubazioni. L'installazione delle sonde si realizza attraverso la trivellazione del terreno che viene perforato fino alla profondità stabilita in sede di dimensionamento, viene poi inserita la sonda e riempita la cavità con miscela a base di bentonite. Per utenze di certe dimensioni, si rende necessario uno studio geognostico preliminare del volume di terreno circostante e studi di simulazione dinamica edificio-impianto per studiare i fabbisogni energetici in gioco. Dopo questa fase si impiegano metodi analitici (ASHRAE) o software appositi per determinare la larghezza di perforazione necessaria nonché la profondità in funzione dei parametri stimati nella fase precedente. La gran parte degli impianti presentano profondità di trivellazione comprese tra i 70 e i 120 m, in polietilene ad alta densità e

con configurazione a singola o a doppia U. Esistono anche soluzioni a minore profondità meno impiegate (scambiatori a pettine, a spirale verticale, etc.)

1.4.6 Solare termico e PV-T

Si trovano numerose pubblicazioni riguardo questo tema risalenti ai primi anni '80, successivamente alle due crisi energetiche, che analizzano le potenzialità del solare termico come sorgente per pompe di calore. Sistemi di questo tipo, che combinano l'uso diretto dell'energia solare ad un uso della stessa come sorgente per pompa di calore, sono detti SAHP (Solar Assisted Heat Pumps). Questi sistemi combinati possono aumentare l'SPF della pompa di calore e ridurre i tempi di recupero degli investimenti nel settore del solare termico. Vi possono essere sistemi SAHP con varie configurazioni, in alcuni casi molto complesse. Serve un'adeguata attività di progettazione e scelta delle pompe di circolazione e della relativa regolazione, per avere delle rese effettivamente vantaggiose in termini di SPF.

1.4.7 Recupero termico sull'aria espulsa

Un'altra ottima sorgente fredda per una pompa di calore è rappresentata dal recupero termico sull'aria di espulsione. L'aria espulsa, solitamente dopo essere passata attraverso un recuperatore per preriscaldare l'aria di rinnovo, presenta ancora una temperatura e un contenuto entalpico utile, potenzialmente utilizzabili da un circuito in pompa di calore. Si tratta di pompe di calore aria-aria, che operano sull'aria di espulsione come sorgente termica in inverno e pozzo termico in estate; è possibile utilizzare l'aria di espulsione anche con pompe di calore aria di espulsione-acqua, che consentono di recuperare anche la quota latente, sfruttando completamente il contenuto entalpico dell'aria espulsa.

1.4.8 Acque grigie e acque nere

Si tratta delle acque reflue del settore civile ed industriale. Nel settore civile le acque allo scarico presentano livelli termici ottimi per lo sfruttamento in pompa di calore (le fognature 12-15 °C in inverno e attorno ai 20 °C in estate). Fattore critico per assicurare un adeguato scambio termico è il fattore di sporramento delle superfici, generalmente dovuto alla formazione di biofilm e al deposito superficiale di grassi. Risultano quindi necessari frequenti interventi di manutenzione.

1.5 Il mercato delle pompe di calore

La diffusione di questa tecnologia nel mondo è assai differenziata a seconda delle aree geografiche prese in considerazione. Indubbiamente per numero di macchine installate, si tratta

di una tecnologia ormai di uso comune e non marginale, come ancora si pensa in Italia. L'evoluzione tecnologica che riguarda le pompe di calore ha visto un forte sviluppo negli ultimi 30 anni, arrivando a consentire risparmi di energia primaria notevolissimi. A tale sviluppo delle prestazioni non è però corrisposta una crescita altrettanto consistente della quota di mercato. In Italia la situazione attuale vede gli apparecchi a gas naturale come l'aggregato principale nel mercato della climatizzazione, seguito dalle pompe di calore, in particolare aria-aria. Le distribuzioni sono simili sia nel segmento edifici di nuova costruzione che in quello riguardante edifici già esistenti (Figura 1.10).

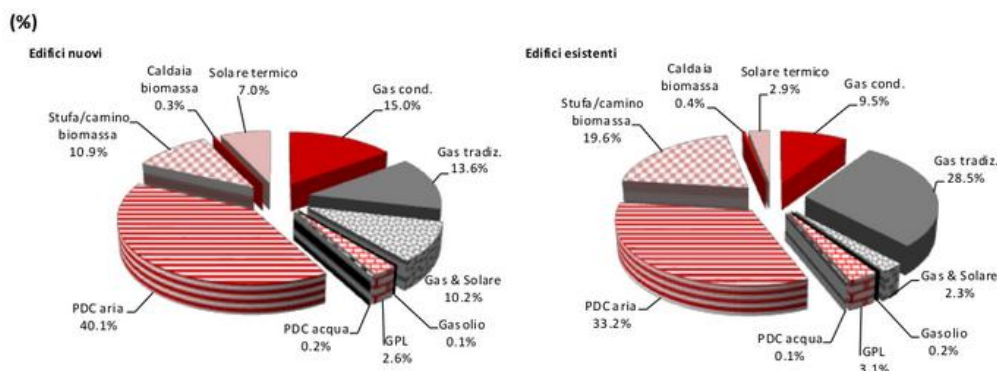


Figura 1.10 : Distribuzioni nel mercato della climatizzazione delle varie tecnologie, per edifici di nuova costruzione ed edifici già esistenti.

1.5.1 La diffusione della tecnologia

Le motivazioni della ancora scarsa diffusione a livello globale degli impianti a pompa di calore sono da trovarsi principalmente nella struttura energetica dei diversi paesi e nella poca attenzione che fino a poco tempo fa si rivolgeva alla questione del risparmio energetico. Va aggiunto che le prestazioni stagionali delle pompe di calore sono fortemente influenzate dal tipo di sorgente scelta, in particolare dall'aria esterna; inoltre anche il tipo di sistema di distribuzione del calore dev'essere appropriato all'accoppiamento con la pompa di calore altrimenti si rischia di vanificare i possibili risparmi energetici. E' quindi necessaria una scrupolosa analisi, come già è stato chiarito in questo capitolo, delle condizioni di fattibilità dell'impianto a pompa di calore, in particolare l'analisi della zona climatica, la ricerca del tipo di sorgente termica più adatto, etc. Anche un dimensionamento della macchina che non tenga adeguatamente conto dei diversi parametri in gioco può portare a prestazioni non vantaggiose. Detto questo, lo sviluppo tecnologico dovrà necessariamente puntare al miglioramento dell'adattabilità di tali macchine alle varie sorgenti termiche potenziali e a garantire il mantenimento di prestazioni vantaggiose anche nel funzionamento a carico parziale.

Parlando di numeri, una stima risalente al 2006 indicava in 140 milioni le pompe di calore installate nel mondo e nel 2001 si producevano 1300 TWh. La gran parte dell'impiego di tale

produzione di energia riguarda il settore residenziale (circa il 60 %), il settore commerciale in parte minore (30 %) e ultimo il settore industriale (10 %). Va ricordato che nel settore industriale la pompa di calore viene utilizzata più che come fonte di produzione del calore, quasi esclusivamente come soluzione impiantistica che ottimizza eventuale calore di recupero di smaltimento da processi produttivi e che valorizza energia termica presente a vari livelli termici necessari per applicazioni specifiche.

Ponendo l'attenzione sui fattori che hanno d'altra parte favorito l'apprezzamento di questa tecnologia, sicuramente c'è la caratteristica della pompa di calore di poter soddisfare sia i fabbisogni di riscaldamento sia quelli di raffrescamento, semplicemente con l'inversione di ciclo. Nei paesi dal clima temperato tale fattore è risultato ancor più determinante, data la distribuzione annuale di temperatura dell'aria esterna, molto favorevole per l'impiego di quest'ultima come sorgente termica.

1.5.2 Distribuzione degli impianti nel mondo

Dai primi anni '70 il mercato delle pompe di calore si è diffuso negli Stati Uniti e dagli anni '90 anche in Giappone con un milione di apparecchi venduti all'anno. Molto diffuse erano le applicazioni per solo riscaldamento nei paesi dal clima rigido del Nord Europa, incentivate dal basso costo dell'energia elettrica e dalla disponibilità di sorgenti termiche molto più vantaggiose rispetto all'aria esterna (acque sotterranee e terreno). Ultimamente si denota un incremento di sistemi di recupero del calore da sistemi di ventilazione meccanica nel settore commerciale o da produzione di acqua calda sanitaria. Da quanto emerge dalle analisi di mercato, il settore delle pompe di calore sta vedendo una rapida crescita, anche in paesi dove l'impiego è già da anni consolidato (Svezia, Svizzera, etc.). In Nord America il mercato è dominato da sistemi split reversibili ad aria forzata; in generale negli Stati Uniti solo il 10 % degli edifici residenziali utilizza la pompa di calore per il riscaldamento. In Asia la stragrande maggioranza delle unità vendute sono split prive di canalizzazioni, sia nel commerciale che nel residenziale. Il mercato più vivace è senza dubbio quest'ultimo, con numeri che si aggirano sui 12 milioni di macchine vendute. In Europa la situazione è molto più variegata rispetto alle altre parti del mondo per quanto riguarda le tipologie di sistemi diffuse nelle varie aree geografiche. La quota principale è rappresentata da installazioni in edifici di nuova costruzione con sistemi di diffusione del calore a bassa temperatura. In Norvegia va molto il mercato della sostituzione, in Svizzera in particolare c'è un altissimo numero di pompe a terreno. La varietà presente in Europa è anche frutto della varietà esistente tra nazioni in termini di struttura energetica, di costi dell'energia elettrica e del gas naturale, oltre che dell'impatto di differenti campagne di incentivazione sull'efficienza energetica (particolarmente significativo in Austria, Svizzera, Germania e Paesi Scandinavi). L'evoluzione del mercato europeo delle pompe di calore dal 2005 al 2013, suddivisa in base al tipo di impianto, è così composta (Figura 1.11):

- pompe di calore che utilizzano aria di espulsione come sorgente termica;
- pompe di calore per la produzione di sola acqua calda sanitaria;
- pompe di calore per solo riscaldamento terreno/acqua (trovate soprattutto nei paesi scandinavi);
- pompe di calore per solo riscaldamento aria/acqua (al secondo posto per vendite);
- pompe di calore reversibili non aria/aria;
- pompe di calore reversibili aria/aria (le più vendute).

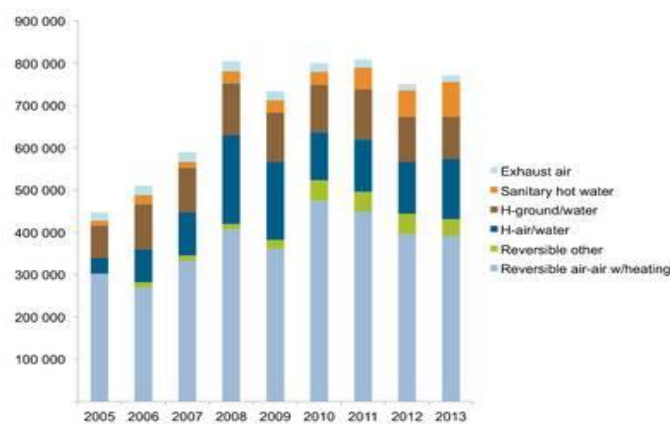


Figura 1.11: L'evoluzione dal 2005 al 2013 del mercato delle pompe di calore per tipi di tecnologia

1.5.3 Scenario futuro del mercato

Per quanto riguarda le aspettative future, si stima che l'aria continuerà ad essere la sorgente termica più utilizzata, perlomeno nei prossimi anni. Sta prendendo piede l'impiego delle pompe di calore per produzione di acqua calda sanitaria accoppiate ad un accumulo termico ed anche l'utilizzo di pompe di calore per grandi applicazioni in impianti industriali, commerciali e distrettuali. In quest' ultimo caso sempre più spesso viene scelta una sorgente termica diversa dall'aria, come il terreno e le acque sotterranee.

Capitolo 2

La Basilica Palladiana e l'impianto a Pompa di Calore



Figura 2.1: La Basilica Palladiana di Vicenza

2.1 L'edificio

2.1.1 Cenni storici sulla Basilica

La Basilica Palladiana (Figura 2.1) di Vicenza è un imponente edificio storico situato in Piazza dei Signori, nel cuore del centro storico della città. L'architettura che ne caratterizza l'aspetto è frutto di un intervento su un preesistente edificio gotico, ad opera di Andrea Palladio, condotto a cavallo tra '500 e '600. L'intervento del Palladio determinò l'attuale profilo del grande tetto e l'attuale portico a due piani con colonnato in marmo che circonda l'edificio. Il tetto fu interamente ricostruito in seguito ad un bombardamento durante la seconda guerra mondiale che ne mantenne però la geometria palladiana. Molti altri furono gli interventi di restauro fino al giorno d'oggi, anche di modesta entità .

2.1.2 Il progetto di restauro del 2007 e la Basilica oggi

Nel 2002 vi fu un concorso indetto dall'amministrazione comunale di Vicenza riguardante il restauro della Basilica Palladiana e la riqualificazione del sistema Piazze circostante. La commessa fu assegnata ad un gruppo di progettisti che nel 2005 videro approvato un progetto esecutivo. I lavori presero il via nel 2007. Tale progetto ha portato ad una rivalorizzazione dell'edificio quale crocevia culturale della città: il grande salone è oggi sede di numerose mostre

che si susseguono durante tutto l'arco dell'anno e può essere usato anche per eventi legati alla musica. La Corte dei Bissari, ovvero la zona retrostante la Basilica, è stata completamente trasformata e adibita ad altri usi, così come la Domus Comestabilis, edificio attiguo alla Basilica sul lato est. La Basilica oggi appare a tutti gli effetti un edificio in ottimo stato di conservazione e ben valorizzato, sia in termini di condizioni di benessere e di sicurezza per le persone, le quali possono visitare tutti gli ambienti di cui la Basilica si compone, sia in termini di uso che ne viene fatto, consono al valore storico e monumentale dell'edificio.

2.1.3 Le geometrie della Basilica e gli interventi di restauro architettonico

2.1.3.1 Panoramica sulla Basilica

L'edificio si compone essenzialmente di un grande salone (52 m x 21 m circa l'area di base, 18 m circa l'altezza dal pavimento all'inizio della volta, per un volume di circa 19300 m³), situato al primo piano e caratterizzato da un soffitto a volta di grandi dimensioni. Nei lati lunghi del salone vi sono 10 finestre ciascuno, a vetro semplice (è stato lasciato quello presumibilmente degli anni '70), di superficie complessiva di circa 9 m², altre 4 identiche si trovano nel lato ovest. All'esterno del salone si trova il loggiato superiore, profondo circa 7 m, che lo circonda per tre dei quattro lati, lasciando invece spazio alla Domus Comestabilis, un edificio a sè stante alto all'incirca quanto il salone, nel lato corto ad est. Sopra il loggiato, in corrispondenza del tetto, c'è un piano terrazza, caratterizzato dalla serie di statue visibili dalle piazze. Più in basso si incontra il loggiato inferiore, uguale per dimensioni a quello superiore e che circonda invece il piano terra. Qui hanno sede vari tipi di esercizi commerciali, anche storici e vi sono due passaggi pedonali larghi circa 7 m ciascuno, che collegano la Piazza delle Erbe con Piazza dei Signori e che suddividono in tre zone separate gli ambienti del piano terra (Figura 2.2).



Figura 2.2: Visibili al piano terra le tre zone di negozi separate da camminamenti, in alto il grande salone.

2.1.3.2 Lo stato attuale dei principali elementi architettonici

I principali interventi architettonici durante il restauro del 2007 riguardarono:

- la volta: ricostruita nel dopoguerra dopo l'incendio che ne aveva causato la distruzione, presentava dei grandi arconi in cemento armato, ricoperti di legno, le cui pessime condizioni hanno portato alla decisione di una completa sostituzione della struttura di sostegno con una in calcestruzzo armato; per quanto riguarda la struttura tra arcone ed arcone si è optato per una sovrapposizione di strati destinati alla protezione ed all'isolamento termico con anche dei condotti per aria ed energia elettrica. Lo spessore complessivo è di 18 cm, il rivestimento esterno è in rame. All'interno invece il progetto ha previsto un tavolato di 2,4 cm x 20 cm ignifugato e patinato (Figura 2.3);

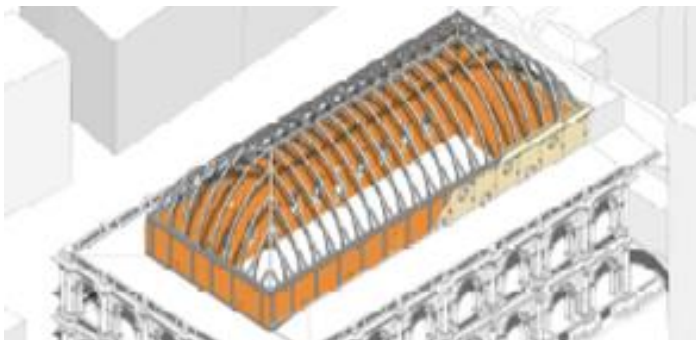


Figura 2.3: Vista della struttura di sostegno della volta

- il grande salone (Figura 2.4): gli interventi furono di carattere solamente conservativo per quanto riguarda le superfici murarie e gli infissi; venne invece rimosso il pavimento esistente e realizzato uno nuovo in "terrazzo" alla veneziana, alloggiandovi al di sotto i condotti impiantistici, in particolare un sistema di distribuzione del calore a pannelli radianti. Lungo tutto il perimetro del salone venne posta una balaustra metallica con corrimano con funzione di portare alcuni impianti e assicurare una distanza di sicurezza tra pubblico ed eventuali opere esposte durante mostre. Fu sottoposto a coibentazione e a trattamento acustico;

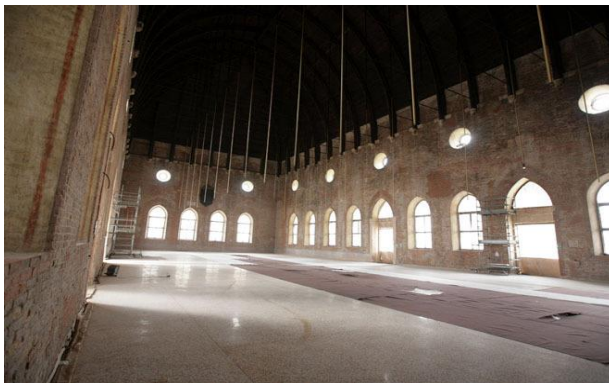


Figura 2.4: interno del grande salone.

- la Domus Comestabilis: per cercare di perseguire l'obiettivo di massima accessibilità del salone la soluzione che venne individuata fu quella di servirsi di una grande scala che collegasse piano terra e primo piano e di un gruppo di due ascensori. Oltre a questi, si decise di allocare nella Domus anche gli uffici della Basilica: la biglietteria, la sala di controllo degli impianti e gli uffici di gestione. La biglietteria posizionata all'estremo sud-ovest avrebbe incentivato il flusso di persone attraverso tutto il piano terra;
- la Corte dei Bissari: si decise di collocarvi le centrali impiantistiche, vista la posizione ottimale per consegne e forniture. Ciò comportò la completa demolizione della struttura precedente (i bagni pubblici) e una riprogettazione architettonica della corte in diagonale e tra i due livelli di altezza di Piazza delle Erbe e di Piazza dei Signori. Al di sotto furono progettati anche dei nuovi bagni pubblici. La biglietteria è stata ampliata per far spazio ad una zona guardaroba, collocata a lato della Domus nella parte alta della Corte dei Bissari: è una struttura moderna color ruggine (pannello sandwich di acciaio), alta circa 4 m, geometricamente composta di 3 parallelepipedi accostati, ognuno con ampie finestre a doppio vetro antisfondamento su uno dei lati.

2.2 L'impianto

Al fine di garantire il benessere termico delle persone all'interno della Basilica, nel progetto, oltre agli interventi di carattere architettonico, fu proposta e venne poi approvata l'installazione di un impianto di climatizzazione con pompa di calore ad acqua di falda. La sorgente termica utilizzata dalla pompa di calore è l'acqua della falda che si trova nel sottosuolo di Vicenza e si tratta della prima volta in cui viene concessa dal Comune l'autorizzazione per un suo utilizzo a scopo geotermico. La centrale termica frigorifera, come già detto, venne posizionata in un locale interrato al di sotto della Corte dei Bissari. Per quanto riguarda il sistema di distribuzione del calore, venne installato durante i lavori di restauro un sistema a pannelli radianti a pavimento, sia nel salone che al piano terra della Domus e i canali di ventilazione forzata, con due unità per il trattamento dell'aria a servizio del salone ed una a servizio della biglietteria.

2.2.1 L'impianto a Pompa di Calore a servizio della Basilica da progetto

L'impianto in questione è un sistema di tipo open-loop reversibile: preleva e porta in superficie tramite un pozzo di emungimento una certa portata di acqua di falda, grazie ad una pompa di prelievo, ad una temperatura che per la falda di Vicenza mediamente si aggira sui 15-16 °C. L'acqua pompata in superficie viene poi filtrata meccanicamente attraverso dei dissabbiatori a ciclone che la rendono adatta ad attraversare uno scambiatore a piastre, che la riscalda o la

raffredda a seconda del regime di funzionamento. Come già spiegato nel primo capitolo, i vincoli sul salto termico massimo che è possibile far compiere all'acqua di falda sono molto restrittivi e determinano le portate emunte, che sono funzione del fabbisogno termico dell'edificio. In inverno la falda rappresenta una sorgente termica, in quanto l'impianto funziona in modo da prelevare una certa quantità di calore dalla falda ed utilizzarla per il riscaldamento dell'edificio; in estate la falda funge da pozzo termico, in quanto l'impianto funziona in modo tale da cedere una certa quantità di calore all'acqua, per poter raffrescare la Basilica. Oltre al pozzo di emungimento è presente anche un pozzo di re-immissione, a debita distanza dal primo per evitare interferenze. Lo scambiatore a piastre viene attraversato da un'altra portata d'acqua che circola all'interno di un circuito intermedio, che disaccoppia il circuito con l'acqua di falda dal circuito che collega le utenze della Basilica. Tale circuito intermedio dall'altro capo passa in uno dei due scambiatori di calore della pompa di calore, che funge da condensatore o da evaporatore in base al tipo di funzionamento, estivo o invernale. Terzo ed ultimo circuito è appunto quello che collega l'altro scambiatore di calore della pompa di calore con le utenze dell'edificio. Le utenze che da progetto sono servite dall'impianto sono:

- il grande salone
- la Domus Commestabilis (biglietteria)
- i negozi del piano terra

Oltre alla pompa di calore è presente, come back-up per il riscaldamento, uno scambiatore di calore che scambia con un circuito allacciato al teleriscaldamento cittadino. Per il raffrescamento è invece installato un gruppo frigorifero acqua-acqua.

2.2.2 Livelli termici che caratterizzano l'impianto da progetto

I funzionamenti con pompa di calore reversibile previsti da progetto, tra falda e utenze, sono due:

- in regime invernale l'impianto lavora tra l'acqua inviata alle utenze, che dev'essere a 45 °C e tornare a 40 °C e l'acqua della falda a 15 °C che ritorna ad 8 °C;
- in regime estivo invece l'impianto deve garantire acqua inviata alle unità di trattamento dell'aria a 7 °C che ritorna a 12 °C, scaldando acqua di falda a 15 °C che ritorna a 23 °C.

Per permettere questi scambi di calore, cambiano anche le temperature dell'acqua all'interno del circuito intermedio che collega la pompa di calore alle utenze. In particolare quindi, le due sorgenti termiche con cui interagisce la pompa di calore risultano essere:

- in regime estivo (Figura 2.6) da un lato acqua del circuito intermedio a 17 °C che viene riscaldata a 25 °C (pozzo ad alta temperatura) e dall'altro l'acqua del circuito utenze a 12 °C che viene raffreddata a 7 °C (sorgente a bassa temperatura);

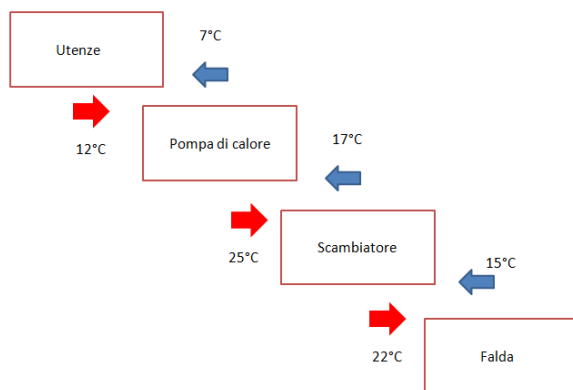


Figura 2.6: Livelli di temperatura da progetto in funzionamento estivo

- in regime invernale(Figura 2.7) da un lato acqua del circuito intermedio a 12 °C che viene raffreddata a 6 °C (sorgente a bassa temperatura) e dall'altro acqua del circuito utenze a 40 °C che viene riscaldata a 45 °C (pozzo ad alta temperatura).

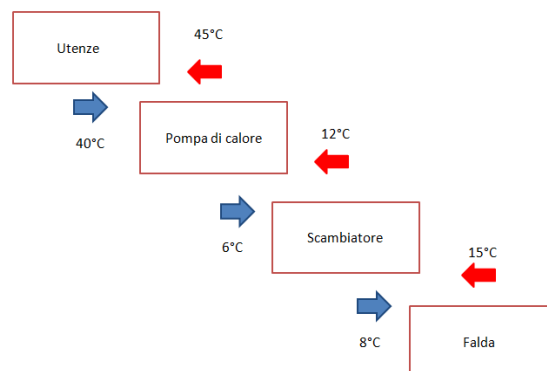


Figura 2.7: Livelli di temperatura da progetto in funzionamento invernale.

L'acqua di falda è una sorgente potenzialmente molto vantaggiosa in termini energetici rispetto all'aria esterna, come chiarito nel primo capitolo, ma come detto e come si dimostrerà all'interno dei capitoli successivi, affinché tali vantaggi si concretizzino, risultano fondamentali un corretto dimensionamento sia della pompa di calore sia degli elementi ausiliari dell'impianto (pompe di prelievo, pompe di circolazione, etc.), oltre ad una gestione ottimizzata dell'impianto in termini di manutenzione e logiche di regolazione.

2.2.3 Struttura dettagliata dell'impianto e funzionamento in regime estivo

Segue una descrizione dei tre circuiti principali di cui è composto l'impianto.

2.2.3.1 Il circuito con acqua di falda

E' un circuito aperto (open loop), l'acqua viene prelevata dal pozzo di emungimento grazie all'attivazione di una pompa di prelievo elettrica sommersa da 22 kW con portata massima di 88 m³/h (sono presenti 2 pompe uguali, una in riserva all'altra), viene poi filtrata meccanicamente attraverso 4 dissabbiatori a ciclone in acciaio inox e fatta passare attraverso uno scambiatore di calore a piastre, dove assorbe il calore necessario al raffreddamento della Basilica. L'attivazione della pompa di emungimento è regolata in base alla temperatura del circuito intermedio (in particolare del lato caldo di quest'ultimo): tale circuito, se la pompa di calore è in funzione e sta prelevando calore dalla basilica, si scalderà; ecco che la pompa di pozzo, superata la temperatura di set point superiore del circuito intermedio, si accende e pompa l'acqua di falda necessaria per lo scambio termico con il circuito intermedio. Una volta che l'abbassamento della temperatura nel circuito intermedio è tale per cui la temperatura è scesa sotto il valore inferiore della banda di regolazione, la pompa di pozzo si spegne. La pompa di pozzo è dotata di regolazione ad inverter: data una portata massima erogabile, l'inverter modula quest'ultima in funzione della richiesta di raffreddamento delle utenze in quel particolare istante (Figura 2.8).

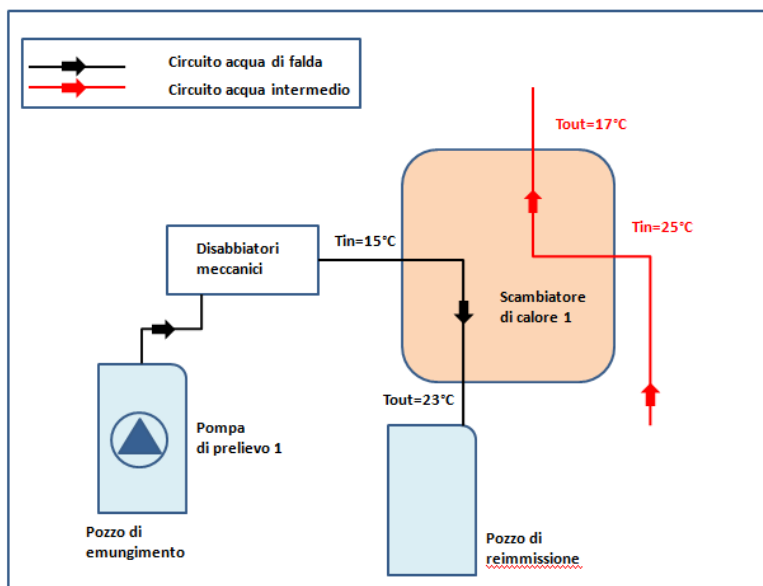


Figura 2.8: Il circuito ad acqua di falda

2.2.3.2 Il circuito intermedio o primario

Tale circuito disaccoppia il circuito ad acqua di falda da quello delle utenze, a tutela della composizione chimica dell'acqua di falda, che subisce di fatto solo trattamenti meccanici di filtrazione e termici di riscaldamento. L'acqua del circuito primario assorbe il fabbisogno frigorifero al condensatore della pompa di calore e lo trasporta allo scambiatore dove verrà

trasferito all'acqua di falda. L'acqua circola grazie ad una pompa elettrica da 5 kW (sono presenti due pompe uguali, anche in questo caso una in riserva all'altra), a portata costante di 90 m³/h da progetto (Figura 2.9).

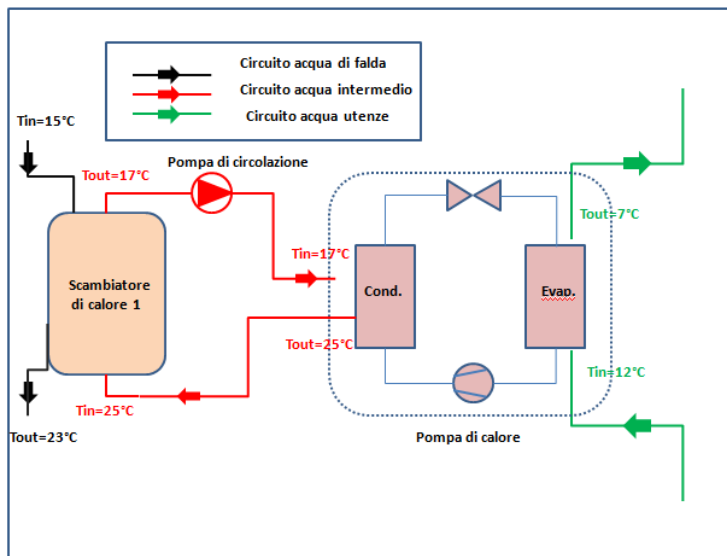


Figura 2.9: Il circuito primario

2.2.3.3 Circuito delle utenze

La pompa di calore, attraverso la spesa di energia elettrica, rende disponibile al circuito intermedio (a più alta temperatura) calore prelevato all'evaporatore dall'acqua del circuito delle utenze. L'attivazione della pompa di calore è regolata su questo vincolo di temperatura ed i compressori della pompa di calore (sono 6) si attivano in successione in base all'effettivo fabbisogno frigorifero, modulando la potenza fornita dalla macchina. L'acqua in uscita dall'evaporatore della pompa di calore viene prima inviata ad un serbatoio termico con capacità massima di 2000 l e poi alle pompe di circolazione delle varie utenze della Basilica. Nel ramo di ritorno all'evaporatore è presente la pompa di circolazione da 3 kW con portata massima di 85 m³/h costante (Figura 2.10).

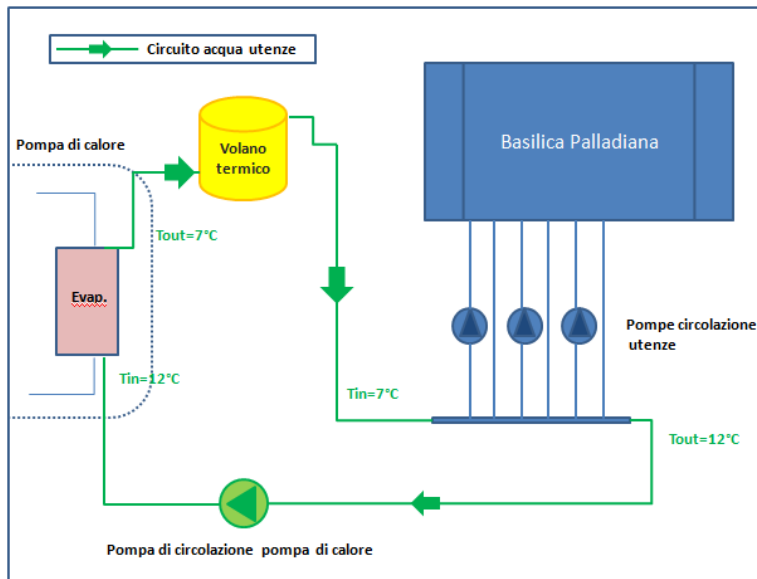


Figura 2.10 Circuito utenze

2.2.4 Caratteristiche tecniche dei principali componenti dell'impianto

- Pompe di emungimento:** per il prelievo dell'acqua di falda sono state installate due pompe (una di riserva) di potenza elettrica nominale 22 kW ciascuna con prevalenza di 70 m c.a. La portata massima di queste pompe è molto maggiore di quella necessaria al corretto funzionamento dell'impianto, potendo arrivare anche a valori di 130 m³/h. Delle due pompe una è controllata tramite inverter e garantisce quindi la possibilità di regolare la portata in base ai fabbisogni termici, la seconda è invece controllata in on/off e dovrebbe intervenire solo in caso di guasto alla prima; vista l'incapacità di modulazione risulta meno efficiente dal punto di vista energetico rispetto all'altra. Le due pompe non dovrebbero mai avviarsi contemporaneamente. Marca KSB, modello UPA 200b-80/3e (Figura 2.11) ;



Figura 2.11: Tubazioni che entrano nel pozzo

- **Scambiatori di calore** tra circuito di pozzo e circuito primario: due scambiatori (uno di riserva all'altro) a piastre in acciaio inox AISI 304, con coibentazione con pannelli rigidi in poliuretano e finitura esterna con lamierino di alluminio goffrato, potenzialità circa 700 kW. Marca Gemini Industriale, modello S62-IS10;
- **Pompe di circolazione circuito primario:** due pompe (una di riserva all'altra) a portata costante di potenza elettrica nominale 5 kW, prevalenza 12 m c.a. e portata nominale 90 m³/h. Marca Salmson, modello PBS 65-220/4/4/22;
- **Pompe di circolazione circuito utenze:** due pompe (una di riserva all'altra) a portata costante di potenza elettrica nominale 3 kW, prevalenza 8 m c.a. e portata nominale 85 m³/h. Marca Salmson, modello PBS 65-220/3/4/21;
- **Pompa di calore:** pompa di calore reversibile acqua-acqua, marca MTA, modello Neptune Tech Net 180 SP(Figura 2.12). La macchina basa il suo funzionamento su sei compressori di tipo scroll disposti su due circuiti in parallelo. I compressori si attivano a seconda della richiesta termica. Nella tabella successiva si possono vedere i dati di targa relativi alle prestazioni estive ed invernali a pieno carico della macchina, al variare delle temperature di entrata e di uscita dell'acqua da condensatore ed evaporatore. La macchina è dotata di un recuperatore totale dell'energia termica in regime estivo, il cui funzionamento risulta al momento problematico;



Figura 2.12 : Pompa di calore

- **Gruppo frigo di back-up:** gruppo frigo raffreddato ad acqua, funzionante in regime estivo alternativamente alla pompa di calore; potenza frigorifera massima 300 kW. Marca AERMEC, modello NXW1000XL.

Prestazioni a pieno carico della pompa di calore installata, al variare delle temperature di entrata e uscita dell'acqua da condensatore ed evaporatore, fornite dal costruttore (MTA):

Prestazioni Neptune Tech Net 180 SP										
T _c in [°C]	15		18		25		35		45	
T _c out [°C]	22,5		25,5		32,5		42,5		52,5	
Resa Frigorifera [kW]	690	784	671	780	625	727	553	665	472	553
Resa Termica [kW]	792	894	780	891	752	856	713	807	676	758

P assorbita [kW]	102	109	109	111	128	129	161	162	204	206
T_e in [°C]	10	15	10	15	10	15	10	15	10	15
T_e out [°C]	5	10	5	10	5	10	5	10	5	10
EER	6,8	7,2	6,2	7,0	4,9	5,6	3,4	4,1	2,3	2,7
COP	7,8	8,2	7,2	8,0	5,9	6,6	4,4	5,0	3,3	3,7

In grassetto sono evidenziate le condizioni che più si avvicinano per il regime di funzionamento estivo a quelle da progetto, ed è possibile leggere di conseguenza le prestazioni della macchina in termini di resa frigorifera in kW, di resa termica in kW, di potenza assorbita in kW e di EER e COP di macchina. Le condizioni di funzionamento reali possono essere ben diverse, come vedremo, a seconda della regolazione sull'impianto.

Capitolo 3

L'attività di monitoraggio dell'impianto

In questo capitolo si descrive il sistema di monitoraggio dell'impianto idrotermico a servizio della Basilica Palladiana, le apparecchiature ed i parametri da esso misurati; si effettua inoltre un rendiconto dei monitoraggi avvenuti nelle stagioni estiva 2014 ed invernale 2014-2015 e si analizza infine il recente periodo di monitoraggio estivo 2015.

Il Comune di Vicenza ha richiesto una verifica periodica del funzionamento dell'impianto a servizio della Basilica Palladiana. Per fare questo si è rivolto ai consulenti energetici di S.C.S.A. Studio Centro Sicurezza Ambiente Srl, uno studio professionale di ingegneri nel vicentino, che ha avuto il compito di analizzare le prestazioni energetiche dell'impianto. In particolare i due ingegneri che si sono direttamente occupati di tale commessa sono l'Ing. Fadi Onza e l'Ing. Andrea D'Ascanio; quest'ultimo è stato anche il mio tutor durante il periodo di stage che ho svolto all'interno di S.C.S.A. L'Autorizzazione Provinciale prot. N° 51790 del 9 luglio 2012 prescrive ai consulenti di verificare, dato che l'impianto è stato autorizzato in via sperimentale, i seguenti aspetti dell'impianto:

- la portate emunte e scaricate ed il relativo salto termico, in ciclo estivo ed invernale;
- le caratteristiche chimiche e chimico-fisiche dell'acqua di falda e di scarico, tramite opportuni campionamenti (oggetto di monitoraggio specifico da parte della società Sinergeo);
- i bilanci energetici, le rese energetiche (COP ed EER) e l'energia elettrica consumata dall'impianto.

I consulenti di S.C.S.A., nell'inverno 2014, hanno pertanto valutato gli aspetti di pertinenza della parte energetica impiantistica, al fine di rispondere alla prima ed alla terza richiesta del Comune, ed in particolare:

- la presenza ed il funzionamento di dispositivi per il monitoraggio dell'impianto e la registrazione dei dati di interesse;
- la verifica della modalità di effettuazione di un bilancio energetico dell'impianto;
- la verifica delle prestazioni energetiche attuali e delle possibili strategie in termini di gestione dell'impianto, per il miglioramento delle prestazioni sia energetiche che economiche.

3.1 Descrizione del sistema di monitoraggio

L'impianto idrotermico a bassa entalpia a servizio della Basilica Palladiana risulta in funzione dai primi mesi del 2013; tuttavia durante il primo anno di esercizio il sistema di monitoraggio non era ancora stato reso operativo. L'inizio dell'attività di monitoraggio si avrà dall'inizio della stagione estiva 2014.

3.1.1 La centrale termica ed il sistema di scambio termico

Come già spiegato nei precedenti capitoli, l'impianto si compone sostanzialmente di un sistema di climatizzazione con pompa di calore reversibile avente come sorgente termica di scambio l'acqua di falda. Per il riscaldamento è presente un sistema alternativo di scambio con il teleriscaldamento cittadino, per il raffrescamento è presente in alternativa alla pompa di calore (in caso di malfunzionamenti) un gruppo frigorifero acqua/acqua. I dati di targa della pompa installata (Neptune Tech NET 180 SP, marca MTA) dimostrano che sono rispettate le prescrizioni tecniche ed i dati di progetto, in termini di potenza ed efficienza minima richieste dall'Autorizzazione Provinciale. Le principali apparecchiature inizialmente incluse nel bilancio energetico sono:

- pompa di calore (figura 3.1);
- due pompe di pozzo (una di riserva);
- due pompe di circolazione (una di riserva).

Altre apparecchiature presenti ma inizialmente non incluse nel bilancio sono:

- gruppo frigorifero acqua/acqua;
- due unità condensanti ad acqua ad espansione diretta a servizio dei locali MT/BT ed UPS (locali tecnici).



Figura 3.1 Pompa di calore Neptune Tech MTA



Figura 3.2 Tubazioni al pozzo

Lo schema sinottico sottostante (Figura 3.3) mette in evidenza il funzionamento delle pompe del pozzo, regolate dall'inverter e sulla temperatura del circuito intermedio (primario). Nel ciclo estivo è previsto un circuito di recupero totale del calore, per soddisfare i fabbisogni delle batterie di post-riscaldamento.

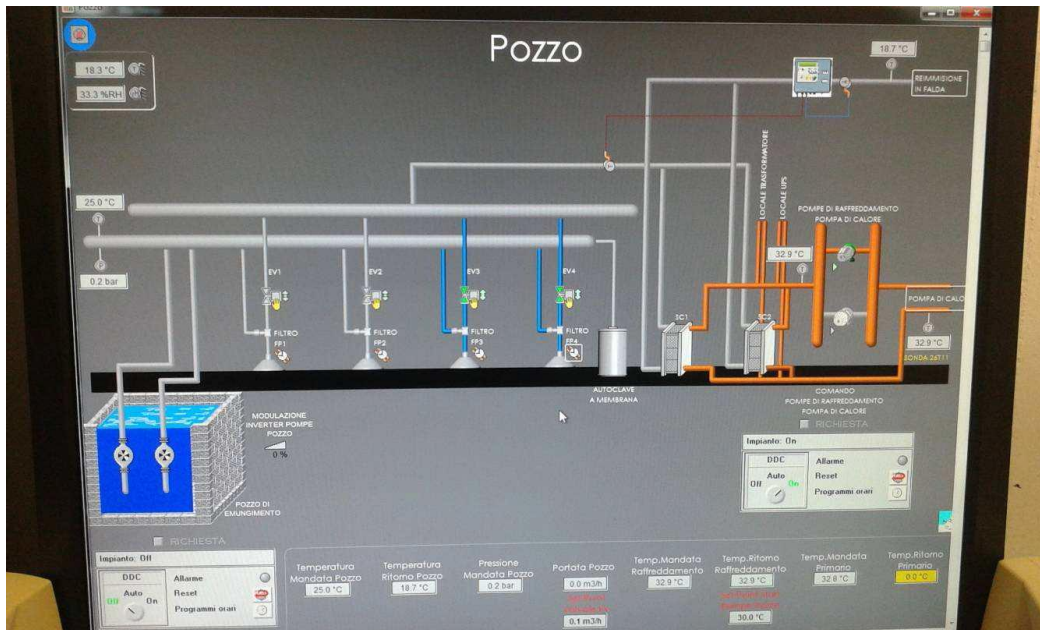


Figura 3.3: Schema sinottico del funzionamento del circuito di pozzo e del primario

3.1.2 Stime progettuali

In base ai dati dichiarati dai progettisti , le condizioni di lavoro e le prestazioni di progetto sono le seguenti:

Regime invernale

- Potenza termica utile massima: $P_{ut} = 614 \text{ kW}$;
- Potenza prelevata massima dalla falda: $P_{prel} = P_{ut}(1-1/COP)$;
- In base al COP nominale previsto da progetto ($COP = 4$), la $P_{prel} = 614 \times 0,75 = 460 \text{ kW}$; con una differenza di temperatura prevista di $8 \text{ }^\circ\text{C}$, la portata massima richiesta è di $49,3 \text{ m}^3/\text{h}$ (circa $13,7 \text{ l/s}$);
- La stima della quantità di acqua emunta in regime invernale è di circa 89400 m^3 .

Regime estivo

- Potenza frigorifera utile massima: $P_{ut} = 613 \text{ kW}$;
- Potenza immessa massima nella falda : $P_{imm} = P_{ut} (1+1/EER)$;
- In base all'EER nominale previsto da progetto ($EER = 5$), la $P_{imm} = 613 \times 1,2 = 735 \text{ kW}$; con una differenza di temperatura prevista di $10 \text{ }^\circ\text{C}$, la portata massima richiesta è di $63,3 \text{ m}^3/\text{h}$ (circa $17,6 \text{ l/s}$);
- La stima della quantità di acqua emunta in regime estivo è di circa 73600 m^3 .

Quindi complessivamente la quantità d'acqua di falda movimentata dall'impianto annualmente è stimata all'incirca pari a $163000 \text{ m}^3/\text{anno}$. Le portate, le temperature e le energie termiche prelevate ed immesse in falda, se l'impianto viene utilizzato in modo bilanciato tra estate ed inverno, appaiono tali da mantenere il sistema in sostanziale equilibrio.

3.1.3 Componenti del sistema di monitoraggio

Nell'ipotesi di utilizzo della pompa di calore come sistema principale di riscaldamento e raffrescamento, il sistema di monitoraggio proposto dai progettisti è così composto (Tabella 3.1):

Parametro di misura	Denominazione	Strumento di misura	Nota
Energia termica prelevata da pozzo o ceduta al pozzo	$E_{prel} - E_{ced}$	Contatore di calore marca Siemens modello UH50-C82C Portata nominale $60 \text{ m}^3/\text{h}$ DN 100 Classe di precisione 2 (EN 1434) Teleleggibile	Installato sulle tubazione dell'acqua di falda, a valle degli scambiatori di calore. Misura l'energia termica prelevata e ceduta
Energia elettrica assorbita dalla pompa di calore	E_{el-pdc}	Multimetro digitale trifase con TA Teleleggibile	Misura l'energia elettrica della sola pompa di calore, con indicazione anche dei valori istantanei

Energia elettrica assorbita dalla pompe di circolazione circuito primario	$E_{el-prim}$	Multimetro digitale trifase con TA Teleleggibile	Misura l'energia elettrica di entrambe le pompe di circolazione (una di riserva), con indicazione anche dei valori istantanei
Energia elettrica assorbita dalle Pompe di pozzo	E_{el-poz}	Multimetro digitale trifase con TA Teleleggibile	Misura l'energia elettrica di entrambe le pompe del pozzo, con indicazione anche dei valori istantanei

Tabella 3.1: Parametri monitorati, loro denominazione e strumento di misura.

Noti i valori di tali energie misurate dagli strumenti in campo, è possibile effettuare un bilancio energetico e verificare i parametri caratterizzanti dell'impianto, sia istantanei che periodici, mediante le seguenti formule:

Indici di prestazione in regime invernale:

- Energia utile (termica): $E_{ut} = E_{prel} + E_{el_pdc}$
- COP di macchina : $COP = E_{ut} / E_{el_pdc} = 1 + E_{prel}/E_{el_pdc}$
- COP totale: $COP_{tot} = E_{ut}/(E_{el_pdc}+E_{el_prim}+E_{el_poz}) = (E_{prel}+E_{el_pdc}) / (E_{el_pdc}+E_{el_prim}+E_{el_poz})$

Indici di prestazione in regime estivo:

- Energia utile (frigorifera): $E_{ut} = E_{ced} - E_{el_pdc}$
- EER di macchina : $EER_m = E_{ut} / E_{el_pdc} = E_{ced}/E_{el_pdc} - 1$
- EER totale : $EER_{tot} = E_{ut} / (E_{el_pdc}+E_{el_prim}+E_{el_poz}) = (E_{ced} - E_{el_pdc}) / (E_{el_pdc}+E_{el_prim}+E_{el_poz})$

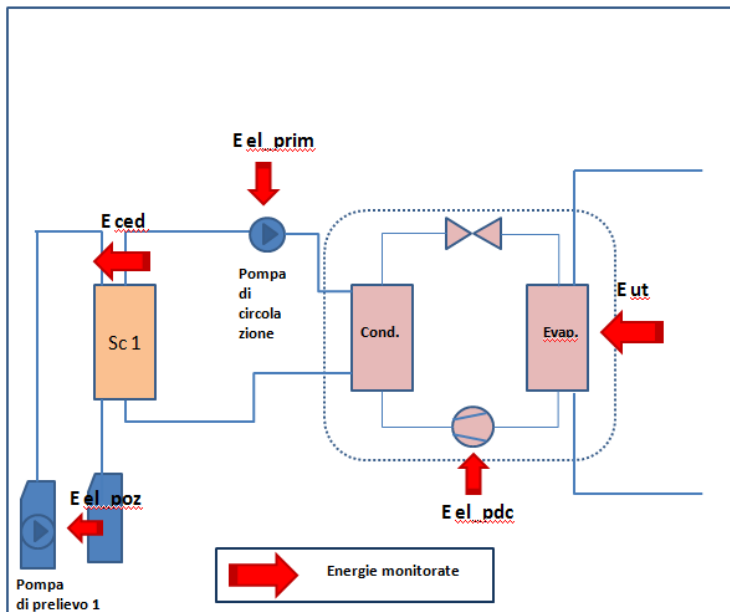


Figura 3.4: Schema flussi energetici monitorati nell'impianto inizialmente, durante la modalità di funzionamento raffreddamento

Con COP_m ed EER_m si parla della sola pompa di calore, COP_{tot} ed EER_{tot} invece tengono conto anche dei consumi delle apparecchiature ancillari (pompe di circolazione circuito primario, pompe di pozzo). I valori della strumentazione in campo vengono campionati dal sistema di supervisione e sono quindi registrabili e monitorabili, in modo da verificare gli indici sopra elencati con periodicità variabile. La frequenza utile di monitoraggio è almeno mensile, al fine di considerare le prestazioni dell'impianto sia a pieno carico sia a carico parziale nelle mezze stagioni.

3.2 La prima relazione tecnica periodica di S.C.S.A.

Tale sistema di monitoraggio è stato attivato il 14 marzo 2014. A fine marzo 2014 i consulenti di S.C.S.A. hanno prodotto una prima relazione da sottoporre al Comune. In questa si dichiarava innanzitutto l'impossibilità di effettuare un bilancio energetico del sistema, data la scarsità di dati registrati in così poco tempo. L'impianto inoltre nei mesi di febbraio e marzo 2014 risultava non ancora in funzione, in quanto si era reso necessario un intervento di pulizia del pozzo di re immissione, che non era in grado di assorbire correttamente le portate d'acqua emunte. I pochi dati raccolti manualmente in tali mesi, si riferiscono all'impianto in regime di riscaldamento e allacciato al teleriscaldamento cittadino. Le operazioni di pulizia del pozzo sono terminate a fine marzo. La prima verifica delle prestazioni dell'impianto possibile è quindi in corrispondenza dell'estate 2014.

Nella prima relazione tecnica periodica dei consulenti di S.C.S.A. si parla già di interventi di carattere gestionale riguardanti l'impianto, individuati grazie all'attivazione del sistema di monitoraggio. Tre sono le considerazioni più importanti:

- ottimizzare il funzionamento dell'inverter della pompa di pozzo, evitando l'attivazione della seconda pompa che deve fungere (come da progetto) da riserva dell'altra;
- regolare le pompe del circuito primario in modo che non restino accese 24 h al giorno, ma che vengano spente con pompa di calore spenta e se non vi è necessità di climatizzare i locali di servizio (MT, UPS);
- aumentare, soprattutto in regime di funzionamento parziale, il salto termico effettuato dall'acqua di falda al fine di ridurre le portate in gioco.

Si parla inoltre di modifiche impiantistiche riguardanti:

- l'attivazione del recuperatore termico della pompa di calore in modalità raffrescamento;
- la modifica dei gruppi ad espansione diretta, utilizzando un sistema condensante ad aria, al fine di evitare l'avvio delle pompe di pozzo per lo smaltimento di quantità ridotte di calore.

3.3 La seconda relazione tecnica periodica di S.C.S.A.

Tale relazione, inviata al Comune di Vicenza in data 10 Ottobre 2014, illustra i risultati del monitoraggio effettuato nel corso dell'estate 2014. Si risponde alle richieste del Comune:

- portate emunte e scaricate con relativo salto termico;
- bilancio energetico dell'impianto, rese energetiche effettivamente ottenute (COP, EER) ed energia elettrica consumata dalla pompa di calore.

I consulenti di S.C.S.A. hanno effettuato in particolare:

- verifica dei dati registrati dal sistema di supervisione dell'impianto inerenti:
 - temperature, portate, potenze termiche relative all'acqua di falda prelevata e scaricata;
 - consumi elettrici delle principali apparecchiature dell'impianto dedicate alla produzione di energia utile;
 - consumi dell'energia termica da teleriscaldamento.
- verifica in campo dei dispositivi di misura e delle modalità di esercizio dell'impianto;
- analisi dei dati e verifica del bilancio energetico;
- verifica delle fasi di pulizia del pozzo e misura delle prestazioni delle pompe del pozzo a diverse velocità di funzionamento;
- incontri di coordinamento con il referente per il Comune di Vicenza, col referente dell'impresa addetta alla conduzione dell'impianto e con lo studio di geologia Sinergo incaricata del monitoraggio geologico.

In tabella 3.2 vengono elencati i vecchi e i nuovi parametri monitorati.

Parametro	Definizione	U.M.	Note	Frequenza campionamento
E_{prel}	Energia termica prelevata dall'acqua di falda	MWh	Misurata tramite il contatore di calore posizionato nel circuito dell'acqua di pozzo (energia termica prelevata)	10 min
E_{ced}	Energia termica ceduta all'acqua di falda	MWh	Misurata tramite il contatore di calore posizionato nel circuito dell'acqua di pozzo (energia termica ceduta)	10 min
$T_{\text{m-poz}}$	Temperatura "mandata pozzo"	°C	Misura la temperatura in prelievo dalla falda, a monte dello scambiatore di calore	10 e 60 min
$T_{\text{-r-poz}}$	Temperatura "ritorno pozzo"	°C	Misura la temperatura in ritorno alla falda, a valle dello scambiatore di calore	10 e 60 min
Q_{poz}	Portata d'acqua prelevata dal pozzo	m ³	Misura la portata di acqua prelevata dalla falda	10 min
$E_{\text{el-pdc}}$	Energia elettrica consumata dalla pompa di calore	kWh	Misurata tramite il contatore elettrico posizionato sul quadro di alimentazione pompa di calore	15 min

E_{el-poz}	Energia elettrica consumata dalle pompe di prelievo falda	kWh	Misurata tramite il contatore elettrico posizionato sul quadro di alimentazione pompa di calore	15 min
$E_{el-prim}$	Energia elettrica consumata dalle pompe di circolazione circuito primario	kWh	Misurata tramite il contatore elettrico posizionato sul quadro di alimentazione pompa di circolazione	15 min
E_{el-gf}	Energia elettrica consumata dal gruppo frigorifero di emergenza	kWh	Misurata tramite il contatore elettrico posizionato sul quadro di alimentazione gruppo frigorifero di emergenza	15 min
E_{el-cdz}	Energia elettrica consumata condizionatori a espansione diretta	kWh	Misurata tramite il contatore elettrico posizionato sul quadro di alimentazione condizionatori locali MT e UPS	15 min

Tabella 3.2: Parametri monitorati, loro denominazione, strumento di misura e frequenza di monitoraggio.

3.3.1 Indici di prestazione in regime estivo

Il bilancio energetico in regime estivo deve tenere conto di vari aspetti importanti per la definizione dell'energia utile, ricavata a partire dall'energia termica immessa in falda:

- l'energia utile può essere erogata dal gruppo frigo di back-up, di cui è necessario conteggiare il consumo elettrico;
- l'energia utile per la Basilica deve essere misurata al netto dell'energia utile per i locali tecnici (UPS ed MT), asserviti dal sistema ad espansione diretta (CDZ). Per stimare tale valore si parte dai consumi elettrici e, tramite l'EER nominale stagionale di tali macchine, si calcola l'energia termica utile.

Energia utile per i locali MT ed UPS: $E_{ut_cdz} = E_{el_cdz} * ESEER_{cdz}$

Energia ceduta al pozzo per locali MT ed UPS: $E_{ced_cdz} = E_{ut_cdz} + E_{el_cdz} = E_{el_cdz} * (1+ESEER_{cdz})$

Energia utile frigorifera a servizio della Basilica è quindi: $E_{ut} = (E_{ced} - E_{ced_cdz}) - (E_{el_pdc} + E_{el_gf})$

L'indice di prestazione in regime estivo risulta pertanto:

EER di macchina: $EER_m = E_{ut} / (E_{el_pdc} + E_{el_gf}) = ((E_{ced} - E_{ced_cdz}) - (E_{el_pdc} + E_{el_gf})) / (E_{el_pdc} + E_{el_gf})$

EER totale: $EER_{tot} = E_{ut} / (E_{el_pdc} + E_{el_gf} + E_{el_prim} + E_{el_poz})$

L'EER totale tiene conto dell'energia elettrica consumata da tutte le apparecchiature necessarie per trasferire il calore dal circuito di utenza al pozzo termico rappresentato dalla falda ed è l'indice rappresentativo dell'efficienza del sistema di climatizzazione.

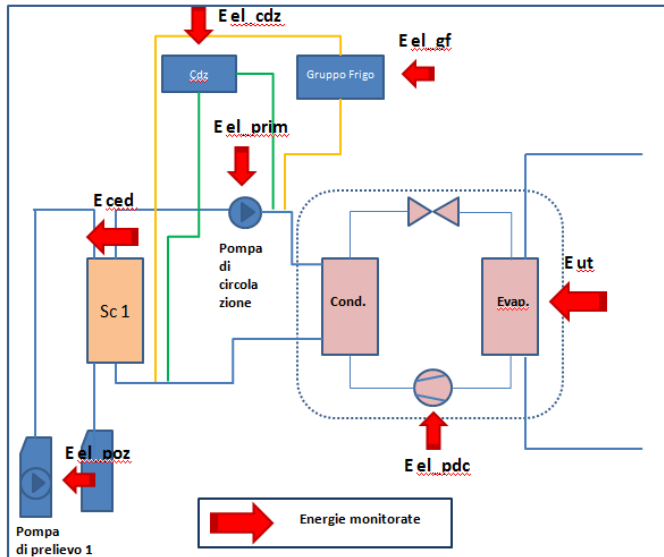


Figura 3.5: Schema flussi energetici monitorati nell'impianto, con aggiunta di monitoraggio consumi elettrici del gruppo frigo e delle Cdz, sempre durante il funzionamento in raffrescamento.

3.3.2 Indici di prestazione della risorsa idrica

Ulteriore parametro utile ai fini della verifica delle prestazioni dell'impianto è il consumo di acqua di falda per unità di energia termica/frigorifera resa all'utenza. Tale indice, chiamato consumo idrico specifico, rappresenta l'efficienza di utilizzo della risorsa idrica da parte del sistema e viene calcolato a partire dai consumi di acqua di falda in rapporto all'energia utile resa alle utenze.

Consumo idrico specifico invernale: $Q_{idr_inv} = Q_{poz_inv} / E_{ut_inv}$ [l/kWh]

Consumo idrico specifico estivo : $Q_{idr_est} = Q_{poz_est} / E_{ut_est}$ [l/kWh]

In base ai dati di progetto, si può calcolare l'indice di consumo atteso nei due regimi:

- regime invernale:

$$E_{prel} = (Q_{poz} * c_p * \Delta T_{inv}) / 3600 \quad [kWh]$$

Con

$$Q_{poz} = \text{quantità di acqua prelevata dal pozzo} \quad [l]$$

$$c_p = \text{calore specifico dell'acqua (4,186)} \quad [kJ/(kg \text{ } ^\circ C)]$$

$$\Delta T = \text{delta di temperatura dell'acqua di pozzo nel periodo} \quad [^\circ C]$$

$$\text{Dato che: } E_{prel} = E_{ut} - E_{el_pdc}$$

$$E_{el_pdc} = E_{ut} / COP,$$

$$\text{si ricava che: } E_{prel} = E_{ut} * (1 - 1/COP) \quad [kWh]$$

$$\text{da cui: } Q_{idr_inv} = Q_{poz_inv} / E_{ut_inv} = ((1 - 1/COP) / (c_p * \Delta T_{inv})) * 3600 \quad [l/kWh]$$

- regime estivo:

Sappiamo che $E_{ced} = E_{ut} + E_{el_pdc}$

$$E_{el_pdc} = E_{ut} / EER$$

Il consumo idrico specifico risulta quindi :

$$Q_{idr_est} = Q_{poz_est} / ((1 + 1/EER) / (c_p * \Delta Test)) * 3600 \quad [l/kWh]$$

Indici di prestazione previsti da progetto (Tabella 3.3):

Indicatore	Sigla	U.M.	Regime invernale	Regime estivo	note
Efficienza della macchina	COPm EERm	-	4	5	Valori nominali
Consumo idrico specifico	Qidr_inv Qidr_est	litri/kWh	108	172	$\Delta T_{inv} = 6^\circ C$ $\Delta T_{est} = 6^\circ C$

Tabella 3.3: Indice di prestazione previsti da progetto.

3.4 Monitoraggio dei consumi energetici nell'estate 2014

3.4.1 Consumi elettrici

Nel periodo di monitoraggio l'impianto è stato caratterizzato dai seguenti fattori importanti:

- è stato riattivato in modalità estiva, dopo gli interventi al pozzo, a partire dall'11 aprile 2014;
- il funzionamento a regime si è avuto esclusivamente fino alla conclusione della mostra "Verso Monet" il 4 maggio 2014;
- nei mesi di giugno e luglio non è stato necessario climatizzare la Basilica;
- ad agosto e settembre l'impianto ha funzionato a carico parziale, vista la ridotta richiesta di climatizzazione.

Periodo di misura	Tipo regime	Funzionamento impianti	Pompe pozzo	Pompa di calore	Pompe circuito primario	Totale en. Elettrica Impianto PdC	Energia elettrica totale ¹
	Indicatore		E _{el-poz}	E _{el-pdc}	E _{el-prim}		
	U.M.		kWh _{el}	kWh _{el}	kWh _{el}	kWh _{el}	kWh _{el}
11/04/14 - 04/05/14	ESTIVO	carico parziale ,mostra attiva	457	3.190	2.386	6.283	7.033
05/05/14 - 31/05/14	ESTIVO	carico ridotto	180	856	2.384	3.765	4.514
01/06/20 - 30/06/14	ESTIVO	carico nullo	116	24	2.837	3.274	4.534
01/07/14 - 31/07/14	ESTIVO	carico nullo	129	-	2.931	3.366	4.813
01/08/14 - 31/08/14	ESTIVO	carico parziale	517	3.675	2.932	7.431	8.872
01/09/14 - 30/09/14	ESTIVO	carico parziale	239	1.218	2.843	4.597	5.734

TOTALE PERIODO	ESTIVO	carico parziale	1.639	8.962	16.312	28.716	35.499

Tabella 3.4: Dati monitorati : assorbimenti elettrici di pompa di calore e principali apparecchiature ancillari.

Graficamente (Figura 3.6) (Figura 3.7):

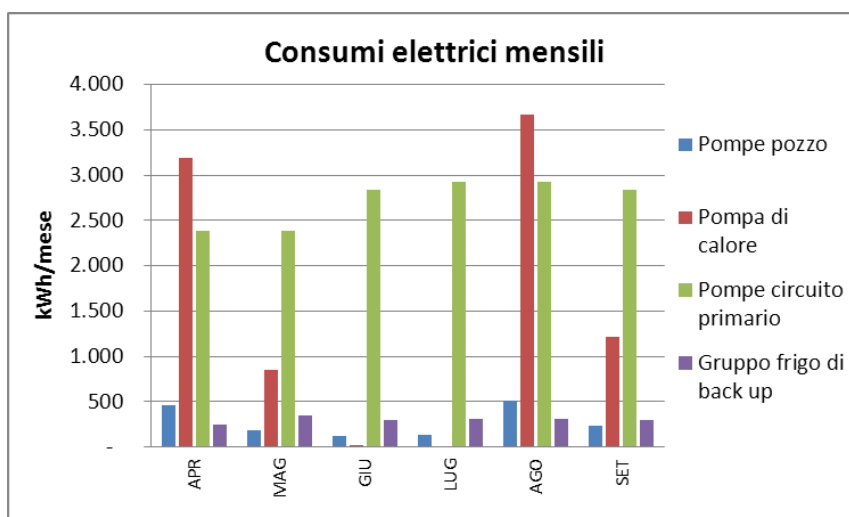


Figura 3.6: Consumi elettrici mensili di pompa di calore e principali apparecchiature ancillari.

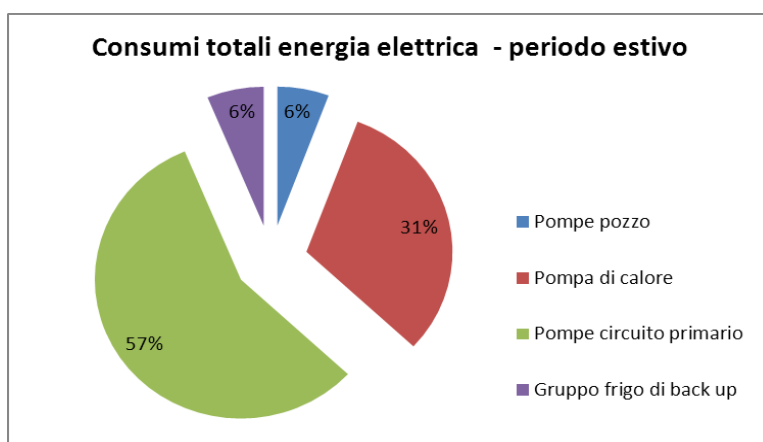


Figura 3.7: Consumi elettrici totali (stagionali) in percentuale, suddivisi per tipo di apparecchiatura.

Le considerazioni che emergono dai dati monitorati sono le seguenti:

- i consumi elettrici relativi alle pompe di circolazione del primario sono eccessivamente elevati rispetto al totale dei consumi elettrici, questo è dovuto al funzionamento 24 h su 24 di tali pompe, inutile nei giorni di carico basso o nullo ed energeticamente molto dispendioso;
- il gruppo frigo di back-up consuma costantemente circa 300 kWh al mese, senza produrre energia frigorifera utile, in funzione stand-by; è opportuno eliminare tale assorbimento di energia.

3.4.2 Fabbisogni frigoriferi

Si calcola l'energia utile frigorifera a servizio della Basilica, partendo dall'energia immessa in falda, come da formule.

Periodo di misura	Tipo regime	Funzionamento impianti	Energia Termica immessa in falda	Energia dissipata per servizio CDZ	Energia dissipata netta per servizio Basilica	Energia frigorifera utile per servizio Basilica
	Indicator e		E_{ced}	$E_{ced-cdz}$	$(E_{ced} - E_{ced-cdz})$	E_{ut}
	U.M.		kWh _{th}	kWh _{th}	kWh _{th}	kWh _{frig}
11/04/14 - 04/05/14	ESTIVO	carico parziale	21.500	1.400	20.100	16.660
05/05/14 - 31/05/14	ESTIVO	carico ridotto	6.000	1.046	4.954	3.845
01/06/20 - 30/06/14	ESTIVO	carico nullo	1.400	1.400	-	-
01/07/14- 31/07/14	ESTIVO	carico nullo	1.200	1.200	-	-

01/08/14-31/08/14	ESTIVO	carico parziale	22.800	2.666	20.134	16.152
01/09/14-30/09/14	ESTIVO	carico parziale	5.200	2.103	3.097	1.582
TOTALE PERIODO	ESTIVO	carico parziale	58.100	12.574	45.526	34.760

Tabella 3.4: Dati monitorati : energia termica immessa in falda e stima della parte dovuta alle CDZ.

Tali valori suggeriscono le seguenti considerazioni:

- risulta non trascurabile l'energia termica dissipata in favore delle CDZ a servizio dei locali UPS ed MT (circa il 22% del totale dell'energia termica immessa in falda), questo causa l'attivazione frequente e spesso breve delle pompe del pozzo;
- le CDZ consumano in maniera pressoché costante circa 1400 kWh al mese: tale valore, se messo in rapporto ai consumi delle apparecchiature ausiliarie che permettono il funzionamento dell'impianto (pompa di pozzo, pompa di circolazione del primario), risulta eccessivo.

3.4.3 Consumi da teleriscaldamento

Per quanto riguarda i consumi dalla rete di teleriscaldamento, dall' 11/04 al 30/09 del 2014 sono stati pari a 26,4 MWh, concentrati quasi totalmente nel periodo della mostra (aprile-inizio maggio). Tale periodo, essendo ancora di mezza stagione, non è l'ideale per permettere una stima della frazione di tale consumo imputabile al fabbisogno di post-riscaldamento delle UTA a servizio della Basilica. E' opportuno monitorare tale valore, anche per stimare i possibili risparmi energetici conseguibili con l'attuazione di un recupero termico sul calore da smaltire prelevato dalla Basilica; possibilità esistente nell'impianto della Basilica ma non ancora funzionante.

3.4.5 Consumi idrici e temperature in falda

Il monitoraggio del circuito relativo all'acqua di falda permette di ricavare tali dati (Tabella 3.5):

Periodo di misura	Tipo regime	Funzionamento impianti	Energia Termica immessa in falda	Prelievo di acqua di falda	N° avviamenti pompe pozzo
	Indicatori		E_{ced}	Q_{poz}	
	U.M.		kWh _{th}	m ³	n°
11/04/14 - 04/05/14	ESTIVO	carico parziale	21.500	2.601	845
05/05/14 - 31/05/14	ESTIVO	carico ridotto	6.000	1.369	615
01/06/20 - 30/06/14	ESTIVO	carico nullo	1.550	1.057	352
01/07/14-31/07/14	ESTIVO	carico nullo	2.600	907	402
01/08/14-31/08/14	ESTIVO	carico parziale	24.000	3.311	854
01/09/14-30/09/14	ESTIVO	carico parziale	28.000	1.191	547
TOTALE PERIODO	ESTIVO	carico parziale	58.100	10.435	3.616

Tabella 3.5: Dati monitorati : prelievi di acqua di falda, numero di avviamenti della pompa del pozzo.

Si possono osservare graficamente anche i profili di temperatura e delle portate d'acqua prelevate dalla falda, in due giornate rappresentative, una con pompa di calore spenta (quindi con solo fabbisogno frigorifero richiesto dai locali tecnici) (Figura 3.7) e una con pompa di calore accesa, quindi a servizio della Basilica (Figura 3.8):

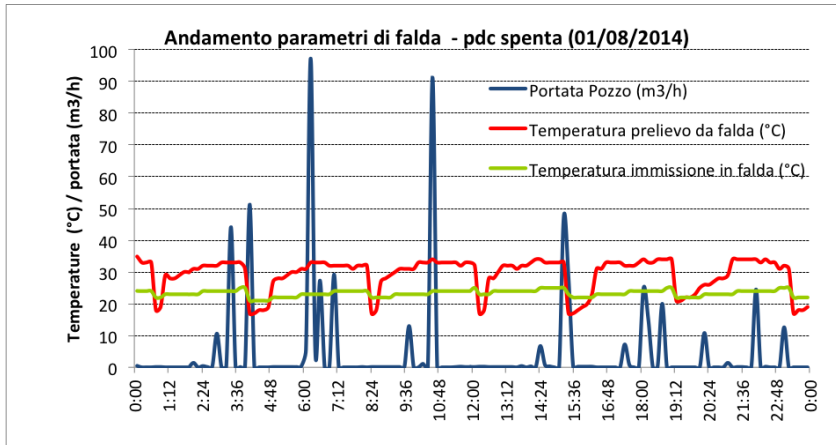


Figura 3.7: Andamento in 24 ore con pompa di calore non funzionante di portata emunta dal pozzo, temperatura di mandata dalla falda e temperatura di re immissione in falda.

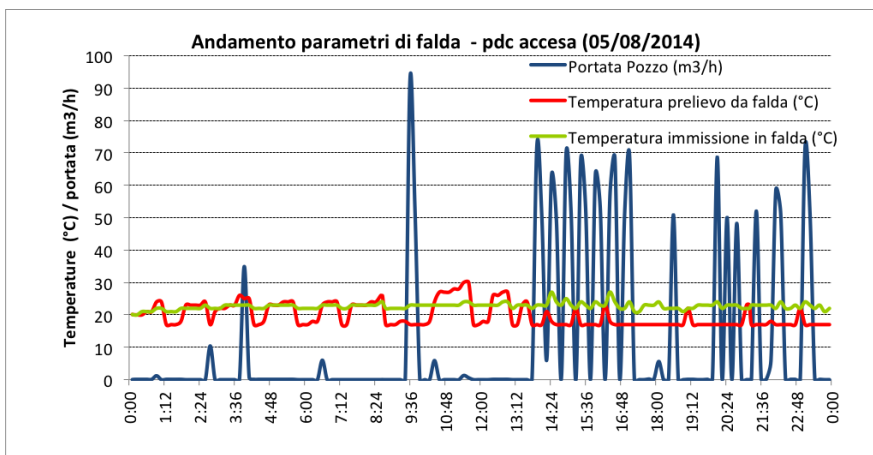


Figura 3.8: Andamento in 24 ore con pompa di calore funzionante di portata emunta dal pozzo, temperatura di mandata dalla falda e temperatura di re immissione in falda.

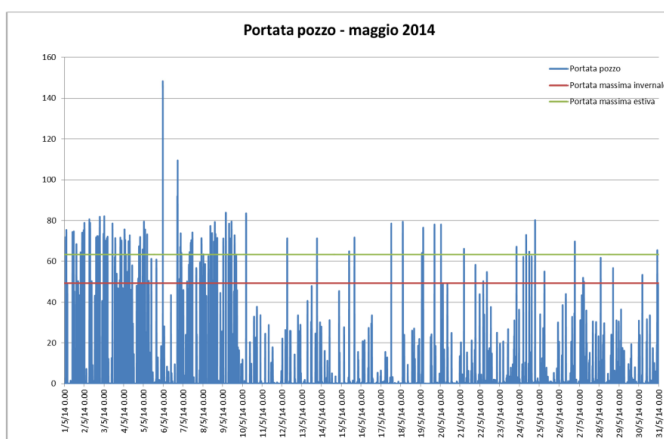


Figura 3.9: Andamento mensile di portata emunta dal pozzo (maggio 2014).

Si può effettuare anche una valutazione su scala temporale più lunga, prendendo a titolo di esempio il mese di maggio, in cui solo nei primi giorni l'impianto funzionava a servizio della Basilica, per la presenza della mostra.

Dai dati precedenti si possono estrarre le seguenti informazioni:

- le pompe di pozzo funzionano in maniera estremamente discontinua, anche a pieno carico: ciò denota una capacità modulante non sufficiente a garantire un funzionamento più dolce ed energeticamente più conveniente;
- le accensioni/spegnimenti sono all'incirca 20-30 al giorno: troppi per evitare il rischio di danneggiamento delle pompe stesse;
- le portate emunte sono estremamente elevate e superiori a quelle da progetto (13,7 l/s, a fronte di prelievi effettivi a volte anche di 20 l/s); uno dei problemi che ha determinato l'intasamento del pozzo di re immissione con molta probabilità è appunto tale funzionamento discontinuo;
- i consumi di acqua di pozzo sono estremamente elevati se rapportati al fabbisogno di climatizzazione effettivo;
- la temperatura di prelievo dalla falda ha un andamento anomalo: a pompa ferma si alza anche fino a 30 °C; questo è presumibilmente dovuto ad un fenomeno di riscaldamento localizzato indotto dallo spurgo di acqua di falda durante la pulizia automatica dei filtri, che torna indietro a valle dello scambiatore.

3.4.6 Valutazione delle prestazioni energetiche

Questi sono gli indici di prestazione calcolabili dai dati misurati nell'estate 2014 (Tabella 3.6):

Periodo di misura	Funzionamento impianti	Energia Termica immessa in falda	Prelievo di acqua di falda	Energia elettrica totale ²	Energia frigorifera utile	EER _m	EER _{glob}	Indice di consumo idrico
	Indicatori	E_{ced}	Q_{poz}	E_{el}	E_{ut}	EER_m	EER_{tot}	Q_{idr_est}
	U.M.	kWh_{th}	m^3	kWh_{el}	kWh_{frig}	-	-	l/kWh_{ut}
11/04/14 04/05/14	carico parziale	21.500	2.601	7.033	16.660	4,84	2,65	139
05/05/14 31/05/14	carico ridotto	6.000	1.369	4.514	3.845	3,47	1,39	233
01/06/20 30/06/14	carico nullo	1.550	1.057	4.534	-	NC	NC	311
01/07/14 31/07/14	carico nullo	2.600	907	4.813	-	NC	NC	232

01/08/14 31/08/14	carico parziale	24.000	3.311	8.872	16.152	4,06	2,17	165
01/09/14 30/09/14	carico parziale	28.000	1.191	5.734	1.582	1,04	0,34	256
Totale	Carico Parziale	58.100	10.435	35.499	34.760	3,23	1,21	197

Tabella 3.6: Calcolo degli indici di prestazione.

Si può effettuare un confronto coi dati di progetto (Tabella 3.7):

Indicatore	Sigla	U.M.	Valore effettivo ottenuto	Valore di progetto in regime estivo	Variazione %
Efficienza di macchina	EERm	-	3,23	5	- 35 %
Consumo idrico specifico	Qidr_est	l/kWh	197	172	+ 14 %

Tabella 3.7: Confronto tra indici di prestazione previsti da progetto e da monitoraggi.

Dal monitoraggio della stagione si evincono le seguenti considerazioni:

- gli indici prestazionali del regime estivo sono nettamente inferiori ai valori di progetto, soprattutto se nel bilancio si tiene conto delle apparecchiature ancillari;
- nei periodi a regime le prestazioni possono considerarsi in linea con le aspettative;
- nel complesso stagionale le prestazioni sono di gran lunga inferiori alle aspettative di progetto;

- i consumi di acqua di falda risultano ancora eccessivi, principalmente a causa dell'incapacità del sistema di regolare la portata in funzione dell'effettivo carico termico;
- i consumi elettrici nel complesso sono ancora elevati, considerando l'utilizzo ridotto dell'impianto che è stato fatto nell'arco della stagione;
- le apparecchiature ancillari, ad impianto spento, sono particolarmente onerose in termini di consumi elettrici (circa 4500 kWh/mese, per un costo di circa 1000 €/mese).

3.4.7 Interventi di miglioramento di carattere impiantistico necessari

A fronte di limitati investimenti, i consulenti di S.C.S.A. hanno suggerito di perseguire i seguenti obiettivi:

- ridurre la necessità di prelievo di acqua di falda, sia in termini di portata complessiva che istantanea, modulando quest'ultima il meglio possibile;
- aumentare l'efficienza complessiva attraverso la riduzione dei consumi elettrici ancillari ed aumentando le possibilità di recupero del calore (in estate);
- equilibrare nell'arco dell'anno le entità dei prelievi e delle immissioni termiche in falda, per limitare l'impatto sull'equilibrio termico di quest'ultima.

A tal scopo gli interventi suggeriti sono i seguenti:

- modifica logiche pozzo (seconda pompa che si attivi solo in sostituzione alla prima e campo di lavoro più esteso);
- modifica del sistema di recupero termico con ramo caldo del circuito primario direttamente collegato al post-riscaldamento estivo;
- installazione di un sistema di condensazione autonomo acqua/aria per le unità condensanti a servizio dei locali UPS ed MT
- modifica logica di regolazione delle pompe del circuito primario: non più 24 h su 24 ma solo su effettiva richiesta termica da parte delle utenze;
- monitoraggio continuo delle performance dell'impianto per stimolarne la gestione efficiente.

3.5 Monitoraggio stagione invernale 2014/2015

La modalità invernale di funzionamento dell'impianto è entrata in funzione il 15 ottobre 2014. Durante la stagione si sono verificati diversi problemi nell'impianto che hanno comportato il ricorso al teleriscaldamento cittadino e lo spegnimento dello stesso. Sono inoltre stati messi in atto ulteriori lavori di pulizia del pozzo di re immissione e dei filtri, migliorando la continuità di funzionamento delle pompe di emungimento. Durante la stagione estiva 2014, escluso il periodo di aprile-inizio maggio in cui la Basilica ospitava la mostra "Verso Monet", il set point di temperatura che determinava le richieste frigorifere del grande salone era attorno ai 26 °C di giorno. Dal 24 dicembre 2014 è stata invece ospitata

la mostra “Tutankhamon Caravaggio Van Gogh”, che ha richiesto nel salone un set point costante giorno e notte di 20 °C, al fine di assicurare il buon mantenimento dei quadri.

3.5.1 Consumi elettrici inverno 2014/2015

Questi sono i dati monitorati durante il regime di funzionamento invernale (Tabella 3.8):

Periodo di misura	Tipo regime	Pompe pozzo	Pompa di calore	Pompe circuito primario	CDZ	Gruppo Frigo Aermec	Totale mensile
	Indicatore	E_{el-poz}	E_{el-pdc}	$E_{el-prim}$	E_{el-cdz}	E_{el-gf}	
	U.M.	kWh_{el}	kWh_{el}	kWh_{el}	kWh_{el}	kWh_{el}	kWh_{el}
Ottobre (metà mese)	INVERNALE	86	309	1.614	609	165	2.783
Novembre	INVERNALE	961	5.390	2.845	768	281	10.245
Dicembre	INVERNALE	501	2.919	2.945	487	292	7.143
Gennaio	INVERNALE	3.276	26.479	2.955	459	294	33.463
Febbraio	INVERNALE	2.707	29.396	2.666	522	264	35.556
Marzo	INVERNALE	799	2.865	2.942	737	292	7.635
Aprile (metà mese)	INVERNALE	1.775	5.691	1.054	321	114	8.955
TOTALE		10.107	73.050	17020	3903	1702	105.781

Tabella 3.8: Dati monitorati : assorbimenti elettrici di pompa di calore e principali apparecchiature ancillari.

Si possono valutare graficamente, mese per mese (Figura 3.10), le percentuali rispetto al totale dei consumi elettrici, per ciascuna delle apparecchiature principali di cui si compone l'impianto:

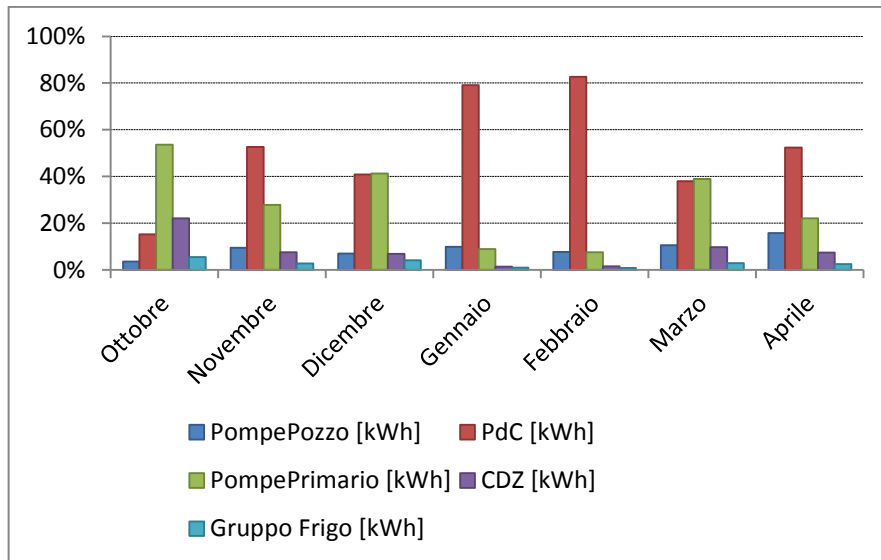


Figura 3.10: Andamento mensile dei consumi elettrici di pompa di calore e principali apparecchiatura ancillari.

Emergono le seguenti considerazioni:

- i consumi delle pompe del circuito primario sono ancora visibilmente elevati, in maniera molto rilevante nelle mezze stagioni: ciò significa che non è ancora stata modificata la regolazione 24h su 24 on di queste ultime e che è prioritario, visti gli enormi consumi, modificare tale logica;
- in gennaio ed in febbraio, i due mesi in cui il sistema ha funzionato maggiormente, la pompa di calore è responsabile dell'80% circa dei consumi elettrici totali;
- anche il gruppo frigo mantiene un consumo costante anche nei mesi di basso o nullo funzionamento della pompa di calore, indice del fatto che viene ancora mantenuta la modalità stand-by, energeticamente molto onerosa (circa 300 kWh/mese).

3.5.2 Fabbisogni termici invernali 2014/2015

Si calcola l'energia utile termica a servizio della Basilica, partendo dall'energia assorbita dalla falda, come da formule del regime invernale (Tabella 3.9).

Periodo di misura	Tipo regime	Funzionamento impianti	Energia Termica prelevata dalla falda	Energia elettrica Pompa di calore	Energia termica utile per servizio Basilica
	Indicatore		E_{prel}	E_{el-pdc}	E_{ut}
	U.M.		kWh_{th}	kWh_{th}	kWh_{th}
15/10-31/10	INVERNALE	Carico nullo	3.400	309	3.709
01/11-18/11	INVERNALE	Carico nullo	4.100	0	4.100
19/11-31/11	INVERNALE	Carico Parziale	14.500	5.390	19.890
01/12-05/12	INVERNALE	Carico Parziale	6.800	2.796	9.596
06/12-31/12	INVERNALE	Manutenzione	2.700	123	2.823
01/01-08/01	INVERNALE	Manutenzione	0	0	0
9/01-31/01	INVERNALE	Pieno Carico	64.400	26.479	90.879
01/02-19/02	INVERNALE	Pieno Carico	46.900	29.282	76.182
20/02-28/02	INVERNALE	Manutenzione	1.000	115	1.115
01/03-	INVERNALE	Manutenzione	4.800	133	4.933

25/03					
26/03-31/04	INVERNALE	Carico Parziale	5.600	2.732	8.332
01/04-12/04	INVERNALE	Pieno Carico	12.100	5.691	17.791
TOTALE PERIODO	INVERNALE	carico parziale	166.300	73.050	239.346

Tabella 3.9: Dati monitorati : Energia prelevata dalla falda, energia elettrica assorbita dalla pompa di calore; si stima l'energia utile a servizio della Basilica.

Aggiungendo al calcolo anche i monitoraggi relativi ai consumi da teleriscaldamento cittadino, si possono determinare i fabbisogni totali della Basilica (Tabella 3.10):

Periodo di misura	Tipo regime	Energia termica da pompa di calore	Energia termica da TLR	Totale Energia a servizio Basilica
	U.M	kWh _{th}	kWh _{th}	kWh _{th}
Ottobre	INVERNALE	3.709 (100%)	0 (0%)	3.709
Novembre	INVERNALE	23.990 (100%)	20 (0%)	24.010
Dicembre	INVERNALE	12.424 (11%)	98.270 (89%)	110.694

Gennaio	INVERNALE	90.879 (69%)	41.660 (31%)	132.539
Febbraio	INVERNALE	77.296 (76%)	23.920 (24%)	101.216
Marzo	INVERNALE	13.265 (15%)	76.600 (85%)	89.865
Aprile	INVERNALE	17.783 (100%)	0 (0%)	17.783
TOTALE PERIODO	INVERNALE	239.347 (49,8%)	240.470 (50,2%)	479.817

Tabella 3.10: Calcolo dei fabbisogni totali della Basilica, come somma di energia termica da pompa di calore e di energia termica da teleriscaldamento cittadino.

3.5.3 Consumi idrici e temperature in falda

In aggiunta ai calcoli relativi all'estate 2014, si evidenzia anche il salto termico medio mensile compiuto dall'acqua di falda (Tabella 3.11):

	En termica Prelevata dalla Falda	Consumo acqua di falda	Consumo giornaliero	ΔT medio acqua di falda	Stima accensioni pompe di pozzo
Indicatore	E_{prel}	Q_{poz}			
U.M.	kWh_{th}	m^3	m^3	$^{\circ}\text{C}$	
Ottobre	3.400	689	22	4,2	253
Novembre	18.600	8.497	283	1,9	1.249
Dicembre	9.500	4.252	137	1,9	713
Gennaio	64.400	27.364	883	2,0	2.238
Febbraio	47.900	21.568	770	1,9	1.855
Marzo	10.400	6.662	215	1,3	483
Aprile	12.100	17.536	1461	0,6	177
TOTALE	166.300	86.568	5393	23	6.968

Tabella 3.11: Dati monitorati: Consumi acqua di falda; stima numero accensioni della pompa di pozzo e del salto termico medio compiuto dall'acqua di falda.

Emergono le seguenti considerazioni:

- la quantità di acqua di falda movimentata per la climatizzazione della Basilica è notevolmente ridotta rispetto ai valori estivi, ciò testimonia l'efficacia dei lavori di pulizia di pozzo e filtri;
- la quantità d'acqua movimentata è di poco inferiore ai valori da progetto, anche se in realtà il sistema non è stato effettivamente in funzione tutta la stagione: serve ottimizzare ulteriormente le logiche di regolazione delle pompe di pozzo;
- in condizioni di carico parziale si nota ancora un funzionamento delle pompe di pozzo non consono, che si traduce in salti termici troppo bassi e di conseguenza portate inutilmente elevate: risulta necessario imporre portate più basse erogabili dalle pompe di pozzo, onde evitare che si verifichi quanto appena descritto;
- il numero di accensioni/spegnimenti delle pompe di pozzo rimane ancora troppo elevato: è necessario intervenire sulla logica di regolazione.

3.5.4 Valutazione delle prestazioni energetiche

Questi sono gli indici di prestazione calcolabili dai dati misurati nell'inverno 2014/2015 (Tabella 3.12):

Periodo di misura	Funzionamento impianti	Prelievo di acqua di falda	Energia elettrica totale ⁴	Energia Termica utile	COP _m	COP globale	Indice di consumo idrico
	Indicatore	Q_{poz}	W_{el}	E_{ut}	COP_m	COP_{tot}	Q_{idr_est}
	M.	m^3	Wh_{el}	kWh_{th}	-	-	l/kWh_{ut}
15/10-31/10	INVERNALE-Ridotto	689	009	3.709	N.C.	N.C.	N.C.
01/11-18/11	INVERNALE-Ridotto	552	760	4.100	N.C.	N.C.	N.C.

19/11-31/11	INVERNALE- PienoCarico	7.945	436	19.890	3,69	2,67	399
01/12-05/12	INVERNALE- PienoCarico	3.758	697	9.596	3,43	2,60	392
06/12-31/12	Spento	493	667	2.823	N.C.	N.C.	N.C.
01/01-08/01	Spento	0	75	0	N.C.	N.C.	N.C.
9/01-31/01	INVERNALE- PienoCarico	27.364	1.935	90.879	3,43	2,85	301
01/02-19/02	INVERNALE- PienoCarico	21.364	3.772	76.182	2,60	2,26	280
20/02-28/02	INVERNALE- Spento	204	96	1.115	N.C.	N.C.	N.C.
01/03-25/03	INVERNALE- Spento	854	600	4.933	N.C.	N.C.	N.C.
26/03-31/04	INVERNALE- CaricoParziale	5.808	004	8.332	3,05	2,08	697
01/04-12/04	INVERNALE- CaricoParziale	17.536	520	17.791	3,13	2,09	986
TOTALE		86.568	00.170	239.35	3,28	2,39	355,1

Tabella 3.12: Calcolo degli indici di prestazione.

E' possibile confrontare tali indici con i valori da progetto (Tabella 3.13):

Indicatore	Sigla	U.M.	Valore effettivo ottenuto	Valore di progetto in regime estivo	Variazione %
Coefficient Of Performance	COP _m	-	3,28	4	- 18 %
Indice di Consumo Idrico	Q _{idr_est}	litri/kWh	355	108	+ 228 %

Tabella 3.14: Confronto indici da progetto con indici calcolati dai monitoraggi.

Dai dati misurati e dagli indici calcolati emergono le seguenti considerazioni:

- l'indice di consumo idrico risulta elevatissimo rispetto al valore di progetto, ciò è imputabile alla logica di regolazione delle pompe di pozzo da migliorare;
- la differenza tra COP_m e COP_{tot} mette in evidenza l'impatto ancora importante delle apparecchiature ancillari sui consumi energetici totali dell'impianto e suggerisce un tentativo di miglioramento delle logiche di regolazione anche di queste ultime;
- la prestazione media stagionale dell'impianto, soprattutto in termini globali, risulta ancora insoddisfacente anche se in alcuni periodi si avvicina ai valori progettuali: tali periodi corrispondono al funzionamento a carico massimo dell'impianto; a carico parziale la capacità di modulazione del sistema è ancora scarsa.

3.6 Monitoraggio energetico estate 2015

L'impianto è stato attivato in modalità estiva il 25 aprile 2015. In quel periodo era ancora presente in Basilica la mostra "Tutankhamon Caravaggio Van Gogh", che comportava, per la presenza di quadri esposti, condizioni termo igrometriche ben precise. Il set point di temperatura all'interno del grande salone era di 20 °C giorno e notte e l'umidità relativa richiesta era del 50%. Tale mostra è rimasta aperta fino al 2 giugno, ma la regolazione dell'impianto, per permettere lo smontaggio dell'allestimento, è rimasta inalterata fino al 15 giugno (stesse condizioni termo igrometriche di set point). A partire dal mese di maggio i consulenti di S.C.S.A. hanno effettuato degli interventi sulla regolazione dell'impianto al fine di migliorare le prestazioni, che prevedevano:

- regolazione in on-off della pompa del pozzo, con massima portata erogabile pari a 18 m³/h;
- di conseguenza massimo salto termico riguardante l'acqua di falda maggiore (attorno ai 10-12 °C in media) ;
- regolazione della pompa di pozzo sul circuito primario, con set point di temperatura del ramo caldo pari a 30-2°C.

I consumi del gruppo frigo come si vedrà, risultano ancora costanti ed attorno ai 300 kWh mensili; nel mese di agosto è stata fatta un'indagine che ne ha stabilito la causa: delle resistenze elettriche sempre accese.

3.6.1 Consumi elettrici estate 2015

La Tabella 3.15 riporta i dati monitorati.

Periodo di misura	Pompe pozzo	Pompa di calore	Pompe circuito primario	CDZ	Gruppo Frigo Aermec	Totale periodo
	E_{el-poz}	E_{el-pdc}	$E_{el-prim}$	E_{el-cdz}	E_{el-gf}	
	kWh_{el}	kWh_{el}	kWh_{el}	kWh_{el}	kWh_{el}	kWh_{el}
Ultimi 6 giorni aprile	95	683	557	209	58	1604
Maggio	1977	11425	2932	1377	391	18104
Prima metà giugno	1688	12359	1383	1392	300	18541
Seconda metà giugno	82	0	1417	519	148	2168
Primi 9 giorni luglio	58	0	847	382	88	1377
Fino a fine	2094	11071	1785	1138	218	16592

luglio						
Primi 7 giorni di agosto	268	224	605	372	69	1540
Fino a fine agosto	1648,5	2697,7	1531,6	1513,1	159	7549
TOTALE	7914,3	38462	11060,6	6905	1433,5	65775

Tabella 3.15: Dati monitorati: assorbimenti elettrici di pompa di calore e principali apparecchiature ancillari.

Si possono rappresentare graficamente tali consumi (Figura 3.11):

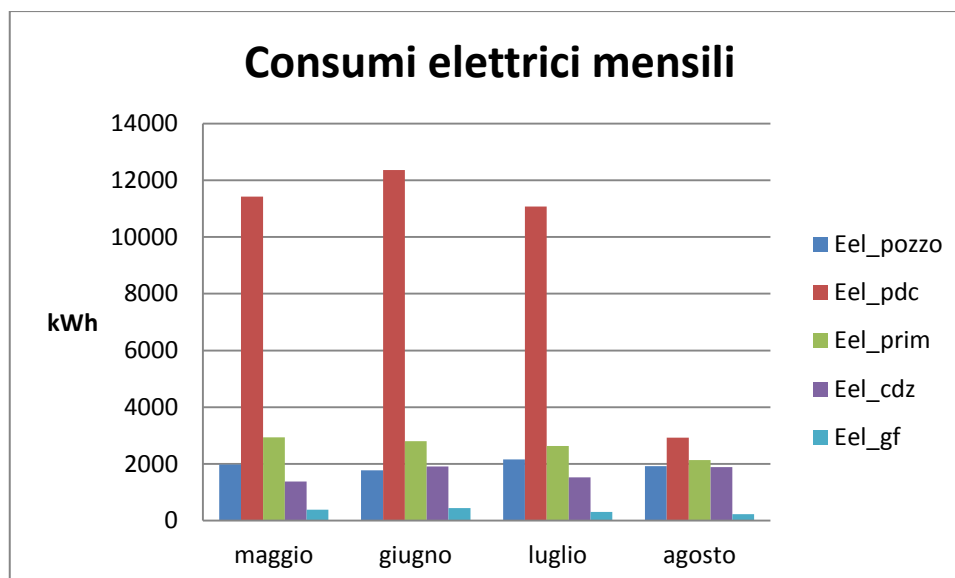


Figura 3.11: Andamento mensile dei consumi elettrici di pompa di calore e principali apparecchiature ancillari.

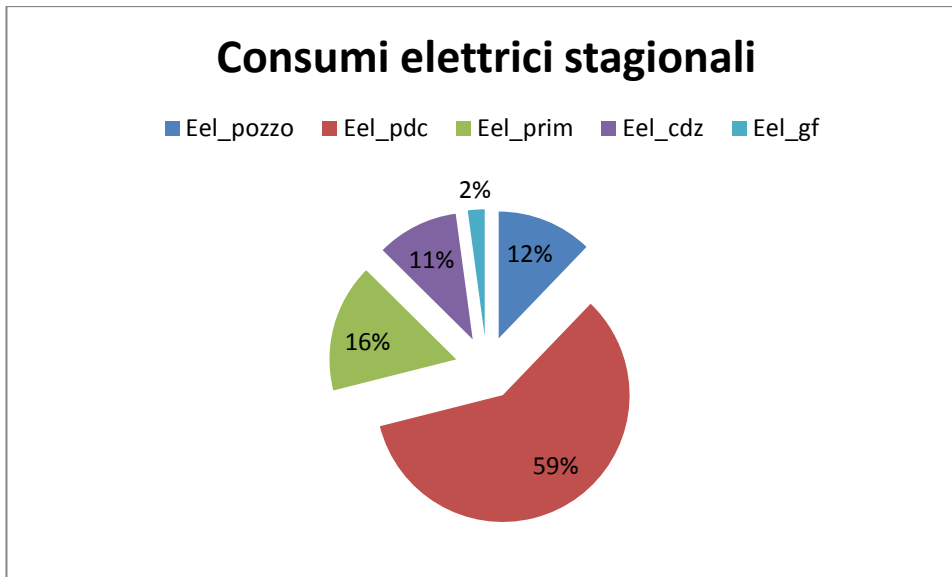


Figura 3.12: Consumi elettrici totali (stagionali) suddivisi per apparecchiature.

E' opportuno fare alcune considerazioni:

- Nell'arco della stagione è ancora troppo alta la quota di consumi elettrici imputabile alle apparecchiature ancillari, ciò perché nei periodi con utenza assente e quindi con pompa di calore spenta, non è prevista una regolazione che sia proporzionale al carico;
- in particolare la pompa di circolazione del circuito primario risulta attiva 24 ore su 24; solamente dal 19 agosto è stata implementata una nuova logica di regolazione, che aziona la pompa solo sulla base di un effettivo fabbisogno frigorifero (quindi se la pompa di calore sta erogando potenza) e la mantiene in on per almeno mezz'ora, poi se non c'è fabbisogno la spegne. Si è visto che tale logica potrebbe essere ulteriormente migliorata, ad esempio riducendo il tempo di on a 10 minuti;
- dal 7 agosto in poi è entrato in funzione il dry-cooler come modalità di smaltimento del calore delle Cdz (in aria anziché in falda); il pozzo viene utilizzato come ausilio per lo smaltimento del calore (la pompa di circolazione si accende) con situazioni di temperature esterne troppo elevate, durante le quali il dry-cooler non riesce da solo a sopperire al carico nella sua interezza ;
- dal 19 agosto in poi non vi è stata utenza; si potrà quindi per la prima volta effettuare un confronto tra i consumi del funzionamento 24 ore su 24 della pompa del primario e i consumi con la nuova logica, salvo un errore causato appunto dai momenti di funzionamento come ausilio al dry-cooler, che sono comunque di numero limitato;
- la pompa di calore nel mese di agosto non copriva i fabbisogni latenti della Basilica in quanto la deumidificazione è stata spenta non essendoci necessità: i consumi elettrici risultano più bassi in proporzione di quelli monitorati nei mesi precedenti durante lo stesso tipo di funzionamento (con utenza a carico parziale) per questo motivo.

3.6.1.1 Confronto consumi della pompa del primario con le due logiche ad agosto

In agosto, dal 7 al 18, la pompa di calore era in funzione e con essa ha funzionato anche il circuito di raffreddamento del primario. Nel periodo successivo in cui invece la pompa di calore non funzionava, per mancanza di carico, la pompa del primario è stata per la prima volta spenta durante lo spegnimento della pompa di calore. Le accensioni sono invece dovute, come detto, all'integrazione del funzionamento del dry-cooler (momenti in cui il carico è troppo alto e si verificherebbe un blocco). La nuova logica ha il fine di migliorare i consumi proprio nei periodi in cui non vi è carico e la pompa di calore non funziona. Come si nota dal grafico (che si riferisce agli ultimi 13 giorni di agosto durante i quali la pompa di calore è stata spenta) i consumi elettrici della pompa del circuito primario sono minori del 63,5% (Figura 3.13) rispetto ai consumi che si avevano fino alla settimana prima, con logica 24 h/ 24. Considerando l'errore introdotto dai funzionamenti in ausilio al dry-cooler, tale miglioramento è presumibilmente ancora più elevato. Se la logica fosse stata implementata usando un time-step di 10 minuti anziché di mezz'ora, i risultati potrebbero essere stati ulteriormente migliorati.

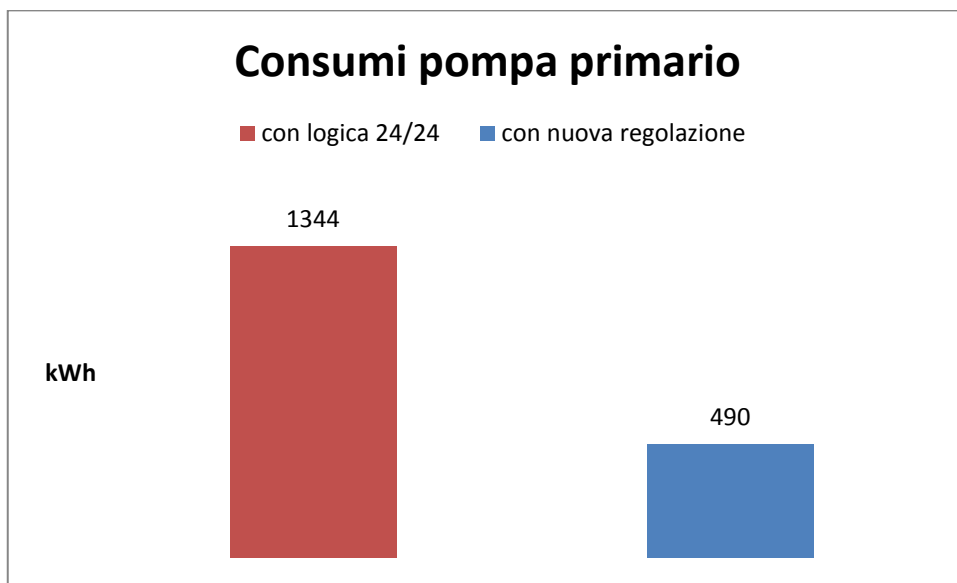


Figura 3.13: Confronto tra assorbimenti elettrici della pompa del primario regolata in on 24 ore su 24 e con nuova regolazione introdotta.

3.6.2 Fabbisogni frigoriferi estate 2015

Dai dati monitorati si possono calcolare i valori di Tabella 3.16. Nella stima dell'energia utile, in agosto, si è distinto tra energia (a servizio della Basilica) calcolata prima dell'introduzione del dry-cooler e post intervento. Questo per tenere conto del fatto che, prima dell'intervento,

l'energia termica smaltita in falda (dato a disposizione dai monitoraggi) comprendeva una quota ceduta per le Cdz, mentre post intervento è comprensiva soltanto del calore smaltito per il raffrescamento della Basilica. Nel primo caso va quindi depurata dalla quota di calore per le Cdz, nel secondo no. Le due formule utilizzate sono le seguenti:

- pre dry-cooler: $E_{ut} = (E_{ced} - E_{ced_cdz}) - (E_{el_pdc} + E_{el_gf})$;
- post dry-cooler: $E_{ut} = (E_{ced}) - (E_{el_pdc} + E_{el_gf})$.

Periodo di misura	Funzionamento impianti	Energia Termica immessa in falda	Energia ceduta per servizio CDZ	Energia frigorifera utile per servizio Basilica
		E_{ced}	$E_{ced-cdz}$	E_{ut}
		kWh _{th}	kWh _{th}	kWh _{frig}
Aprile (dal 25 al 30)	Utenza a carico parziale	5000	941	3317
Maggio	Utenza a carico parziale	87500	6197	69488
Giugno (fino al 15)	Utenza a pieno carico	74800	6264	55877
Giugno (dal 16 al 30)	Utenza assente	5600	2336	3177
Luglio (fino al 9)	Utenza assente	3300	1724	1488
Luglio (dal 10 al 31)	Utenza	74900	4298	59398

10 al 28)	a pieno carico			
Agosto (dall'1 al 7)	Utenza assente	3500	1679	1528
Dal 7 agosto al 19	Utenza a carico parziale	16000	3456	13565
Dal 19 agosto a fine mese	Utenza assente	3100	3348	2675
Totale		273700	30240	210450

Tabella 3.16: Dati monitorati: Energia termica immessa in falda, stima energia termica immessa per Cdz ed energia frigorifera utile a servizio della Basilica.

3.6.3 Consumi da teleriscaldamento

Tali consumi sono da imputare principalmente al fabbisogno di post-riscaldamento delle unità di trattamento aria. Le U.T.A., infatti, per deumidificare l'aria in ingresso in Basilica la portano ad una temperatura di 13 °C e serve poi che le batterie di post-riscaldamento la riportino alla temperatura di 20 °C in caso di mostra attiva o alla temperatura di 26 °C in caso di mostra non attiva. I consulenti di S.C.S.A. prevedono, come uno dei prossimi interventi, quello di realizzare uno spillamento dal ramo caldo del circuito primario e recuperare parte del calore che è necessario smaltire in falda, per effettuare il post-riscaldamento. Più avanti nella tesi, tramite la simulazione in Trnsys di tale modifica all'impianto, ci sarà modo di quantificarne i potenziali risparmi.

Il grafico riassume i consumi durante la stagione (Figura 3.14).

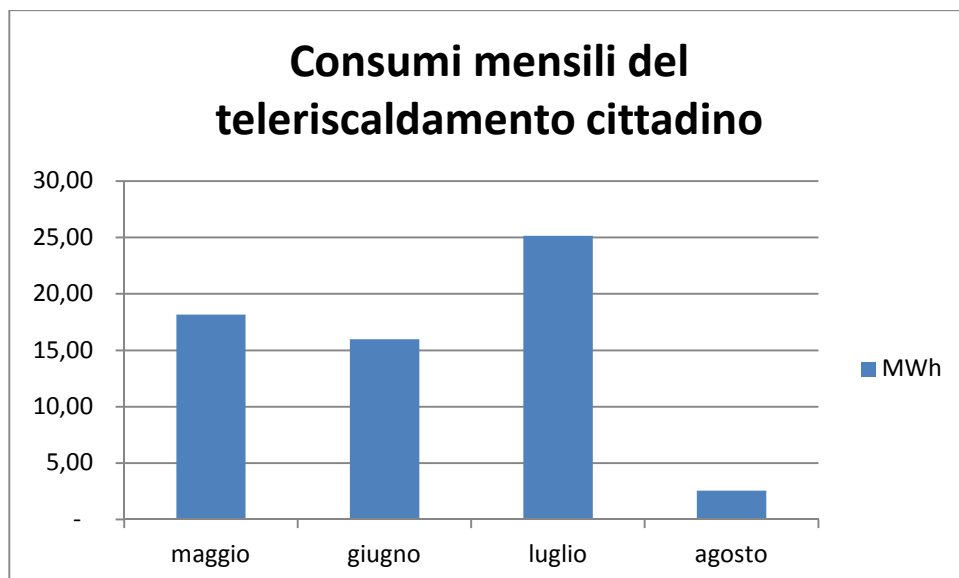


Figura 3.14: Andamento mensile dei consumi da teleriscaldamento.

Il fabbisogno totale della stagione estiva è stato, al 31 di agosto, pari a 61,84 MWh. Assumendo un costo di 100 €/MWh per il teleriscaldamento, nella stagione si sono spesi per il post-riscaldamento all'incirca 6185 €. Con il sistema di recupero termico si dimostrerà che questi soldi possono essere interamente risparmiati.

Si possono fare le seguenti considerazioni:

- fino a luglio i consumi sono in linea con il funzionamento dell'impianto;
- ad agosto sono molto più bassi dei periodi precedenti: questo è spiegabile col fatto che ad agosto, come già anticipato, è stata disattivata la deumidificazione;
- l'entità di tali consumi è molto elevata e quindi altrettanto elevati possono essere i benefici dell'implementazione del recupero termico sull'impianto.

3.6.4 Consumi idrici e temperature in falda

Questi sono i valori registrati nei monitoraggi (Tabella 3.16).

Periodo di misura	Consumo acqua di falda	Consumo medio giornaliero	ΔT medio acqua di falda	Stima accensioni pompe di pozzo	ΔT massimo acqua di falda

U.M.	m ³	m ³	°C		°C
Aprile (dal 25 al 30)	952,1	158,7	4,5	206	10
Maggio	8352,7	269,4	9	2250	19
Giugno (fino al 15)	6015,6	401	10,7	898	12
Giugno (dal 16 al 30)	1051	70	4,6	225	18
Luglio (fino al 9)	737	91,4	3,7	155	12
Luglio (dal 10 al 28)	7213	363,7	9,1	1066	21
Agosto (dall'1 al 7)	1171	167,3	3,4	139	10
Dal 7 agosto a fine mese	2208	113,1	2,7	942	12

Tabella 3.16: Dati monitorati: consumi di acqua di falda; stima accensioni pompa pozzo e salto termico medio compiuto dall'acqua di falda.

Si possono fare le seguenti considerazioni:

- si vede, dai dati sul delta massimo e sul delta medio di temperatura del periodo, che effettivamente la nuova regolazione ha comportato un aumento del salto termico realizzato dall'acqua emunta dalla falda.

- Verrà messo in evidenza più avanti, effettuando un confronto con la stagione 2014, il miglioramento dell'utilizzo della risorsa idrica che questa modifica sulla regolazione ha comportato.

3.6.5 Valutazione delle prestazioni energetiche

3.6.5.1 Valutazione di EER di macchina e globale

Questi sono gli indici di prestazione calcolabili, periodo per periodo, dai dati misurati nell'estate 2015. Le formule utilizzate per il calcolo dell'EER di macchina e dell'EER globale sono le seguenti:

- per l'EER di macchina: $EER_m = \frac{E_{ut}}{E_{elR}}$;
- per l'EER globale : $EER_{glob} = \frac{E_{ut}}{(E_{elobl} + E_{elobl} + E_{elobl} + E_{elobl} \cdot EER)}$;
- l'energia utile al numeratore viene calcolata, come già spiegato, nei due modi seguenti:

➤ pre dry-cooler: $E_{ut} = (E_{ced} - E_{ced_cdz}) - (E_{el_pdc} + E_{el_gf})$;

➤ post dry-cooler: $E_{ut} = (E_{ced}) - (E_{el_pdc} + E_{el_gf})$.

Indagare questi due indici significa rivolgere l'attenzione a come l'impianto, costituito di pompa di calore più apparecchiature ausiliarie, serve la Basilica. Le Cdz, che sono macchine ad espansione ad aria (non più macchine acqua/acqua) e che climatizzano locali esterni alla Basilica, non vengono quindi considerate nel calcolo.

3.6.5.2 Valutazione dell'Indice di Consumo Idrico

Per quanto riguarda invece l'indice di consumo idrico, l'attenzione si rivolge al funzionamento del pozzo ed all'impiego efficiente della risorsa idrica al fine di produrre energia. In questo caso è opportuno includere nel calcolo quindi anche le Cdz, oltre che la Basilica, per considerare per intero ciò che viene climatizzato attraverso l'acqua di falda. L'energia utile totale, prima dell'introduzione del dry-cooler, andrà pertanto calcolata in questo modo:

$$E_{ut} = (E_{ced}) - (E_{el_pdc} + E_{el_cdz}) .$$

Dopo l'introduzione del dry-cooler, messa in atto proprio al fine di utilizzare la risorsa idrica per la sola ed unica climatizzazione della Basilica, è opportuno tenere conto del fatto che il calore di smaltimento delle Cdz avviene in aria e non più in falda. L'energia utile andrà pertanto calcolata in questo modo: $E_{ut} = (E_{ced}) - E_{el_pdc} + E_{el_cdz} * (1 + ESEER_{cdz})$.

L'ESEER delle Cdz viene stimato in 3,5.

La tabella seguente riassume gli indici calcolati (Tabella 3.17).

Periodo di misura	Funzionamento impianti ⁵	Prelievo di acqua di falda	Energia Frigorifera utile, per calcolo EER	Energia Frigorifera utile, per calcolo I.C.I.	EER _m	EER globale	Indice di consumo idrico
	Indicatore	Q_{poz}	E_{ut}	E_{ut}	EER_m	EER_{tot}	Q_{idr_est}
	M.	m^3	kWh_{th}	kWh_{th}	-	-	l/kWh_{ut}
Aprile (dal 25 al 30)	Utenza a carico parziale	952,1	3317	4106	4,8	2,2	231
Maggio	Utenza a carico parziale	8352,7	69488	74698	6	4,1	111
Giugno (fino al 15)	Utenza a pieno carico	6015,6	55877	61049	4,5	3,3	98
Giugno (dal 16 al 30)	Utenza assente	1051	3117	5081	-	1,9	206
Luglio (fino al 9)	Utenza assente	737	1488	2917	-	1,5	252
Luglio (dal 10 al 28)	Utenza a pieno carico	7213	59398	62919	5,4	3,4	114
Agosto	Utenza	1171	1528	2903	-	1,3	403

(dall'1 al 7)	quasi assente							
Dal 7 agosto al 19	Utenza a carico parziale	1856	13565	17140	5,86	3,2	108	
Dal 19 a fine agosto	Utenza assente	352	2675	6062	-	2,8	58	

Tabella 3.17:Calcolo indici di prestazione.

3.6.5.2 Confronto con indici di prestazione da progetto e tecnologie convenzionali

Si può confrontare l'EER di macchina con il valore da progetto, nei periodi in cui vi era effettivamente utenza e quindi l'impianto funzionava a carico parziale o totale. Si considerano, come prestazioni del mese, le prestazioni del periodo parziale all'interno del mese durante il quale l'impianto ha funzionato a regime (ad esempio gli indici di prestazione di giugno 2015 sono gli indici calcolati sulla prima metà del mese, periodo in cui vi era effettivamente utenza), questo per rendere il confronto con i valori nominali significativo (Figura 3.15).

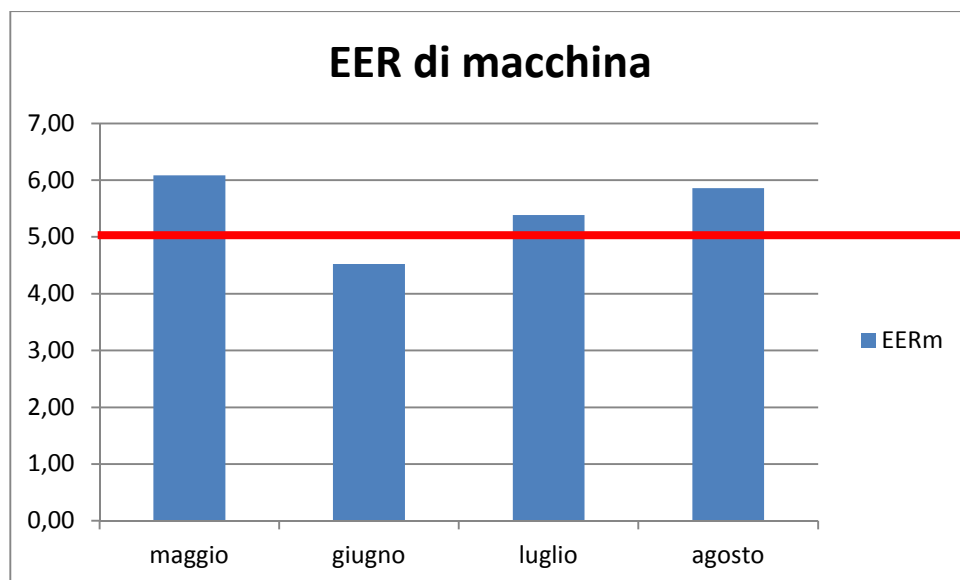


Figura 3.15: Andamento mensile dell'EER di macchina, confrontato con il valore da progetto (linea orizzontale in rosso)

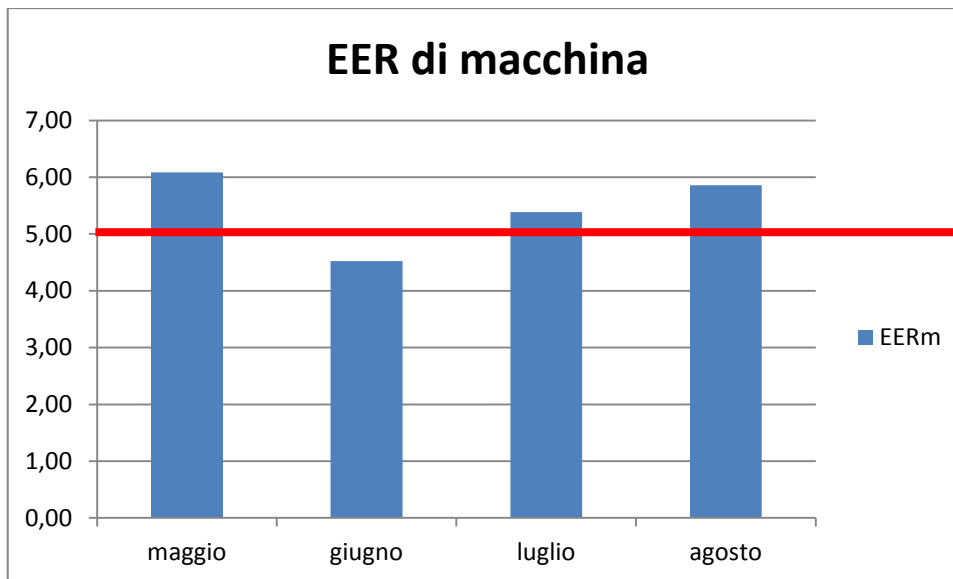


Figura 3.15: Andamento mensile dell'EER di macchina, confrontato con il valore da progetto (linea orizzontale in rosso)

- Il valore dell'EER di macchina risulta superiore (o di poco inferiore in giugno) rispetto a quello da progetto ($EER_m=5$, linea rossa in figura);
- si può dire che le prestazioni dell'impianto siano in linea con quelle progettuali in termini di EER di macchina.

Lo stesso confronto si può fare con l'EER globale (Figura 3.16).

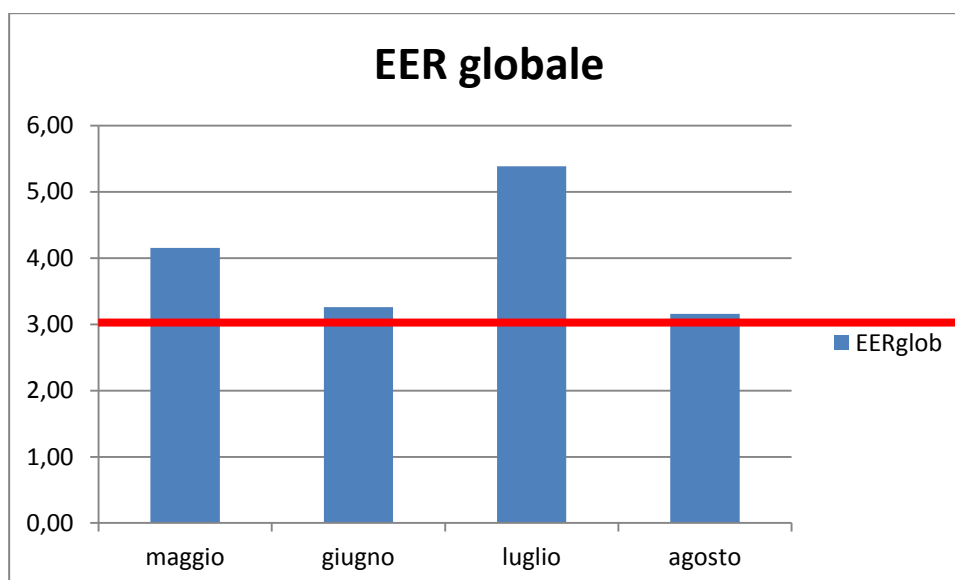


Figura 3.16: Andamento mensile dell'EER globale, confrontato con il valore ottenibile con tecnologie tradizionali (linea orizzontale in rosso)

Rispetto ad un valore ottenibile con tecnologie tradizionali, assumibile pari a 3 (linea rossa in figura), l'impianto nella sua interezza risulta avere delle prestazioni sempre migliori. Infine anche con l'indice del consumo idrico si può effettuare un confronto col valore da progetto (Figura 3.17).

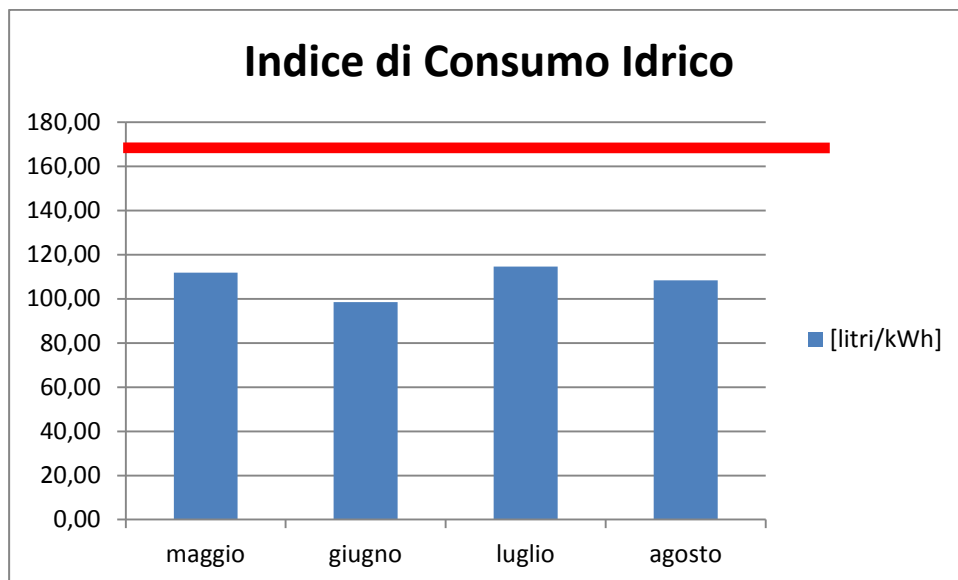


Figura 3.17: Andamento mensile dell'I.C.I., confrontato con il valore previsto da progetto.

- Rispetto al valore di progetto (172 l/kWh) rappresentato dalla linea rossa, le prestazioni risultano sempre migliori;
- Tale risultato è imputabile certamente alla nuova logica di regolazione della portata di acqua emunta dalla falda.

3.6.6 Confronto prestazioni stagionali dell'impianto tra estate 2014 e 2015

Il confronto può essere condotto su un arco di periodo che va da inizio maggio a fine agosto, per gli anni 2014 e 2015. Gli indici di prestazione energetica a confronto, calcolati sull'arco della stagione, sono:

- EER di macchina;
- EER globale;
- Indice di Consumo Idrico.

Si possono rappresentare i confronti graficamente (Figura 3.18) (Figura 3.19).

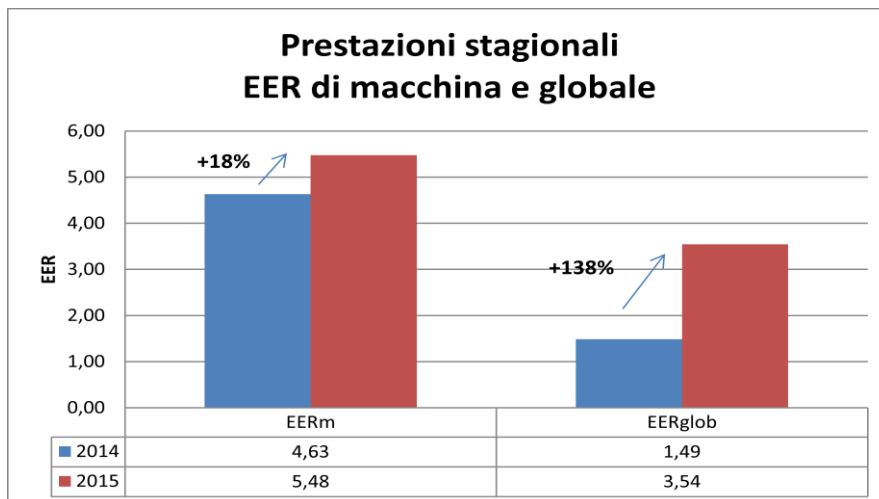


Figura 3.17: EER di macchina e globale (valori stagionali) a confronto, tra le stagioni estive 2014 e 2015.

Per quanto riguarda il miglioramento dell'EER di macchina:

- Esso è da imputare senza dubbio alla regolazione del circuito primario su 30-2 °C invece che su 35 °C circa come nel 2014: già nel capitolo 1 si è spiegato che l'indice di prestazione energetica di una pompa di calore migliora più le temperature delle due sorgenti sono vicine;
- un ulteriore miglioramento di tale indice si avrebbe diminuendo ancora la temperatura del circuito primario, ma ciò comporterebbe un aumento delle portate di acqua di falda.

Per quanto riguarda l'EER globale:

- sicuramente il minore utilizzo della pompa del pozzo, che viene regolata limitandone la portata, ha drasticamente ridotto gli assorbimenti inutili di energia elettrica che si registravano nel 2014 da parte di quest'ultima.
- si consideri inoltre che nell'estate 2015 vi sono stati molti più periodi con mostra attiva rispetto all'utenza quasi sempre nulla del 2014: l'impianto ha funzionato 'come dovrebbe' per molto più tempo e ciò incide positivamente sulle prestazioni stagionali;

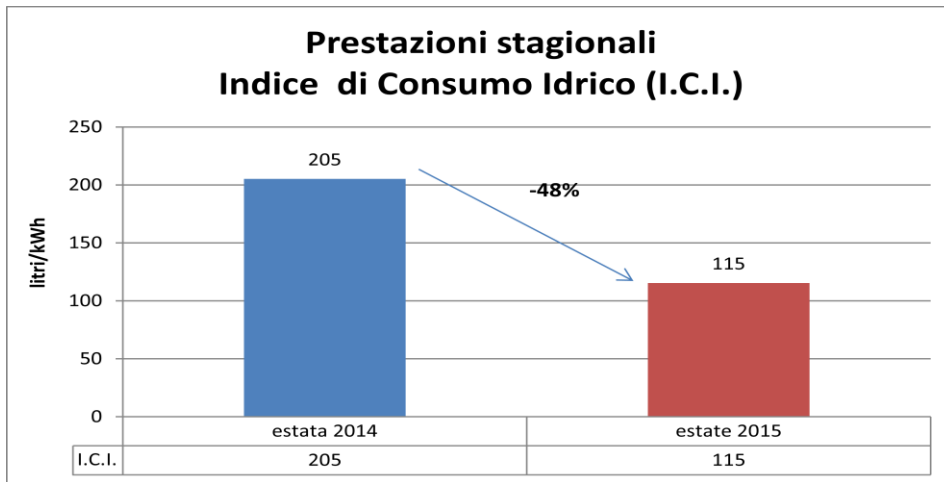


Figura 3.19: Indice di Consumo Idrico (valore stagionale) a confronto tra la stagione 2014 e 2015.

Per quanto riguarda l'indice di consumo idrico, esso appare quasi dimezzato. Anche questo miglioramento è certamente imputabile alla limitazione di portata a 18000 kg/h della pompa del pozzo.

Conclusioni

Effettuando per la prima volta un confronto tra due stagioni con lo stesso regime di funzionamento è possibile trarre alcune considerazioni:

- gli interventi sulla logica di regolazione della pompa del pozzo hanno certamente portato a sostanziali miglioramenti delle prestazioni stagionali dell'impianto nel suo complesso (EER_{glob} più che raddoppiato);
- anche l'intervento sul set point di temperatura del circuito primario appare come un contributo positivo alle prestazioni della macchina e consente comunque al pozzo di lavorare con portate basse, incrementando anche l'efficienza di utilizzo della risorsa idrica;
- si può affermare che più l'impianto viene utilizzato in maniera continua e stabile più le prestazioni tendono a quelle previste in sede progettuale, anzi con regolazioni opportune appaiono essere anche superiori alle prestazioni da progetto;
- dall'analisi sull'ultimo periodo di agosto, si può affermare che la nuova logica di regolazione della pompa del primario comporta dei risparmi energetici e quindi economici notevoli: in 13 giorni ha comportato il 63% circa di assorbimenti elettrici in meno; assumendo un costo dell'energia elettrica pari a 0,18 €/kWh, gli 845 kWh elettrici risparmiati corrispondono a 153 €;
- è necessario porre l'attenzione ancora una volta sull'utilizzo efficiente della risorsa idrica: l'introduzione del dry-cooler come macchinario esterno al binomio pompa di calore- falda e finalizzato allo smaltimento del calore da Cdz in questo senso è un passo in avanti verso l'utilizzo della falda esclusivamente per la climatizzazione della Basilica;
- si conferma come una corretta gestione dell'impianto possa cambiare completamente le prestazioni di quest'ultimo.

Capitolo 4

Simulazione dinamica dei carichi termici estivi della Basilica Palladiana

Nella seconda parte della tesi ho condotto una simulazione dinamica del sistema congiunto edificio-impianto, attraverso il software commerciale Trnsys. Sono partito dal calcolo dei carichi termici estivi della Basilica ed ho usato questi come input per la simulazione dinamica dell'impianto. L'obiettivo di questa parte del lavoro è stato quello di arrivare ad un modello dinamico che avesse un comportamento simile a quello reale, validandolo attraverso il confronto dei dati di modello con i dati monitorati sull'impianto reale. Fatto ciò è stato possibile condurre un'analisi sperimentale di tipo "What-If" in cui si mostrano gli impatti che cambiamenti di vario tipo, inerenti la gestione dell'impianto reale in regime di funzionamento estivo, potrebbero avere su quest'ultimo, attraverso cambiamenti apportati al modello dinamico. Questa analisi sarà esposta nel capitolo successivo. Il primo step del percorso consiste nell'effettuare il calcolo dinamico dei carichi termici estivi della Basilica Palladiana, attraverso due interfacce del software Trnsys. In questo capitolo viene descritto il procedimento utilizzato.

4.1 Il software Trnsys

Trnsys è un ambiente per simulazioni dinamiche di sistemi. E' usato soprattutto per convalidare progetti spesso di tipo innovativo, in ambito energetico, da un semplice sistema di produzione di acqua calda sanitaria ad un progetto e simulazione degli edifici e dei loro impianti. Permette di simulare ogni tipo di aspetto significativo, ad esempio strategie di controllo dell'impianto, comportamento delle persone nell'edificio, sistemi ad energia alternativa, tradizionali, simulazione di edifici multizona, etc. E' un ambiente estensibile per la modularità del software, è molto flessibile per applicazioni di vario genere ed integrabile con altri ambienti. Si basa su modelli matematici, disponibili all'utilizzatore nella sezione Mathematical Reference della documentazione che accompagna il software. L'architettura, basata sui file con estensione DLL, permette facilmente di aggiungere modelli personalizzati di componenti di impianto, utilizzando tutti i più comuni linguaggi di programmazione (C, C++, FORTRAN, etc.). Per quanto riguarda il lavoro che ho svolto, ho utilizzato, per la simulazione dei carichi termici, le due interfacce principali con cui l'utente ha a che fare se intende simulare un sistema congiunto edificio più impianto: il SimulationStudio e TRNBuild. La prima è l'interfaccia che consente di lanciare la simulazione di un progetto composto di varie Types, la seconda riguarda invece la costruzione del modello dell'edificio ed è strettamente connessa alla Type 56 di cui parlerò più avanti.

4.1.1 Trnsys Simulation Studio

In questo ambiente si ha a disposizione una libreria di Types, ovvero di Componenti, a disposizione per creare il modello di un impianto. Una volta selezionata la Type corretta per il particolare scopo, la si trascina sulla parte vuota della schermata e, dopo averla settata, la si connette alle altre Types secondo la particolare logica di funzionamento che si intende riprodurre. Una Type può essere un componente fisico dell'impianto, come una tubazione, una pompa a velocità variabile, un pannello solare, etc. ma anche un sistema di conteggio del tempo, un lettore di dati meteo, un controllo di tipo P.I.D., etc. La Type è un modello matematico che esegue degli specifici calcoli, ed ha bisogno di input in ingresso, di parametri che siano settati secondo lo scopo dell'utilizzatore e produce infine degli output che possono essere a loro volta input per altre Types. La simulazione che il software consente è di tipo dinamico, quindi il modello effettua calcoli nel tempo e tiene conto delle inerzie termiche caratterizzanti tubazioni, accumuli termici, etc. Si può scegliere un qualsiasi orizzonte temporale e dei time-step di simulazione (distanza temporale tra una sequenza di calcoli e l'altra) di lunghezza diversa, in base al particolare tipo di analisi che si vuole condurre ed ottenere risultati sul lungo periodo, magari con minore accuratezza, piuttosto che indagare il singolo minuto di funzionamento dell'impianto, con precisione invece molto alta. L'input richiesto dal funzionamento dinamico del modello di un impianto di climatizzazione è costituito dai carichi termici dinamici dell'edificio. La parte di software che produce questo output è TRNBuild.exe.

4.1.2 Trnsys TRNBuild.exe

Questo ambiente consente di calcolare i fabbisogni termici di un particolare edificio. Ciò si ottiene partendo dalla divisione in zone termiche, zone cioè con stesse condizioni termometriche richieste e di geometria concava (lo richiede il software per il corretto funzionamento). Per queste ultime si definiscono innanzitutto le caratteristiche geometriche, cosa che da qualche anno è stata resa molto più rapida ed immediata attraverso la creazione di un particolare plugin di Google Sketch-Up, integrabile con Trnsys, chiamato Trnsys 3D. L'interfaccia è la stessa del normale Google Sketch-Up, tranne che per alcune differenze che consentono di definire le zone termiche dell'edificio, che descriverò dettagliatamente nel corso del capitolo. Definite attraverso Trnsys 3D le geometrie delle zone termiche, che possono essere appunto più di una, viene creato un file contenente le informazioni geometriche di ogni zona ed è possibile importarle, in formato adeguato, in TRNBuild. Tale interfaccia consente di definire tutte le proprietà dell'edificio, a partire da stratigrafie dei muri, a schedulazioni delle strategie di climatizzazione, a guadagni termici di vario tipo, etc.

Segue una descrizione dettagliata del procedimento che ho utilizzato per simulare i carichi termici della Basilica Palladiana.

4.2 La simulazione dell'edificio

4.2.1 Creazione del modello geometrico in Trnsys 3D

Nell'ambiente Google Sketch-Up ho definito le caratteristiche geometriche delle zone termiche in cui ho diviso la Basilica. Come anticipato, ciascuna zona deve richiedere in ogni punto in essa contenuto le medesime condizioni termo-igrometriche. Ho considerato nel modello solo le zone termiche effettivamente climatizzate dall'impianto e cioè:

- il grande salone;
- la zona biglietteria e guardaroba.

Non essendo quest'ultima una zona concava, ma l'unione geometrica di tre zone concave, le zone termiche risultanti che ho poi importato in TRNBuild sono cinque:

ZONA TERMICA	NOME IN TRNBUILD	SUPERFICIE TOTALE DELIMITANTE ZONA [m ²]	VOLUME [m ³]
Zona 1	GRANDESALONE	5.629	26.897
Zona 2	BIGLIETTERIA	2.192	5.748
Zona 3	BIGLIETTERIA2	428	542
Zona 4	BIGLIETTERIA3	191	283
Zona 5	BIGLIETTERIA4	186	206

Sempre all'interno dell'ambiente Google Sketch-Up, oltre alle informazioni geometriche è già possibile definire il Tipo di superficie che si sta creando, quindi specificare se si tratta di una porta, piuttosto che di un tetto, di una parete comune ad un'altra zona termica o un pavimento, etc. Attraverso la finestra Object Info (Figura 4.2) si definisce per ognuna delle superfici che compongono il modello geometrico, oltre che il tipo di superficie, la Construction, ossia ad esempio quale particolare pavimento è, se quello del primo piano o del secondo, o quale dei tipi di finestra è, etc. Si specificano inoltre le Outside Boundary Condition, cioè si specifica se quella superficie è a contatto con:

- terreno;
- un'altra zona termica;
- aria esterna;
- altri coefficienti (da definire successivamente in TRNBuild).

Ogni superficie ha un numero assegnato automaticamente.

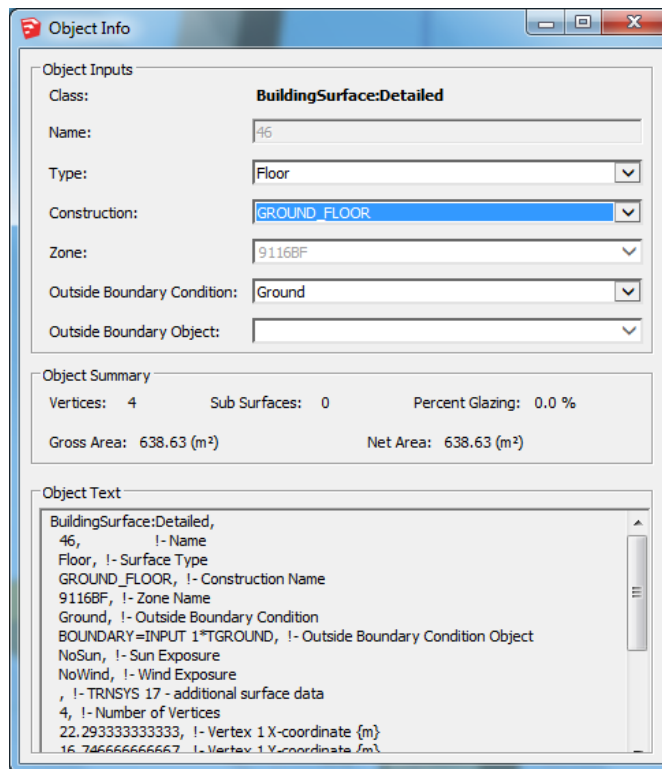


Figura 4.2: Finestra Object Info

Il percorso per definire una nuova zona termica in Trnsys 3D per Google Sketch-Up è: Plugins-Trnsys3d-New Zone Tool. Una volta attivata la zona termica (doppio clic su un punto di riconoscimento), ogni modifica geometrica apportata cambierà le informazioni poi importate in TRNBuild. Questo consente di creare modelli geometrici in cui non tutti i componenti geometrici definiscono zone termiche: si può creare un modello geometrico in Google Sketch-Up in cui solo alcune zone sono zone termiche create attraverso il plugin e solo le caratteristiche di queste ultime verranno poi importate in TRNBuild.

4.2.1.1 Il grande Salone

Il salone(Figura 4.3) è un'unica zona termica concava, con superfici di vario tipo e diverse Outside Boundary Conditions, cioè diversi tipi di zona con cui è in contatto.

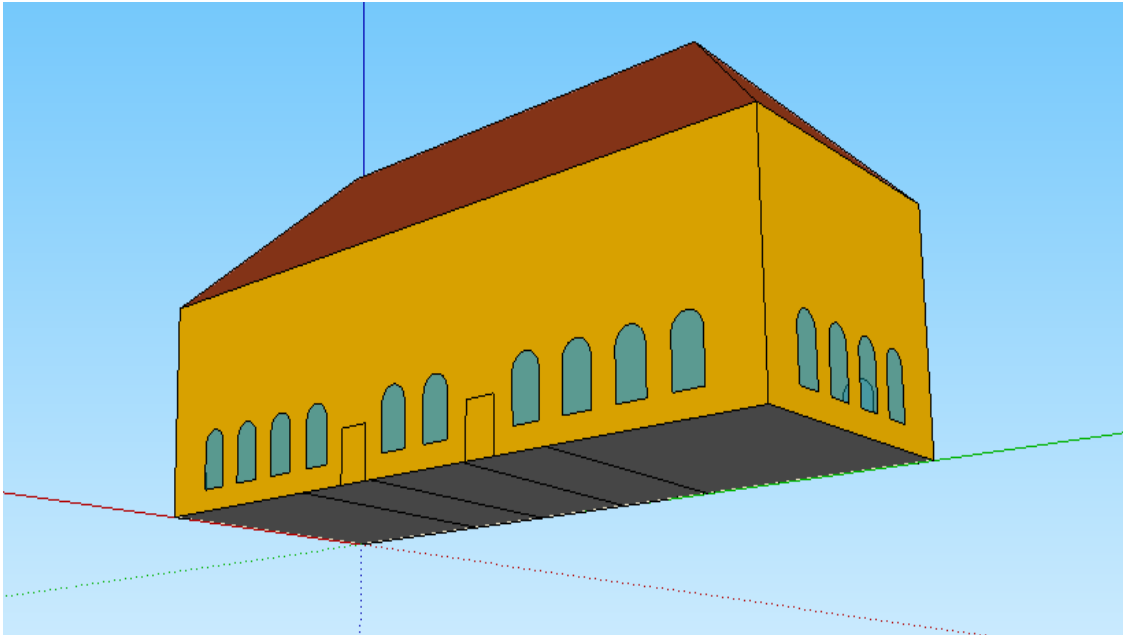


Figura 4.3: Vista dal basso del salone, visibile la divisione in cinque zone del pavimento

Su due lati lunghi vi sono dieci finestre e due porte ciascuno, sul lato corto ad est quattro finestre, mentre il lato corto ad ovest è quasi completamente oscurato dalla Domus Comestabilis. Come si intravede nella figura, il pavimento è diviso in vari settori, perchè ciascuno è confinante con diverse Outside Boundary Conditions. Da sinistra verso destra guardando la figura, si hanno cinque settori:

- biglietteria sottostante (altra zona termica);
- aria esterna (primo corridoio pedonale);
- negozi sottostanti (non climatizzati dall'impianto, quindi non considerati zona termica);
- aria esterna (secondo corridoio pedonale);
- altri negozi sottostanti.

In TRNBuild si definiranno le caratteristiche di ciascuna di queste condizioni esterne. Il tetto a volta caratteristico della Basilica è stato così modellizzato per maggior semplicità di realizzazione, le differenze rispetto al tetto reale sono trascurabili ai fini dei calcoli.

4.2.1.2 La biglietteria

La biglietteria(Figura 4.4) come già detto, si compone di quattro zone termiche. Questo perché la zona termica non può essere convessa per essere correttamente importata in TRNBuild. La biglietteria è composta da una prima zona rettangolare molto ampia dove ci sono gli sportelli,

l'ingresso agli ascensori etc. Da un lato vi sono due grandi porte vetrate ad arco di entrata e sul lato opposto un'unica grande porta vetrata ad arco di uscita, visibile in figura. C'è poi una zona attigua, adibita a guardaroba, geometricamente composta di tre parallelepipedi rettangolari, internamente non separati da pareti, caratterizzati da grandi finestre. Il soffitto della zona termica più grande della biglietteria è diviso in due settori con Outside Boundary Conditions differenti:

- la parte più a sinistra in figura è sottostante il grande salone (altra zona termica);
- la parte più a destra è sottostante una zona di ombreggiamento (non climatizzata e quindi non zona termica).

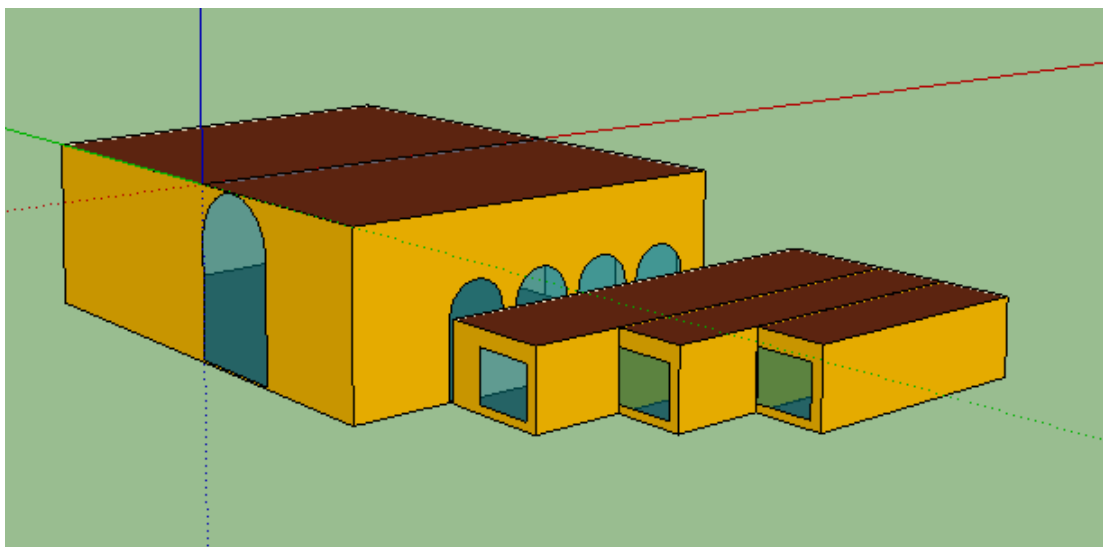


Figura 4.4: Vista della biglietteria principale e della struttura attigua.

4.2.1.3 Gli ombreggiamenti

Con l'aiuto di cartigli facenti parte della documentazione di progetto, ho ricostruito i principali edifici adiacenti la Basilica. Sono stati riprodotti: il colonnato esterno, la Torre, la parte alta della Domus Comestabilis che sta sopra la biglietteria e gli altri edifici che guardano sulla Corte dei Bissari (Figura 4.5). Per creare un gruppo di ombreggiamenti il percorso è: Plugins-Trnsys3d-New shading group tool. Anche in questo caso, come per le zone termiche, con doppio clic si attiva la zona d'ombra che si colora di viola. Ogni modifica geometrica alla zona attivata verrà importata in TRNBuild per la costruzione automatica della matrice degli ombreggiamenti.

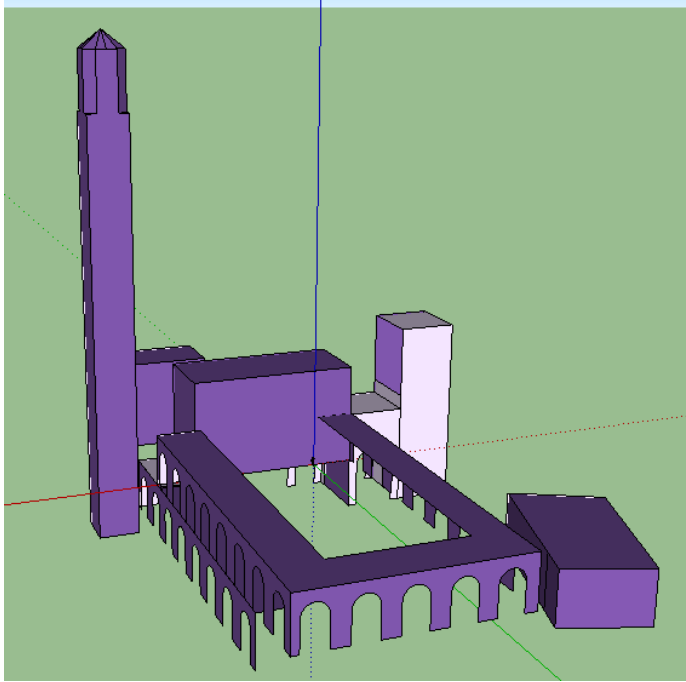


Figura 4.5 : Vista dei soli ombreggiamenti. Campanile, edifici adiacenti e colonnato.

Alla fine di questi step viene creato un file in formato .idf pronto per essere importato in TRNBuild.exe.

4.2.2 Definizione delle proprietà termiche dell'edificio in TRNBuild.exe

Il percorso per creare un nuovo progetto di edificio multizona, a partire dal Simulation Studio è: File-New-3d Buildin Project (multi zone). Viene generata una finestra che chiede di selezionare il file.idf creato in Sketch-Up e lo importa. Se privo di errori nella creazione, il file viene aperto nell'ambiente TRNBuild(Figura 4.6).

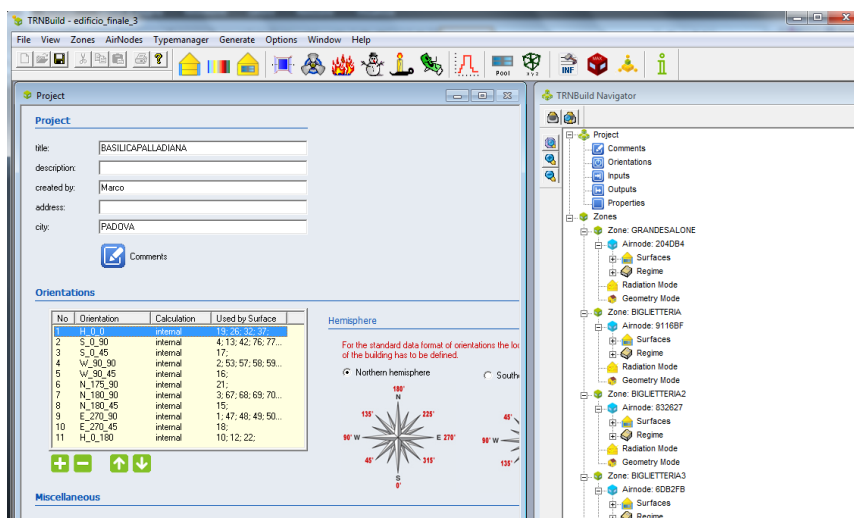


Figura 4.6: Finestra principale dell'interfaccia TRNBuild.exe

4.2.2.1 Definizione della struttura dell'edificio

4.2.2.1.1 Le Pareti

Il primo passo da compiere per definire le proprietà delle pareti è creare dei Wall Types, ossia diversi tipi di strutture, caratterizzati da più strati con diversi materiali, ciascuno con diverse proprietà termiche. Si potrà poi assegnare ad ognuna delle superfici precedentemente create uno dei Wall Type e definire la profondità (lo spessore) dello strato creato. Si caratterizzeranno in questo modo i muri esterni, i pavimenti, il tetto, etc. Per compiere questa operazione mi sono basato sulle stratigrafie presenti nella documentazione di progetto del restauro della Basilica iniziato nel 2005.

I valori utilizzati sono i seguenti:

Descrizione		Spessore [m]		Trasmittanza [W/(m ² K)]	
Muro esterno		1,225		0,699	
STRATIGRAFIA					
MATERIALE	Spessore	Condut.Term.	Conduttanza	Cal.Spec	Densità
(da interno a esterno)	[m]	[W/(m°C)]	[W/(m ² °C)]	[kJ/(kg°C)]	[kg/m ³]
Mattone Pieno	0,425	1,85		0,92	1800
Mattone Pieno	0,425	1,85		0,92	1800
Mattone Pieno	0,375	2,13		0,92	1800

Descrizione		Spessore [m]		Trasmittanza [W/(m ² K)]	
Pavimento interpiano		0,450		1,262	
STRATIGRAFIA					
MATERIALE	Spessore	Condut.Term.	Conduttanza	Cal.Spec	Densità
(da interno a esterno)	[m]	[W/(m°C)]	[W/(m ² °C)]	[kJ/(kg°C)]	[kg/m ³]
Blocco da Solaio	0,300	1,85	2,44	0,92	1800
Sottofondo in cls magro	0,060	0,93		0,88	2200
Calcestruzzo ordinario	0,080	1,28		0,88	2200
Piastrelle in ceramica	0,010	1,00		0,84	2300

Descrizione		Spessore [m]		Trasmittanza [W/(m ² K)]	
Pavimento piano terra		0,450		1,262	
STRATIGRAFIA					
MATERIALE	Spessore	Condut.Term.	Conduttanza	Cal.Spec	Densità
(da interno a	[m]	[W/(m°C)]	[W/(m ² °C)]	[kJ/(Kg°C)]	[Kg/m ³]

esterno)					
Blocco da Solaio	0,300	1,85	2,44	0,92	1800
Sottofondo in cls magro	0,060	0,93		0,88	2200
Calcestruzzo ordinario	0,080	1,28		0,88	2200
Piastrelle in ceramica	0,010	1,00		0,84	2300

Descrizione	Spessore [m]		Trasmittanza [W/(m ² K)]		
Tetto	0,149		0,652		
STRATIGRAFIA					
MATERIALE	Spessore	Condut.Term.	Conduttanza	Cal.Spec	Densità
(da interno a esterno)	[m]	[W/(m ² C)]	[W/(m ² °C)]	[kJ/(kg°C)]	[kg/m ³]
Rame	0,002	380		0,38	8900
Cartone Bitumato da tetto	0,005	0,23		1,00	1200
FoamGlas Tetto A Falda	0,060	0,04		2,10	120
Polietilene in	0,002	0,350		2,10	950

Fogli					
Legno	0,010	0,400		2,70	500
Intercapedine Aria soffiata	0,060	0,420		1,00	1,00
Legno	0,010	0,400		0,840	700

All'interno della finestra Wall Type Manager, si inseriscono tali valori. Per ogni strato creato serve definirne lo spessore e le proprietà termiche (Figura 4.7):

- conductivity [kJ/(h m K)];
- capacity [kJ/(kg K)];
- density [kg/m³].

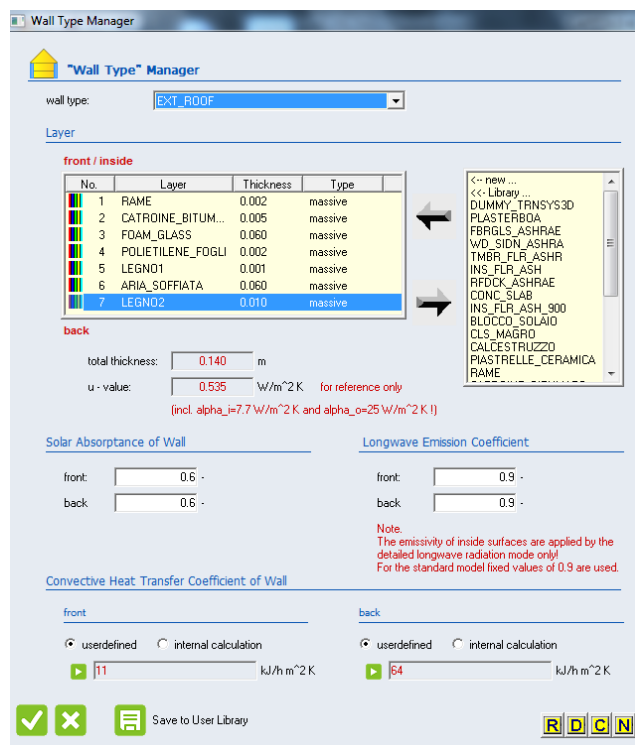


Figura 4.7: Finestra Wall Type Manager per la definizione delle stratigrafie delle pareti

Terminata la descrizione della serie di strati che compone la parete nel suo insieme, il software calcola:

- total thickness [m] ;
- u-value [W/(m²K)].

Una volta definite le proprietà delle pareti dell'edificio si passa alla definizione delle proprietà delle strutture in vetro.

4.2.2.1.2 Le strutture in vetro

Si apre la schermata Window Type Manager in cui si compie lo stesso tipo di operazione che si è compiuta con le pareti: si definiscono delle tipologie di finestre o in generale di superfici vetrate e si caratterizzano tramite parametri che ne definiscono le proprietà termiche. Si possono trovare nella libreria del software le principali tipologie sul mercato già parametrizzate (Figura 4.8). Per il modello della Basilica ho definito due tipologie di superfici vetrate:

- la prima che ho chiamato External Window 1 è una superficie a vetro semplice e l'ho impiegata nelle superfici (già definite nel modello geometrico) delle finestre del grande salone;
- la seconda che ho chiamato External Window 2 è una superficie doppio vetro, più moderna, che ho usato per le superfici dei grandi finestroni e per le porte d'ingresso e uscita della biglietteria.

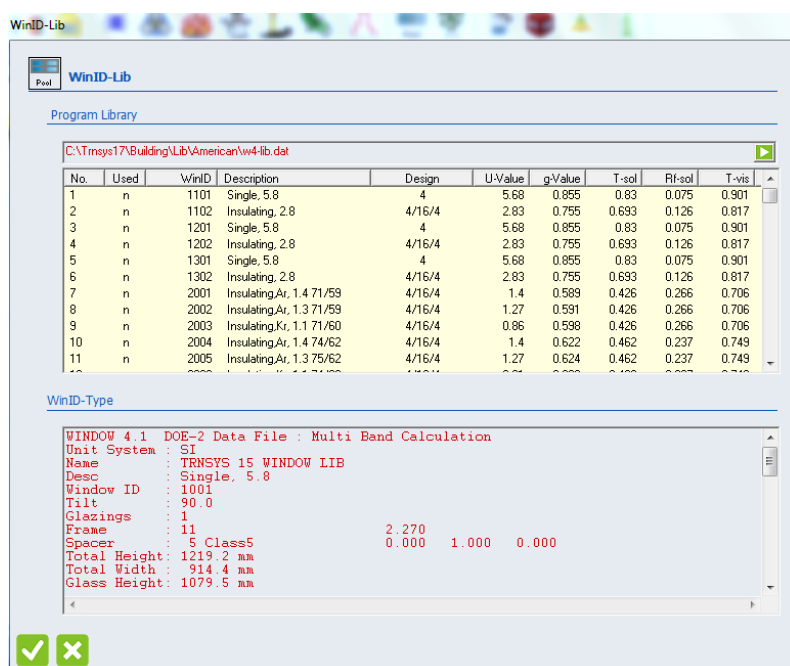


Figura 4.8: Finestra WinID-Lib con varie tipologie di superfici vetrate singolo e multistrato

Ho tenuto poi conto del fatto che durante le mostre, le finestre del salone vengono oscurate da un meccanismo che non permette il passaggio di radiazione solare dall'esterno: la sola illuminazione presente nel salone è artificiale e dovrà essere considerata successivamente nella costruzione del modello. Ho quindi impostato, per ciascuna delle finestre External Window

1 del salone, un Internal Shading Factor pari a 1. Una volta definite anche le superfici vetrate, il modello strutturale dell'edificio è ultimato; serve definire le condizioni termo igrometriche dell'aria all'interno degli ambienti ed all'esterno dell'edificio.

4.2.2.1.3 Le condizioni esterne

Per quanto riguarda l'aria esterna, nella finestra Input sono presenti una serie di Standard Inputs che dovranno essere collegati alla Type 56, Type che rappresenta l'edificio, in Simulation Studio (temperatura dell'aria esterna, umidità relativa, etc.); oltre che a una serie di Input che possono essere di User Defined Inputs (temperatura del terreno, temperatura della parete, etc.). Il pavimento del grande salone della Basilica è stato diviso, già nella costruzione del modello geometrico, come detto, in cinque zone:

- zona soprastante la biglietteria (ho chiamato il tipo di superficie Adj_Ceiling);
- zona soprastante il primo passaggio pedonale (tipo di superficie Ground_Floor), avrà come Boundary Condition l'aria esterna;
- zona soprastante i negozi (tipo di superficie Boundary_Floor), avrà come Boundary Condition una schedulazione della temperatura, supponendo che i negozi vengano climatizzati, per ora, non dal nostro impianto: in estate ho considerato 26 °C di giorno e 30 °C di notte;
- di nuovo zona Ground_Floor sopra il secondo passaggio pedonale, a contatto con aria esterna;
- di nuovo zona Boundary Floor sopra altri negozi, a contatto con zona climatizzata schedulata.

4.2.2.1.4 Le condizioni interne

Per definire le condizioni termo-igrometriche interne agli ambienti dell'edificio modellizzato si inizia dalla definizione dei parametri di ventilazione degli ambienti. All'interno della schermata Ventilation Type Manager si definiscono per ognuna delle zone termiche le portate d'aria in gioco. Per calcolare le portate necessarie sono partito dai valori utilizzati per il progetto del 2005 e cioè 47 Kg/h per persona nel salone (più ampio) e circa 51 Kg/h per la biglietteria. Dopodichè è necessario definire le strategie di raffrescamento dei vari ambienti in termini di set point di temperatura e di umidità relativa richieste per il benessere degli individui. Si apre la schermata Cooling Type Manager ed anche in questo caso si definiscono dei "Tipi" di raffrescamento, con condizioni di temperatura ed umidità relativa desiderate (Figura 4.9). Nel modello della Basilica ho creato:

- il tipo di raffrescamento richiesto nei momenti in cui è presente una mostra di quadri (20 °C e 50 % di umidità relativa 24 h/ 24);
- ed il tipo di raffrescamento richiesto in condizioni normali (26 °C e 60 % di umidità relativa).

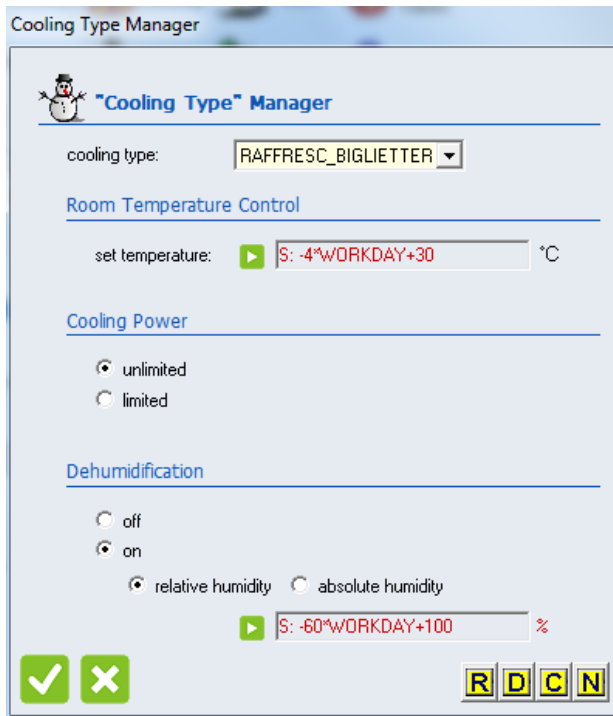


Figura 4.9: Finestra Cooling Type Manager

Per quanto riguarda la biglietteria ovviamente le condizioni termo-igrometriche richieste non sono mai quelle del salone in caso di mostra. Le schedulazioni scelte nelle condizioni di mostra assente (se c'è la mostra la schedulazione è 24 h / 24) sono del tipo WorkDay(Figura 4.10): tengono conto del fatto che a inizio e a fine giornata il fabbisogno termico passi da essere nullo a massimo (o viceversa) in maniera graduale.

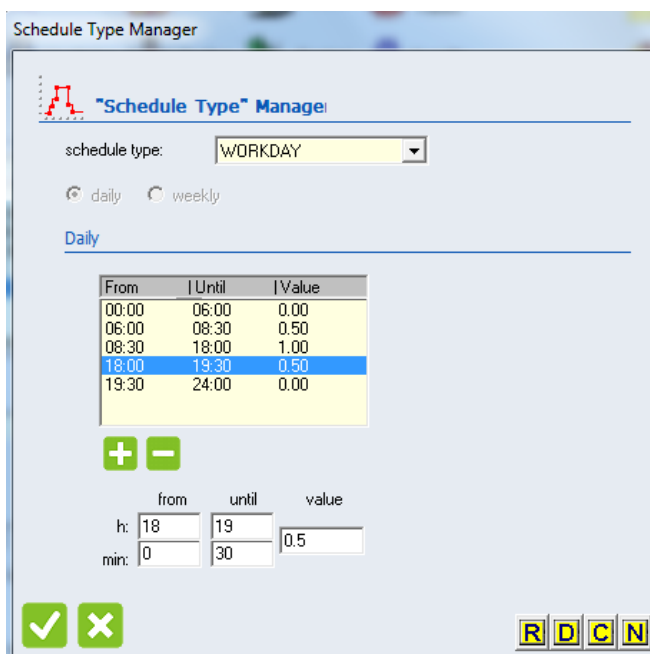


Figura 4.10: Finestra Schedule Type Manager

4.2.2.1.5 Guadagni termici

Al fine di rendere più precisa la simulazione è necessario tenere conto degli apporti termici interni agli ambienti, che in estate rappresentano un'aggiunta al fabbisogno frigorifero che la simulazione deve calcolare. Nel calcolo dei guadagni termici, ho considerato che nel fine settimana la Basilica sia visitata in media dal doppio di persone rispetto ai giorni infrasettimanali. È stata quindi definita una schedulazione settimanale, tramite la Schedule Type "Use", per definire i guadagni dovuti alla presenza di persone. Inoltre è stata considerata la presenza, in condizioni di mostra attiva, di illuminazione artificiale del grande salone (21000 m² circa la superficie da illuminare) realizzata tramite lampade basso emissive (5 W/m²)(Figura 4.11).

The screenshot shows the 'Gains' window for 'AirNode: 204DB4'. It is divided into four sections: 'Persons', 'Computer', 'Artificial Lighting', and 'Other Gains'.
- **Persons:** Includes radio buttons for 'off' and 'on'. Under 'on', there are two 'Table' buttons for 'ISO 7730' (selected) and 'VDI 2078'. A text field shows 'Seated at rest' with 'degree of activity' below it. A 'scale' field contains 'S: 100*USE' and a 'geo position' dropdown is set to '0'.
- **Computer:** Includes radio buttons for 'off' and 'on'.
- **Artificial Lighting:** Includes radio buttons for 'off' and 'on'. A 'related floor area' field is set to '21000 m²'. Under 'on', there are dropdowns for 'total heat gain' (set to '5 W/m²') and 'convective part' (set to '0 %'). There are also 'control strategy' and 'scale' fields, both with a play button and the value '1'. A 'geo position' dropdown is set to '0'.
- **Other Gains:** Contains a table with columns 'Type', 'Scale', and 'Geo Position'. The table is currently empty.
At the bottom, there are '+', '-', a checkmark, and an 'X' icon.

Figura 4.11: Finestra Gains

4.2.2.1.6 Outputs

A questo punto si definiscono gli outputs (Figura 4.12) di interesse per il particolare modello creato: nel caso della Basilica erano necessari i fabbisogni termici, suddivisi sia in carico sensibile e latente che per zone termiche considerate. Tali valori vengono calcolati in [kJ/h].

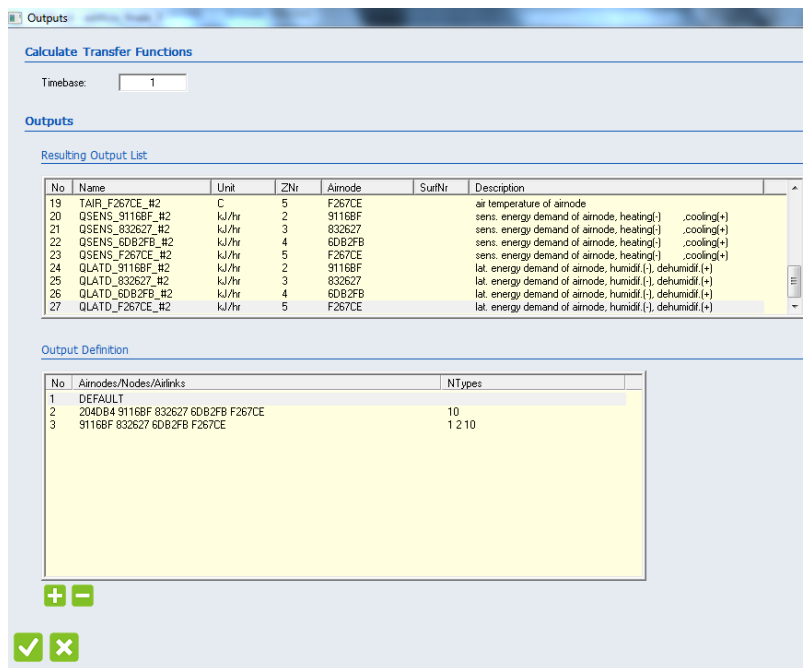


Figura 4.12: Finestra Outputs

Alla fine di questi step viene creato un file in formato .BUI che dovrà poi essere importato nel modello.

4.2.3 Calcolo dei fabbisogni in Simulation Studio

Una volta terminate le operazioni all'interno dell'interfaccia TRNBuild.exe, si passa al Simulation Studio. Il percorso per creare un nuovo progetto di simulazione di un edificio multizona è: Simulation Studio - 3D Building Projec - Open .IDF and Create Project. Il software chiede di selezionare il file.idf del modello geometrico precedentemente creato tramite il plugin di Google Sketch Up e genera automaticamente un progetto default con all'interno una Type Lettore dati meteo e la Type 56 dell'Edificio, che al suo interno racchiude sottoforma di parametri, tutte le informazioni che si sono immesse durante gli step precedenti(Figura 4.13). E' necessario caricare nella sezione External Files della Type 56, il file .bui creato all'interno di TRNBuild.exe. Inoltre si caricano nel lettore file meteo, i dati relativi alla località di interesse: nel nostro caso le temperature ed i valori di umidità relativa della città di Vicenza. Tali dati possono essere dati caratteristici, cioè rappresentativi della località e possono essere scaricati dal sito del Dipartimento dell'Energia Americano, nel formato corretto per essere letti, ossia .EPW.

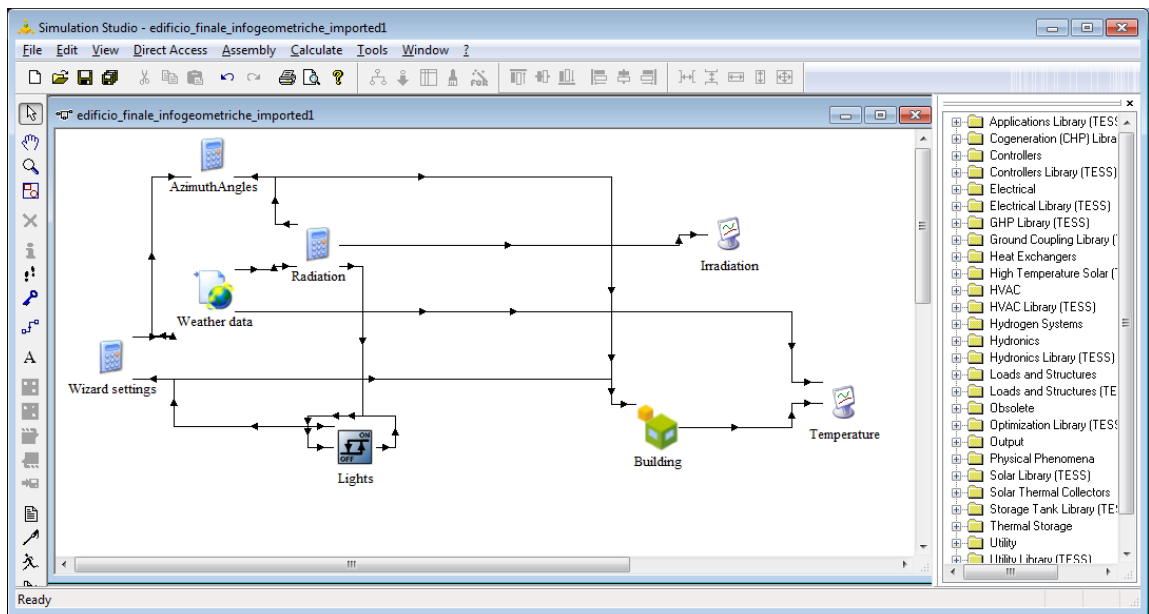


Figura 4.13: Modello di default generato automaticamente da Simulation Studio

4.2.3.1 I dati meteo per la simulazione

Al fine di rendere la simulazione più precisa e poter meglio validare i risultati del modello dell'edificio con i dati monitorati dell'impianto reale, è stato necessario costruire per gli anni 2014 e 2015 dei file di testo che contenessero i valori di temperatura ed umidità relativa il più possibile prossimi a quelli di quello specifico anno e non valori semplicemente caratteristici. Per l'anno 2014 tale operazione è stata fatta partendo dai valori di temperatura ed umidità relativa medi mensili della città di Vicenza (Figura 4.14). Tramite il confronto con tali valori, disponibili nel sito avmeteo.it, si è generato un file con valori orari di temperatura ed umidità relativa più vicini a quelli reali. Il calcolo effettuato per ogni valore prevede di calcolare innanzitutto il delta tra la temperatura media mensile caratteristica di Vicenza e la temperatura media mensile registrata nel 2014; dato questo valore, lo si addiziona algebricamente al singolo valore caratteristico con cadenza oraria e si ottiene un file "rivisitato", più prossimo al particolare anno climatico. Per il 2015 invece ho sfruttato direttamente i dati che il sistema di monitoraggio della Basilica Palladiana ha registrato, ogni 15 minuti, sempre di temperatura ed umidità relativa dell'aria esterna creando dei file di testo con cadenza di un quarto d'ora. Nel 2014 tali parametri non venivano ancora monitorati.

Questo mi ha consentito di simulare dei carichi termici che fossero il più possibile influenzati dalle reali condizioni climatiche. Una volta creato il file, che dev'essere un file di testo, lo si può connettere al modello nel Simulation Studio.

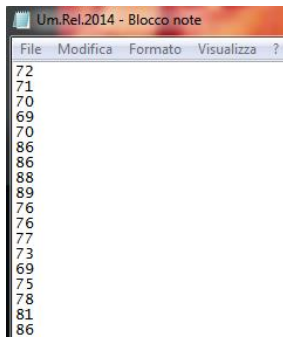


Figura 4.14: File Blocco Note con valori di umidità relativa orari a Vicenza nel 2014

Si utilizza una Type Generic Data Reader che è in grado di leggere file in questo formato e renderli disponibili come input per altre Types all'interno del software(Figura 4.15).

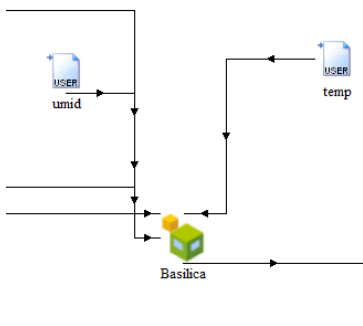


Figura 4.15: Due Types Generic Data Reader connesse alla Type 56 dell'edificio

4.2.3.2 La simulazione

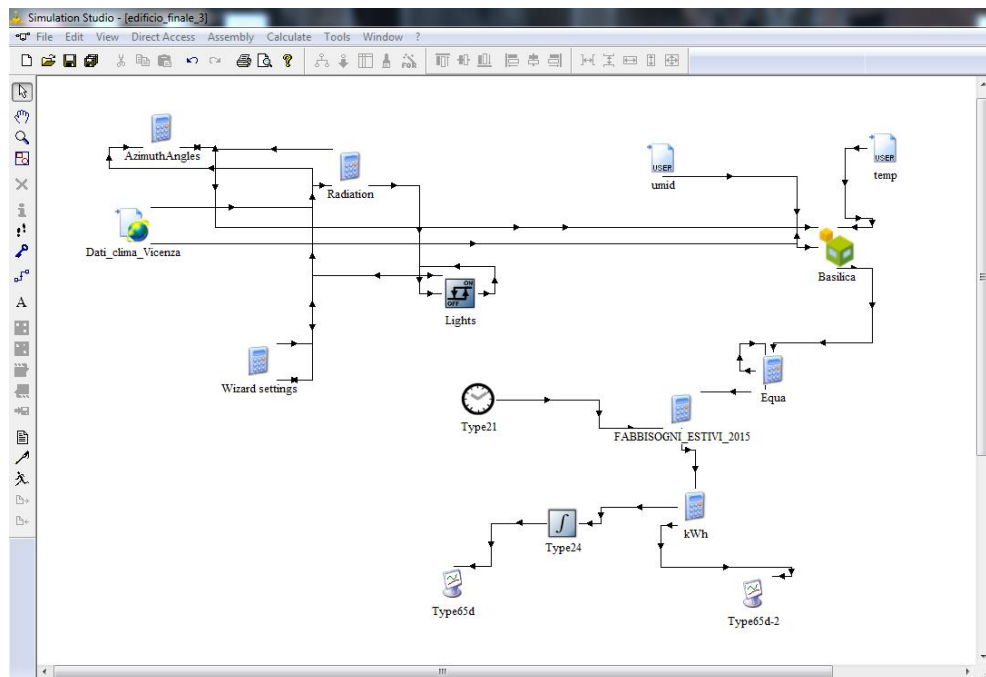


Figura 4.16: Configurazione pronta per la simulazione dei carichi in Simulation Studio

Prima di avviare la simulazione è necessario specificare, all'interno della finestra Global Infos, l'orizzonte temporale di calcolo, nel nostro caso annuale ed il Time Step di calcolo per il software, nel nostro caso di 3 minuti: a fronte di un maggiore tempo necessario per l'effettuazione dei calcoli (circa 15 minuti), si ottengono dei carichi termici con precisione molto alta. Si possono utilizzare delle Types On Line Plotter With File, che permettono di visualizzare graficamente i risultati ottenuti su un grafico con il tempo (in ore) in ascissa ed il valore ottenuto in ordinata (Figura 4.17). Per fare in modo che tale valore sia in [kW] termici, si aggiunge un'equazione che effettua la conversione da [kJ/h]. Sempre tramite una Type Equations, si sommano i vari output, che come detto sono suddivisi sia in carichi sensibili e latenti, sia per zona termica e si ottiene la potenza termica totale. L'On Line Plotter crea anche un file dati, che si può poi usare come input nel modello dell'impianto, tramite il solito lettore dati generico e permette di avere in input i fabbisogni termici disaccoppiando il progetto in Simulation Studio dell'edificio da quello dell'impianto e rendendo più rapida la simulazione riguardante la parte impianto.

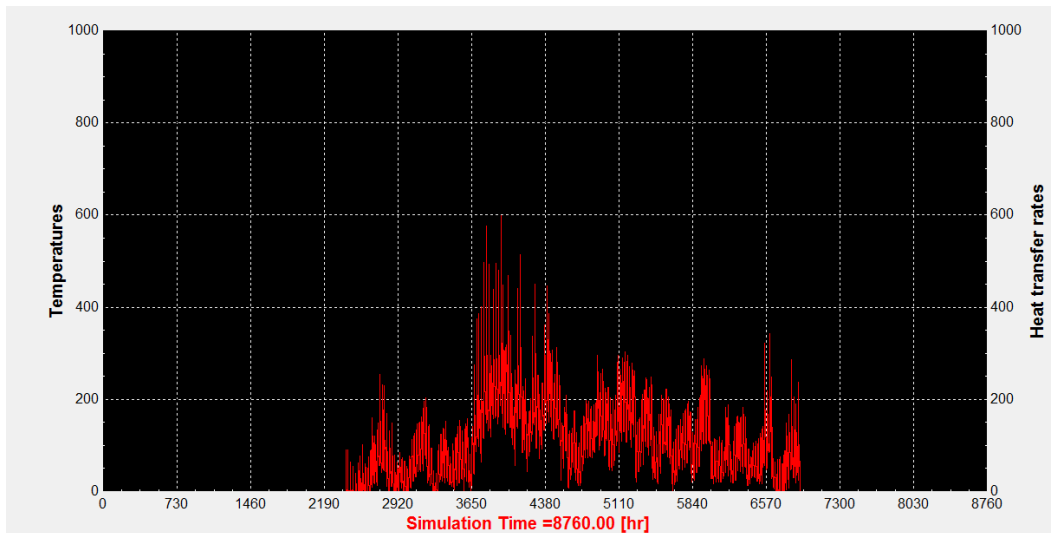


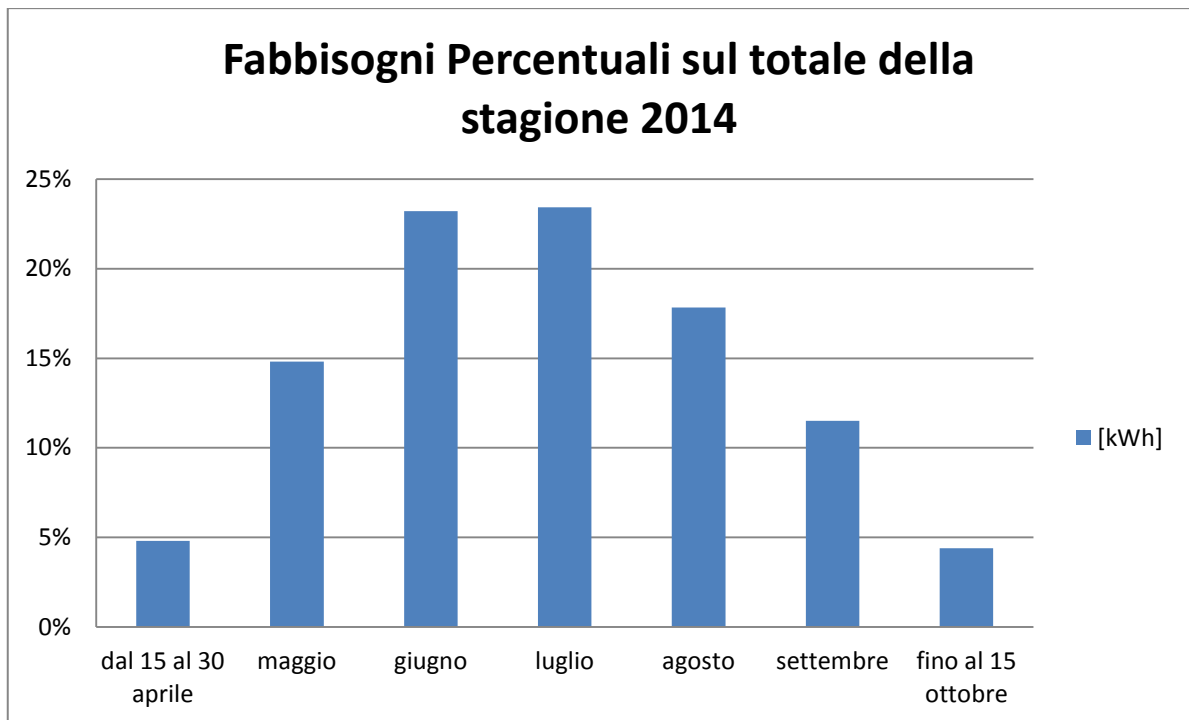
Figura 4.17: Output grafico dei carichi totali estivi dell'edificio , con mostra attiva 24 ore su 24, estate 2014.

I risultati qui esposti, si riferiscono ad una simulazione effettuata utilizzando i dati meteo relativi all'anno 2014. Questo per poter mostrare dei risultati relativi ad un'intera stagione di climatizzazione; non sarebbe possibile farlo con la stagione 2015, non essendo questa ancora terminata, ed avendo usato nella simulazione valori di temperatura ed umidità relativa esterni monitorati direttamente dal sistema della Basilica.

Osservando il Grafico (Figura 4.17) , relativo ai carichi dell'edificio con mostra attiva 24 ore su 24, si possono fare alcune considerazioni:

- si evince che la massima potenza utile richiesta non supera mai i 600 kW;
- data una potenza utile massima della pompa di calore in regime estivo di 613 kW da progetto, la pompa di calore in uso risulta potenzialmente in grado di coprire senza ausilio di apparecchiature di back-up, i fabbisogni dell'edificio in regime estivo, salvo malfunzionamenti;
- osservando che la stragrande maggioranza dei carichi, anche di picco, non supera i 400 kW e considerando che tali carichi corrispondono alle condizioni termo igrometriche più critiche richieste all'interno del salone (20°C, 50% di umidità, giorno e notte) si può affermare che la pompa di calore appare sovradimensionata rispetto alle potenze in gioco.

Integrando i risultati mensilmente si possono ottenere i valori per periodo di energia in [kWh]. Integrando sull'intero arco della stagione, si trova un valore di 517590 kWh. Va ricordato che tali carichi si riferiscono a condizioni interne al salone di mostra attiva 24 h su 24. Rappresentano pertanto le condizioni maggiormente critiche, in termini di domanda frigorifera da parte dell'edificio. Si può visualizzare in un grafico il peso percentuale sul totale stagionale dei valori energetici ottenuti integrando le potenze mese per mese.



Si possono fare alcune considerazioni:

- nelle mezze stagioni si ha una richiesta ovviamente minore, ma comunque importante sul totale della stagione: maggio e settembre da soli coprono quasi il 30 % della domanda stagionale;
- si evince dal grafico che le condizioni esterne di temperatura e umidità nel mese di maggio 2014 sono state più critiche rispetto a quelle del mese di settembre 2014;
- si evince anche che il mese di agosto 2014 è stato meno critico rispetto a giugno e a luglio (si può verificare che è stato effettivamente così).

4.3 Validazione dei fabbisogni termici simulati con i fabbisogni dai monitoraggi dell'estate 2014 e 2015

Nel terzo capitolo della tesi ho stimato i fabbisogni frigoriferi della Basilica partendo dall'energia immessa in falda monitorata e depurandola dei consumi per CDZ, per il funzionamento della Pompa di calore e del gruppo frigo di back-up.

Come si vede dalla colonna 'funzionamento impianti' delle tabelle, i periodi nella stagione in cui si è effettivamente climatizzata la Basilica, sia per la presenza di una mostra, sia per semplice utilizzo da parte delle persone, sono:

- nel 2014 venti giorni tra aprile e maggio e tutto il mese di agosto;

- nel 2015 gli ultimi cinque giorni di aprile, tutto il mese di maggio, il mese di giugno fino al giorno 15 e dal 9 luglio a fine mese.

I fabbisogni monitorati in tali periodi di funzionamento, parziale o a pieno regime dell'impianto, sono utili per validare i fabbisogni ottenuti dalla simulazione dell'edificio. Per effettuare il confronto ho utilizzato diverse strategie di climatizzazione del grande salone:

- per i mesi in cui la mostra era attiva, ho utilizzato un set point di temperatura 20 °C ed umidità relativa 50 % nel salone giorno e notte;
- nei mesi in cui non c'erano mostre ma l'impianto era attivo, ho utilizzato un set point di temperatura nel salone di 26 °C ed umidità relativa del 60 % di giorno, di notte ho imposto che non vi fosse il controllo di tali parametri.

I dati dai monitoraggi si possono vedere nei grafici che seguono (Figura 4.18)(Figura 4.19).

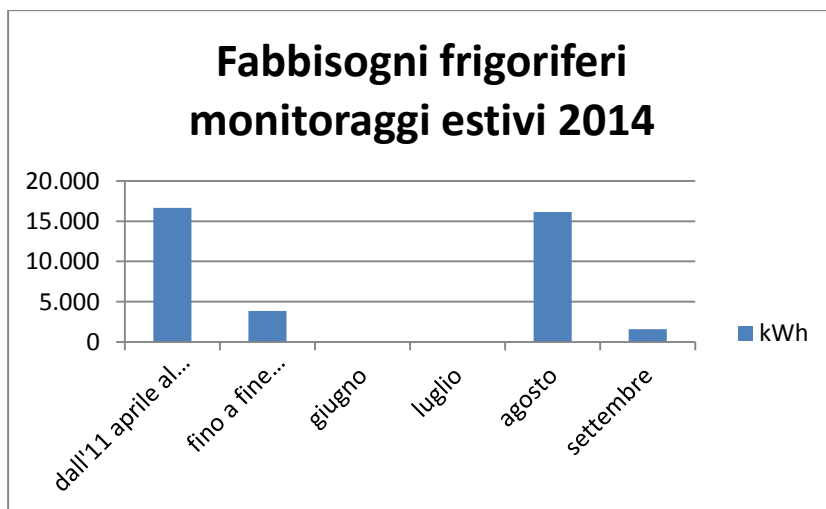


Figura 4.18: Fabbisogni monitorati nel 2014

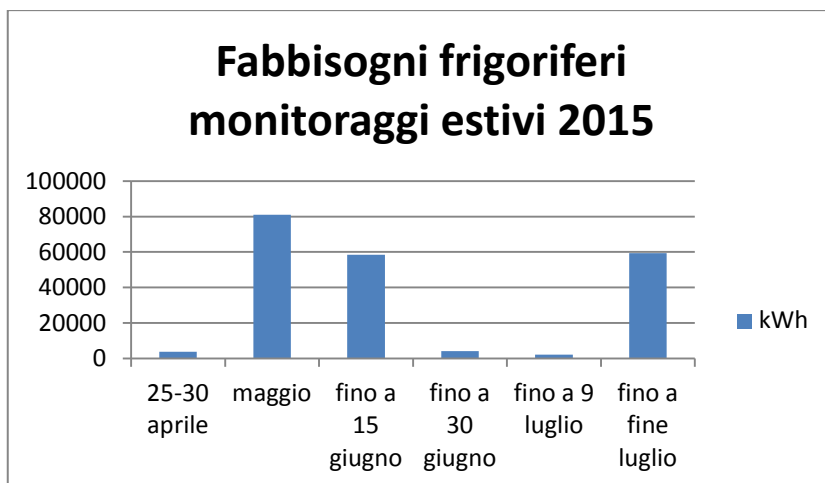


Figura 4.19: Fabbisogni monitorati nel 2015

4.3.1 Confronto coi risultati della simulazione

Per le simulazioni del 2014 come detto, sono stati usati dati orari caratteristici di temperatura ed umidità relativa dell'aria esterna di Vicenza, aggiustati tenendo conto dei valori medi mensili. Nella simulazione ho tenuto conto del fatto che:

- il funzionamento a regime si è avuto esclusivamente fino alla conclusione della mostra "Verso Monet" il 4 maggio 2014;
- ad agosto l'impianto ha funzionato a carico parziale, vista la ridotta richiesta di climatizzazione.

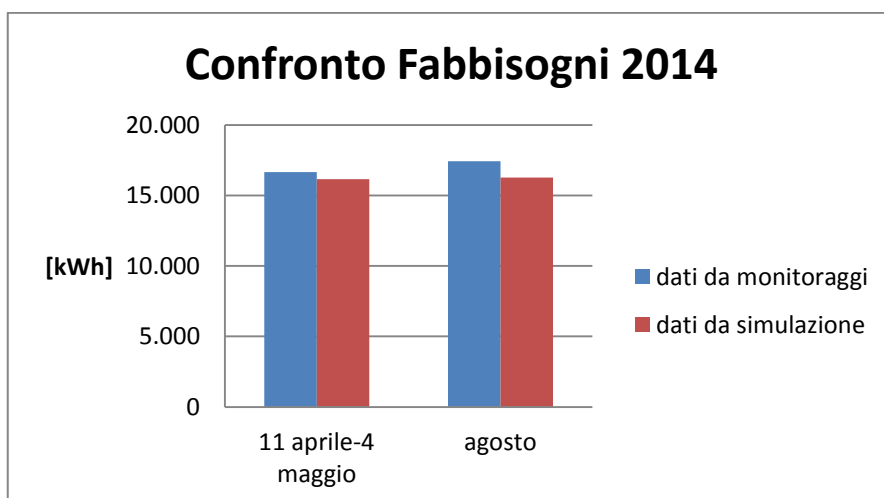


Figura 4.20: Confronto tra dati da monitoraggio e dati della simulazione per l'anno 2014

I valori della simulazione risultano combaciare quasi perfettamente con i dati del monitoraggio(Figura 4.20).

Per le simulazioni del 2015 invece i file temperatura ed umidità relativa dell'aria esterna utilizzati sono non più orari, ma con cadenza ogni quindici minuti e monitorati direttamente da rilevatori presenti all'esterno della Basilica.

Nella simulazione ho tenuto conto di alcuni aspetti:

- durante tutto il mese di maggio era presente nel salone la mostra “Tutankhamon Caravaggio Van Gogh”, l'impianto funzionava a regime;
- anche fino al 15 giugno l'impianto ha funzionato nelle medesime condizioni;
- a luglio dal giorno 9 in poi l'impianto ha funzionato a carico parziale e non vi erano mostre nel salone.

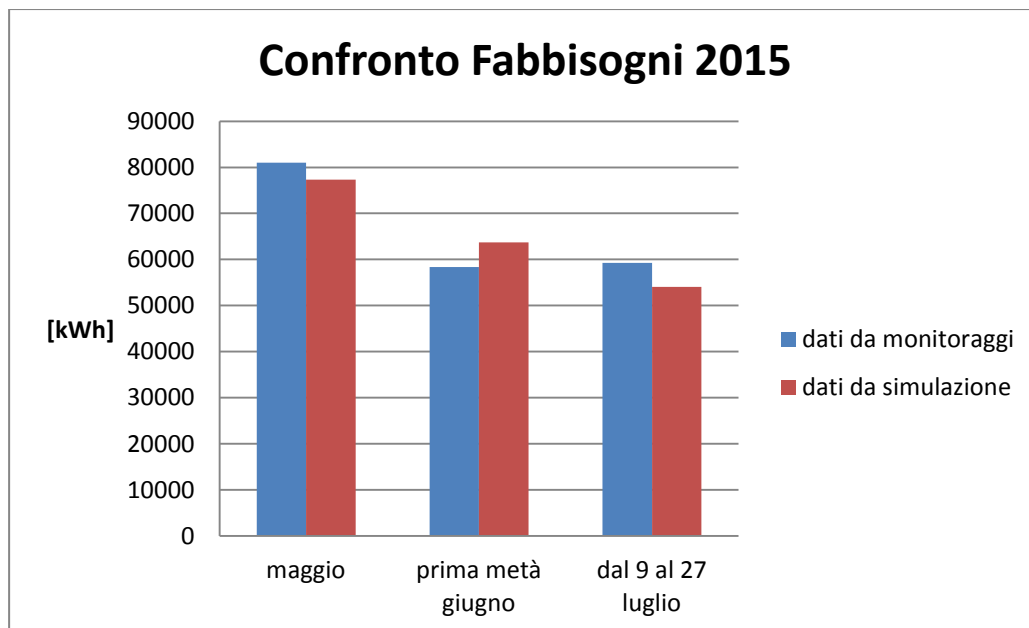


Figura 4.21: Confronto tra dati da monitoraggio e dati della simulazione per l'anno 2015

Anche in questo caso le differenze sono trascurabili (Figura 4.21) e i valori dimostrano che il modello dell'edificio risponde in maniera molto simile a quella dell'edificio reale ai cambiamenti dei parametri in ingresso:

- dati meteo;
- strategie di climatizzazione nel salone.

La figura sottostante rappresenta graficamente la potenza frigorifera (quota sensibile più quota latente) richiesta dal solo salone nell'arco della stagione estiva (Figura 4.22). La colonna sinistra Temperatures rappresenta i [kWh].

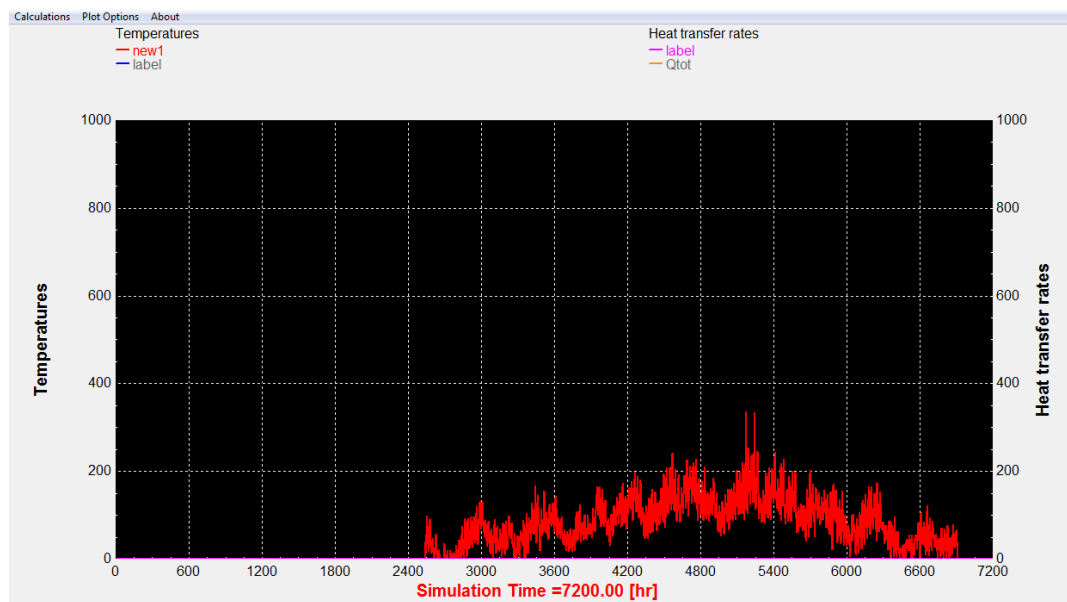


Figura 4.22: Carichi totali del solo salone

Si possono fare alcune considerazioni:

- L'andamento è progressivamente crescente, a mano a mano che si attraversano i mesi più caldi (giugno, luglio, agosto) per poi ridiscendere nel finale di stagione, questo risultato è in linea con quanto ci si aspetterebbe anche intuitivamente;
- il profilo fatto di alti e bassi, è dovuto alla diminuzione di fabbisogno durante la notte: le condizioni esterne sono infatti più simili a quelle richieste all'interno del salone;
- la potenza massima richiesta non supera mai i 400 kW, questo principalmente perché la climatizzazione simulata in questo caso è attiva 24 h su 24, quindi non vi sono mai picchi di fabbisogno, se non dovuti alle condizioni esterne.

Prendendo in esame un orizzonte temporale più breve, ad esempio cinque giorni di del mese di luglio, è interessante plottare i carichi sensibili del salone. Si possono mettere a confronto (Figura 4.22) nel caso di mostra attiva e di mostra non attiva.

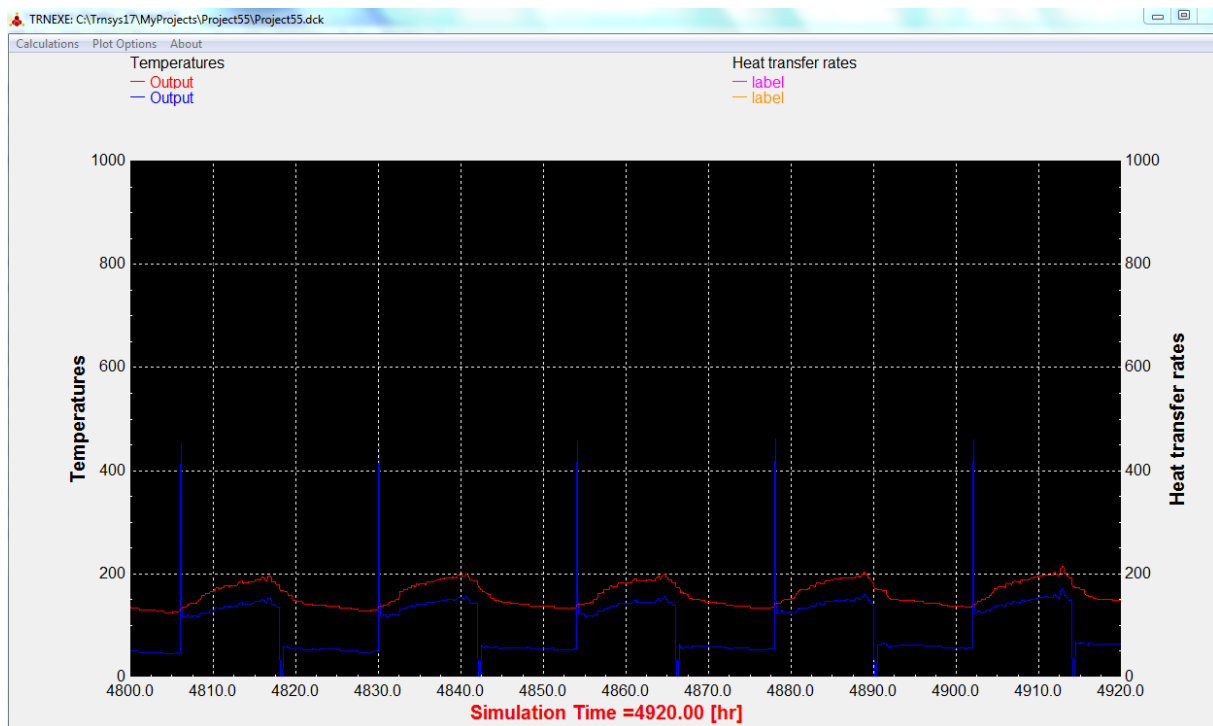


Figura 4.22: Carichi sensibili del salone durante cinque giorni di luglio, mostra attiva e non attiva

Si possono fare le seguenti osservazioni:

- si vede il carico aumentare in entrambi i casi in corrispondenza delle ore più calde del giorno;
- nel caso di mostra non attiva si nota un picco di fabbisogno in corrispondenza dell'inizio della climatizzazione (on-off del controllo sulla temperatura tra il giorno e la notte);
- per quanto riguarda tali picchi di fabbisogno, che eccedono la potenza utile massima erogabile dalla pompa di calore in regime estivo, va considerato il fatto che l'impianto può semplicemente essere controllato in modo da attivarsi ad esempio un'ora prima dell'ingresso dei visitatori e portare in tempo utile il salone nelle condizioni termigrometriche richieste per il benessere: il fatto che la pompa sia sovradimensionata resta vero, in quanto le reali condizioni critiche sono dipendenti da temperatura ed umidità minime richieste nel salone, nelle ore di punta del giorno più caldo della stagione;
- il modulo dei fabbisogni in condizioni di mostra non attiva è evidentemente minore rispetto al modulo dei fabbisogni a mostra attiva, visto che in un caso si richiedono 20°C e 50% di umidità e nell'altro 26°C e 60% di umidità.

Lo stesso tipo di confronto si può fare con i carichi latenti del salone, sempre in condizioni di mostra attiva, in rossa e non attiva, in blu.

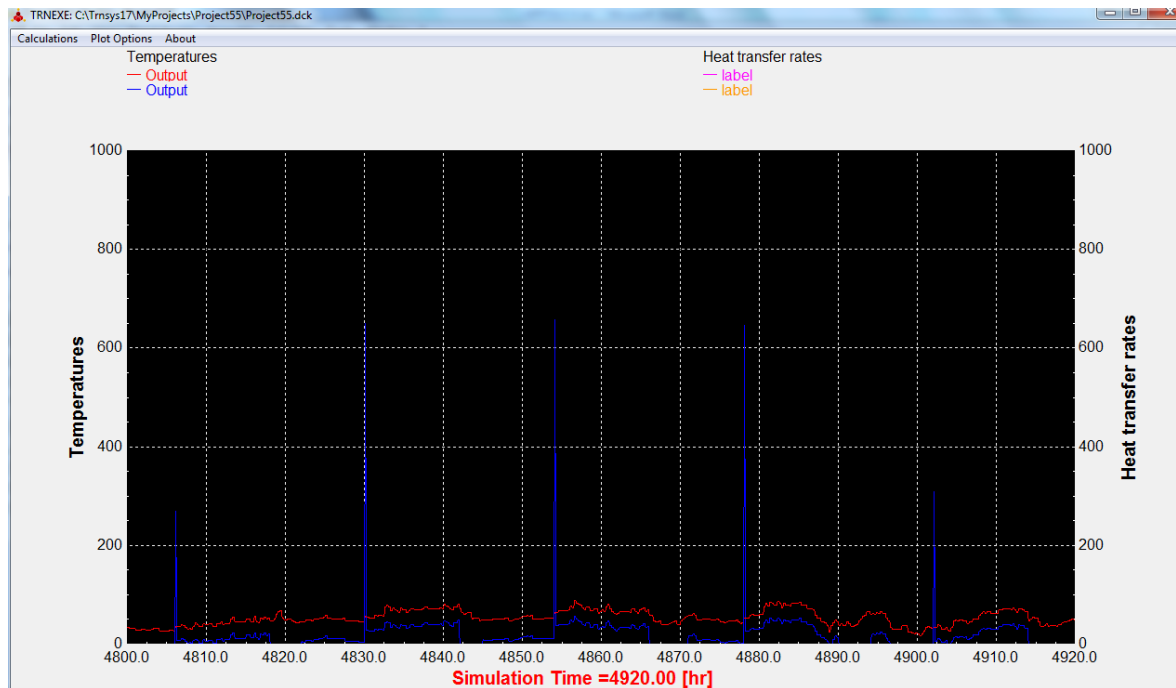


Figura 4.23: Carichi latenti del salone durante cinque giorni di luglio, mostra attiva e non attiva

Si possono fare le seguenti osservazioni:

- l'andamento dei carichi dipende in maniera meno evidente dal momento della giornata;
- anche in questo caso è visibile il picco di fabbisogno nel caso di schedulazione del controllo di temperatura di tipo on-off, con mostra non attiva;
- anche in questo caso il modulo dei fabbisogni a mostra attiva è visibilmente maggiore del modulo dei fabbisogni a mostra non attiva;
- la quota latente di entrambi i fabbisogni qui rappresentata è visibilmente inferiore rispetto alla corrispondente quota sensibile rappresentata nel Grafico 4.22.

Questi risultati saranno l'input per la successiva simulazione del sistema congiunto edificio – impianto, che verrà trattata nel quinto capitolo.

Capitolo 5

Simulazione dinamica dell'impianto idrotermico a servizio della Basilica Palladiana

In questo capitolo verrà descritta la costruzione di un modello dell'impianto idrotermico ad acqua di falda a servizio della Basilica. Tale modello è stato realizzato all'interno dell'interfaccia Simulation Studio di Trnsys. Al fine di ottenere un modello che fosse il più possibile fedele all'impianto reale, è stata utilizzata la documentazione di progetto dello Studio di Ingegneria che si è occupato della sua progettazione e dimensionamento.

Una volta costruito il modello in Trnsys è stato possibile effettuare dei confronti con i dati monitorati sull'impianto reale al fine di dimostrare la validità del modello. Inoltre è stato possibile analizzare gli impatti che alcuni interventi, di carattere sia impiantistico che gestionale, avrebbero sulle prestazioni dell'impianto in termini energetici ed economici. La simulazione verte sul funzionamento dell'impianto in regime estivo.

5.1 Costruzione del modello in Simulation Studio

Come spiegato già nel secondo capitolo della tesi, l'impianto ad acqua di falda che climatizza la Basilica Palladiana è sostanzialmente composto di tre circuiti d'acqua:

- il circuito delle utenze;
- il circuito primario;
- il circuito ad acqua di falda.

Anche il modello in Trnsys è stato costruito a partire da questi tre anelli.

5.1.1 Il Circuito delle utenze

L'input del modello è costituito dai carichi termici ottenuti, come spiegato nel capitolo precedente, simulando l'edificio in TRNBuild.exe. Perché questi vengano collegati in maniera corretta al circuito delle utenze (Figura 5.1) e letti in Simulation Studio, si utilizza una Type Generic Data Reader, che converte file in formato testo. Tali carichi, in termini di potenza termica, vengono poi inseriti in un'equazione, utilizzando una Type Equation, che serve a calcolare il salto termico compiuto dall'acqua del circuito delle utenze per sopperire al carico termico.

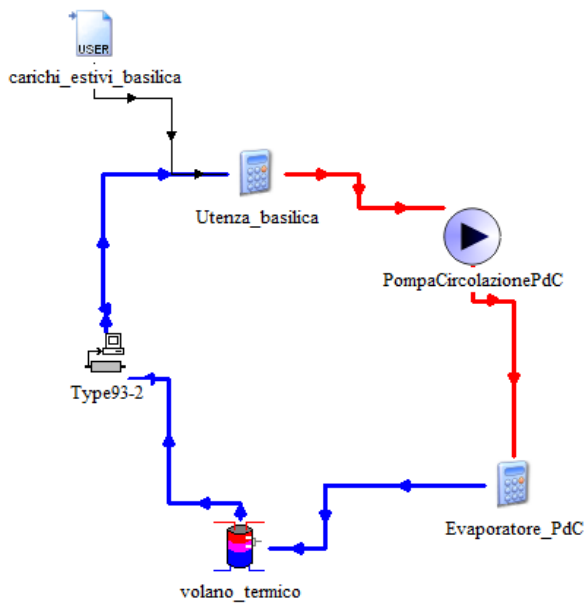


Figura 5.1: Il circuito utenze

La portata del circuito utenze è costante, così come nell'impianto reale. Si utilizza una Type Single Speed Pump per simulare il comportamento della pompa di circolazione presente nel circuito delle utenze. All'interno della finestra Parameter della Type si definiscono le caratteristiche della pompa reale (Figura 5.2):

- portata massima erogabile (85000 kg/h);
- tipo di fluido (Calore Specifico dell'acqua);
- potenza elettrica (3 kW);
- frazione della Potenza Elettrica che viene convertita in energia termica per il fluido (5%).

Parameter							
		Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
		Name	Value	Unit	More...	Macro	
1		Maximum flow rate	85000	kg/hr	More...	<input checked="" type="checkbox"/>	
2		Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K	More...	<input checked="" type="checkbox"/>	
3		Maximum power	3	kW	More...	<input checked="" type="checkbox"/>	
4		Conversion coefficient	0.05	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>	

Figura 5.2: Finestra Parameter della Type che simula la pompa di circolazione del circuito utenze

Sempre attraverso una Type Equation si definisce un'altra equazione che calcola il salto termico compiuto dall'acqua al passaggio, all'altro capo del circuito, attraverso l'evaporatore della pompa di calore. Tale equazione richiede come input la potenza termica assorbita all'evaporatore dalla pompa di calore.

Viene poi utilizzata una Type Stratified Storage Tank che riproduce, opportunamente parametrizzata, l'accumulo termico da 2000 litri presente sul ramo di mandata del circuito utenze.

Nella finestra Parameter (Figura 5.3) si possono definire:

- volume;
- altezza;
- perimetro;
- altezza alla quale l'acqua entra nell'accumulo;
- altezza alla quale l'acqua esce dall'accumulo;
- etc.

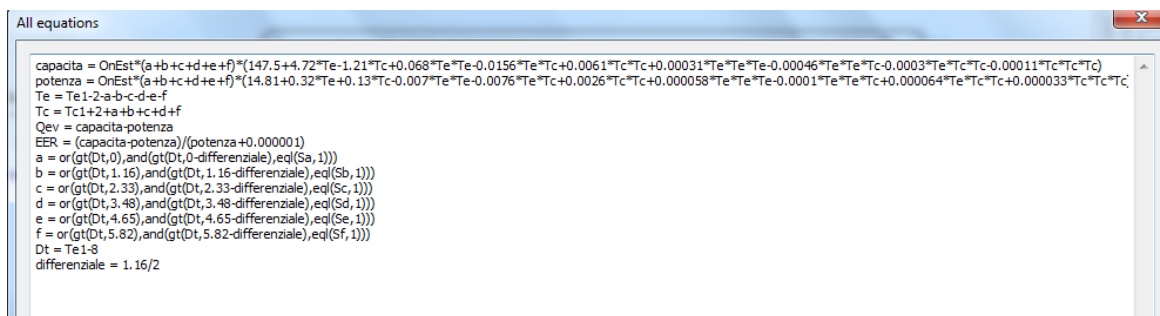
	Name	Value	Unit	More	Macro
1	User-specified inlet positions	2	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Tank volume	2	m ³	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
3	Tank height	2	m	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
4	Tank perimeter	-1	m	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
5	Height of flow inlet 1	0.35	m	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
6	Height of flow outlet 1	1.65	m	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
7	Not used (inlet 2)	-1	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
8	Not used (outlet 2)	-1	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 5.3: Finestra Parameter della Type che simula l'accumulo termico sul ramo di mandata del circuito utenze.

Come detto il salto termico compiuto dalla portata di acqua del circuito utenze dipende dalla potenza termica assorbita all'evaporatore. Quest'ultima dipende dalle prestazioni della pompa di calore.

5.1.2 Polinomiale della pompa di calore

Per modellizzare la pompa di calore reale ed il suo funzionamento sono state utilizzate delle polinomiali (Figura 5.4) che riproducessero le prestazioni di un compressore Scroll con le stesse caratteristiche dei sei compressori che governano il funzionamento della pompa di calore MTA installata in Basilica. Come già detto nel secondo capitolo, il set point di temperatura di mandata dell'acqua alle utenze in estate è di 7 °C. In base alla differenza tra la temperatura dell'acqua di ritorno dalle utenze e questo set point, avviene l'accensione in serie dei sei compressori. Per simulare questo comportamento, utilizzando una Type Equation, sono stati creati sei gradini che si attivassero, grazie a degli operatori booleani, quando la differenza di temperatura tra l'acqua di ritorno e i 7 °C di set point superasse in sequenza sei livelli di temperatura. Questa condizione avrebbe comportato l'attivazione dei sei compressori uno dopo l'altro, in base all'effettiva richiesta termica. Le polinomiali del singolo compressore calcolano la potenza elettrica assorbita e la potenza termica ceduta al condensatore. Per differenza tra questi due valori, restituiscono anche la potenza termica assorbita all'evaporatore. L'entità di tali output dipende dalle temperature in ingresso al condensatore e all'evaporatore del liquido refrigerante, che vengono stimate in base alle temperature in ingresso dell'acqua dal circuito utenze all'evaporatore e dal circuito primario al condensatore.



```
All equations
capacita = OnEst*(a+b+c+d+e+f)*(147.5+4.72*Te-1.21*Tc+0.068*Te*Te-0.0156*Te*Tc+0.0061*Tc*Tc+0.00031*Te*Te-0.00046*Te*Te*Tc-0.0003*Te*Tc*Tc-0.00011*Tc*Tc*Tc)
potenza = OnEst*(a+b+c+d+e+f)*(14.81+0.32*Te+0.13*Tc-0.007*Te*Te-0.0076*Te*Te*Tc+0.0026*Tc*Tc+0.000058*Te*Te*Te-0.0001*Te*Te*Tc+0.000064*Te*Te*Tc+0.000033*Tc*Tc*Tc)
Te = Te1-2*a-b-c-d-e-f
Tc = Tc1+2*a+b+c+d+f
Qev = capacita-potenza
EER = (capacita-potenza)/(potenza+0.000001)
a = or(gt(Dt,0),and(gt(Dt,0-differenziale),eq(Sa,1)))
b = or(gt(Dt,1.16),and(gt(Dt,1.16-differenziale),eq(Sb,1)))
c = or(gt(Dt,2.33),and(gt(Dt,2.33-differenziale),eq(Sc,1)))
d = or(gt(Dt,3.48),and(gt(Dt,3.48-differenziale),eq(Sd,1)))
e = or(gt(Dt,4.65),and(gt(Dt,4.65-differenziale),eq(Se,1)))
f = or(gt(Dt,5.82),and(gt(Dt,5.82-differenziale),eq(Sf,1)))
Dt = Te1-8
differenziale = 1.16/2
```

Figura 5.4: Finestra All equations della Type Equations che simula il comportamento della pompa di calore

Nella schermata si notano:

- i sei gradini che simulano l'accensione dei sei compressori ('a', 'b', 'c', 'd', 'e', 'f'), i quali moltiplicano i polinomi di Capacità (Potenza Termica Ceduta al condensatore) e Potenza (Potenza Elettrica Assorbita): tali polinomi dipendono esclusivamente dalle variabili 'Te' e 'Tc';
- le variabili 'Te' e 'Tc', che corrispondono alla temperatura del liquido refrigerante della pompa di calore all'ingresso rispettivamente dell'evaporatore e del condensatore; vengono supposte con una differenza di temperatura di 2 °C rispetto ai flussi di acqua ('Te1', 'Tc1') più un grado per ogni gradino che si accende: questo per simulare il fatto che più compressori sono accesi, più grande sarà il lavoro di compressione sul fluido

frigorifero e quindi più distanti saranno tra loro le temperature di evaporazione e condensazione;

- l'Indice di Prestazione della macchina in regime estivo EER;
- i singoli gradini, che possono assumere valore di 1 o 0, in base al fatto che la variabile 'Dt' sia maggiore del livello di attivazione del gradino;
- la variabile 'Dt' che calcola la differenza tra 'Te', cioè la temperatura di ritorno dell'acqua del circuito utenze dalla Basilica e i 7 °C di set point di mandata;
- i valori dei sei livelli di delta di temperatura che attivano i sei gradini : 1,16; 2,33; 3,48; 4,65; 5,82; calcolati per ottenere una Potenza Termica massima al condensatore di 700 kW (come da progetto);
- il parametro 'Differenziale', che viene utilizzato per simulare il comportamento modulante della pompa di calore reale: nell'equazione del singolo gradino, infatti, non si richiede esclusivamente che il delta sia maggiore di un certo valore (o livello) perché questo si accenda (assuma valore 1), l'altra condizione che attiva il gradino è che 'Dt' sia maggiore del delta meno il 'Differenziale' (pari alla metà del livello), cioè che vi sia una differenza di temperatura tra set point e valore che accende il gradino anche minore, a patto che il parametro 'Sa' ('Sb', 'Sc', 'Sd', 'Se', 'Sf') sia pari a 1 e cioè che quel compressore fosse già acceso nell'istante di calcolo precedente: se il gradino era già acceso e il delta tra set point di mandata e temperatura di ritorno non è sceso troppo, il gradino resta acceso;
- la variabile 'OnEst' che moltiplica le due polinomiali e che, collegata ad una Type Time Values, assume valori di 1 o 0 in base al fatto che la simulazione (annuale) stia attraversando i giorni della stagione estiva (che si assumono essere dal 15 aprile al 15 ottobre) o meno.

5.1.3 Il circuito primario

Come il circuito utenze, anche in questo circuito (Figura 5.5) gira una portata d'acqua costante e come già spiegato in precedenza la pompa di circolazione è accesa 24 ore su 24. L'input del circuito primario è la Potenza Termica ceduta dalla pompa di calore, calcolata, come spiegato, dalle polinomiali dei compressori.

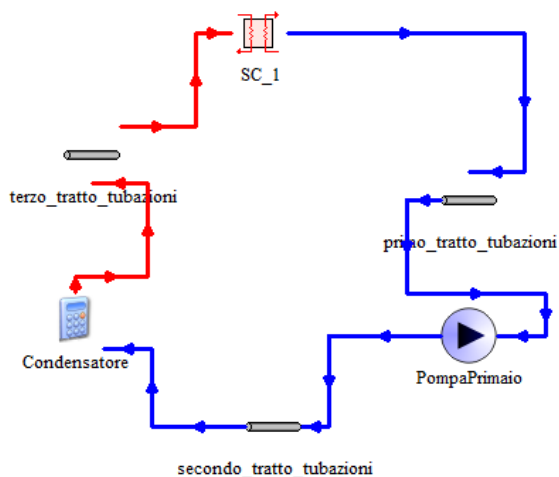


Figura 5.5: Il circuito primario

Tramite una Type Equation si calcola il salto termico compiuto dalla portata d'acqua del circuito primario, necessario ad assorbire il calore ceduto al condensatore. In questo circuito per considerarne opportunamente l'inerzia termica, sono stati simulati i tre tratti di tubazione costituenti il circuito primario:

- tratto tra pompa di calore e scambiatore ;
- tratto tra scambiatore e pompa di circolazione;
- tratto tra pompa di circolazione e pompa di calore.

E' stata utilizzata per ciascun tratto la Type Pipe Duct che, opportunamente parametrizzata, simulasse le tre tubazioni.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Name	Value	Unit	More	Macro		
Inside diameter	0.15	m	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
Pipe length	35	m	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
Loss coefficient	0.11	kJ/hr.m ² .K	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
Fluid density	1000.0	kg/m ³	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		
Initial fluid temperature	15.0	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>		

Figura 5.6: Finestra Parameter della Type che simula il primo tratto, lungo 35 m, di tubazione del primario

Nella schermata (Figura 5.6) si notano i seguenti parametri:

- Diametro interno della tubazione;
- Lunghezza;

- Coefficiente di Dispersione;
- Densità del fluido;
- Calore Specifico del fluido;
- temperatura iniziale del fluido (per l'istante iniziale della simulazione).

E' stata poi utilizzata la Type Heat Exchanger Counter Flow che riproducesse lo scambiatore a piastre controcorrente presente in Basilica.

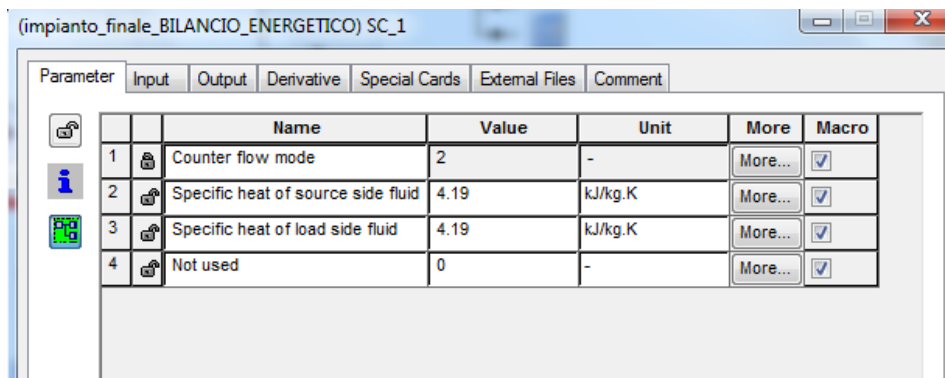


Figura 5.7: Finestra Parameter della Type che simula lo scambiatore di calore a piastre tra circuito primario e di falda.

Si notano nella schermata (Figura 5.7) i seguenti parametri:

- Counter Flow Mode: un parametro per impostare il tipo di funzionamento che per questa tipologia di scambiatore si trova reimpostato al valore di 2 e non deve essere cambiato;
- i Calori specifici dei due fluidi che entrano nello scambiatore, nel nostro caso la portata d'acqua del circuito primario e la portata d'acqua del circuito di falda.

Una volta uscita dallo scambiatore di calore, la portata d'acqua del circuito primario transita attraverso la pompa di circolazione, che viene riprodotta ancora utilizzando una Type Single Speed Pump, opportunamente parametrizzata.

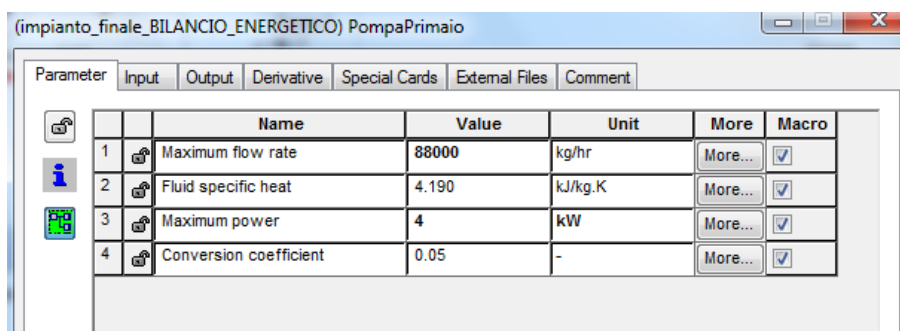


Figura 5.8: Finestra Parameter della Type che simula la pompa di circolazione del circuito primario.

Si notano dalla schermata (Figura 5.8):

- nel primario la portata massima in regime estivo, da progetto è 88000 kg/h;
- questa pompa assorbe 4 kW di Potenza Elettrica massima;
- il Coefficiente di conversione viene assunto anche in questo caso del 5%.

5.1.4 Il circuito ad acqua di falda

La portata d'acqua dall'altro lato dello scambiatore è l'acqua di falda. L'input per il circuito ad acqua di falda (Figura 5.9) è il salto termico che tale portata compie all'interno dello scambiatore di calore a piastre, assorbendo il calore da smaltire in falda.

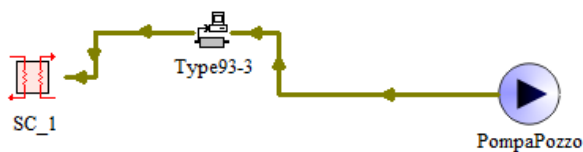


Figura 5.9: Il circuito di falda, essendo un circuito di tipo Open-Loop non è presente il ramo di ritorno, non essendo utile ai fini della simulazione.

La pompa di emungimento del pozzo è stata simulata attraverso una Type Variable Speed Pump, che opportunamente parametrizzata simula il comportamento della pompa reale.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment

	Name	Value	Unit	More	Macro
1	Maximum flow rate	88000	kg/hr	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
3	Maximum power	22	kW	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
4	Conversion coefficient	0.05	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 5.10: Finestra Parameter della Type che simula la pompa di emungimento del circuito di falda.

Si nota (Figura 5.10):

- portata massima in regime estivo da progetto 88000 kg/h;
- Calore Specifico dell'acqua;
- Potenza Elettrica massima assorbita di 22 kW;
- Coefficiente di conversione del 5%.

Negli input si imposta la temperatura in ingresso del fluido costante e pari a 17 °C: questo valore rappresenta la disponibilità termica fornita dalla falda. E' stato usato il valore di 17 °C perché rappresenta una media dei valori di temperatura in ingresso nelle stagioni estive 2014 e 2015.

	Name	Value	Unit	More	Macro
1	Inlet fluid temperature	17	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Inlet mass flow rate	88000	kg/hr	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
3	Control signal	1	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 5.11: Finestra Input della Type che simula la pompa di emungimento del circuito di falda.

Si nota (Figura 5.11):

- la temperatura in ingresso del fluido di 17 °C, il colore blu significa che è un valore definito e costante;
- la portata d'acqua di 88000 kg/h, anch'essa definita;
- il segnale di controllo, che in questa Type viene moltiplicato per il valore di portata massimo appena definito e modula tale valore.

5.1.5 Il controllo della pompa di pozzo

La pompa di pozzo reale è provvista di controllo ad inverter, che deve accendere e spegnere la pompa e modularne la portata elaborata. L'inverter della pompa di pozzo basa il tipo di segnale da inviare alla pompa su dei set point di temperatura che riguardano il ramo caldo del circuito primario: una banda di temperatura che sta in un intorno di 25 °C da progetto, entro cui deve rimanere la temperatura dell'acqua del primario (Figura 5.13). Se la temperatura supera la soglia superiore sarà necessaria l'accensione della pompa di pozzo, viceversa se la temperatura del ramo si abbassa troppo significa che non è più necessario il funzionamento della pompa. Per simulare il controllo sul ramo del circuito primario è stata usata una Type Equation (Figura 5.12).

```

status1 = or(gt(TuC,Tset+Diff),and(and(lt(TuC,Tset+Diff),gt(TuC,Tset-Diff)),eql(status0,1)))
Tset = 25
Diff = 2

```

Figura 5.12: Finestra All equations della Type che simula il controllo di temperatura sul ramo caldo del circuito primario.

La variabile 'status 1' assume il valore di 1 o di 0 in base al valore in ingresso della variabile 'TuC', ossia la temperatura del fluido in uscita dal condensatore (ramo caldo del circuito primario). L'equazione della variabile 'status 1' fa in modo che il valore della variabile sia pari a 1 se o 'TuC' è maggiore del valore soglia superiore, oppure se è ancora inferiore ma nell'istante precedente il valore era 1: questo comporta una rampa discendente del parametro 'TuC' che viene portato fino alla temperatura soglia inferiore. Viceversa il valore di 'status 1' resterà pari a 0 finchè TuC non raggiungerà, con una rampa ascendente, la temperatura di soglia superiore.

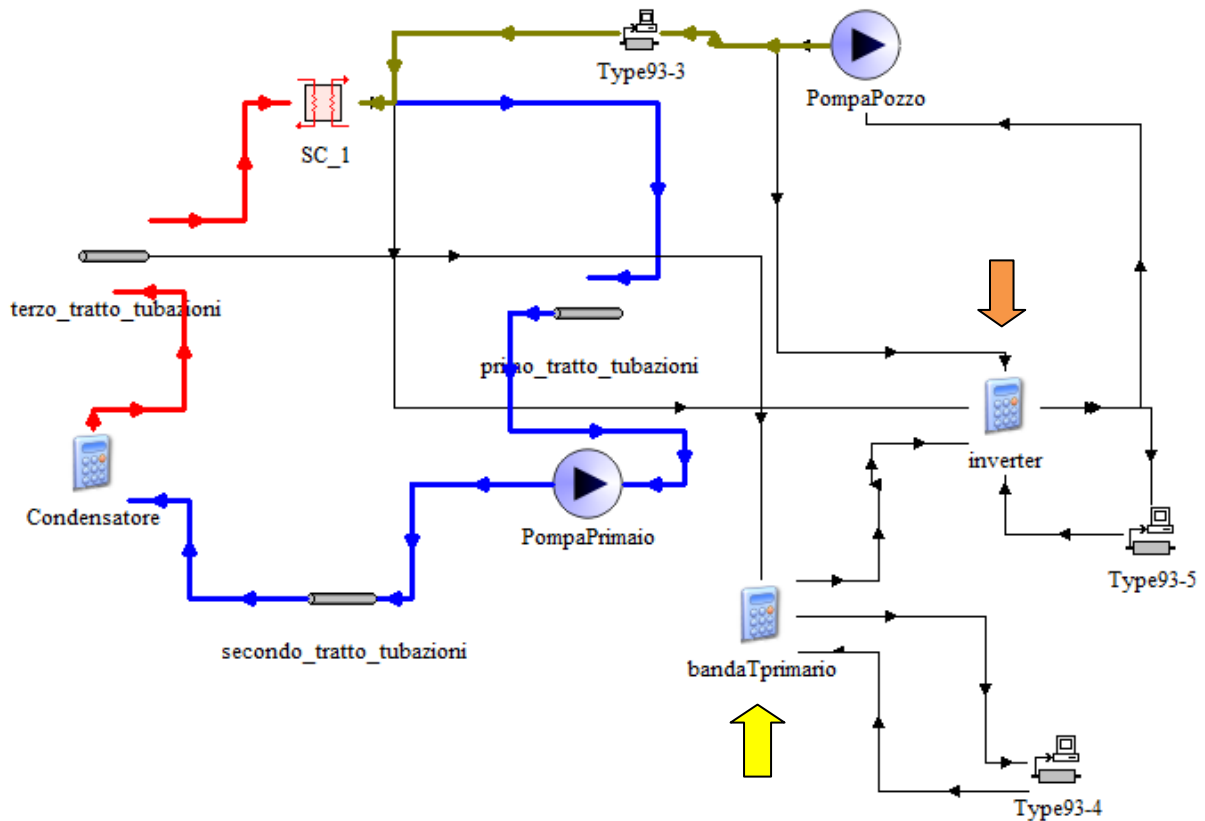


Figura 5.13: Circuito primario e circuito di falda, visibili le Type che simulano l'inverter (freccia arancione in figura) e il controllo a banda di temperatura sul primario (freccia gialla in figura).

La variabile 'status 1' è l'input di un'altra Type Equation (Figura 5.14), all'interno della quale viene modellizzato il funzionamento dell'inverter.

```

All equations
Dtpozzo = Tu-Ti
new2 = or(gt(Dtpozzo,3),and(gt(Dtpozzo,2-differenziale1),eq(Snew2,1)))
new3 = or(gt(Dtpozzo,3.7),and(gt(Dtpozzo,3.7-differenziale1),eq(Snew3,1)))
new4 = or(gt(Dtpozzo,4.4),and(gt(Dtpozzo,4.4-differenziale1),eq(Snew4,1)))
new5 = or(gt(Dtpozzo,5),and(gt(Dtpozzo,5-differenziale1),eq(Snew5,1)))
inverter = (0.2+new2*0.2+new3*0.2+new4*0.2+new5*0.2)*acc
differenziale1 = 0.2

```

Figura 5.14: Finestra All equations della Type che simula il controllo tramite inverter della pompa di pozzo.

La variabile 'status 1' è chiamata 'acc' e moltiplica i cinque gradini dell'equazione della variabile 'inverter'. Tale variabile assume il valore di 1 o di 0 in base alla variabile 'acc': in questo modo viene controllata in base alla temperatura del primario; tale valore viene poi moltiplicato al termine tra parentesi che è la somma di cinque gradini, i gradini dell'inverter. Questi gradini sono ciascuno pari a 0,2 e corrispondono quindi al 20% del valore totale. La variabile 'inverter' di conseguenza può assumere non solo i valori di 0 e 1, ma anche di 0,2 ; 0,4 ; 0,6 ; 0,8. 'inverter' è a sua volta l'input della Type Variable Speed Pump e rappresenta il segnale di controllo della portata. Essendo stato definito un valore massimo di portata di 88000 kg/h, i valori che questa potrà assumere saranno di 0, 17600, 35200, 52800, 70400 e 88000. La logica di attivazione dei gradini riproduce la logica da progetto che cerca di minimizzare il salto termico compiuto dall'acqua di falda, per preservare l'equilibrio di quest'ultima. Quindi il funzionamento prevede che, una volta che il segnale 'acc' assume il valore 1, venga automaticamente elaborato il 20% della portata e che i rimanenti quattro gradini si attivino in successione (analogamente all'attivazione dei gradini della pompa di calore, anch'essa modulante) se la differenza tra la temperatura di ritorno in pozzo dell'acqua di falda e quella di mandata superi dei livelli calcolati in un massimo di 5 °C. Tale valore massimo (molto basso) e la logica di attivazione favoriscono l'elaborazione di portate elevate piuttosto che il verificarsi di salti termici elevati per smaltire il carico termico. Per rendere il funzionamento della pompa del pozzo meno discontinuo viene usato il parametro 'differenziale', pari a 0,2 °C: si prevede che, se nell'istante precedente quel compressore della pompa di calore era funzionante, rimanga tale anche se la potenza richiesta è minore del gradino corrispondente, ma entro il differenziale. Questa logica comporta un funzionamento meno discontinuo.

5.2 La simulazione

Prima di avviare la simulazione è necessario definire, come in precedenza per la simulazione dei carichi termici dell'edificio, alcune condizioni al contorno (Figura 5.15) :

- l'orizzonte temporale della simulazione: nel caso estivo si parte da metà aprile fino a metà ottobre;
- il Time Step di calcolo: nel nostro caso è sempre pari a 3 minuti (0,05 ore), sia nel calcolo dei carichi, sia nella simulazione dell'impianto, per mantenere coerenza ed avere un ottimo grado di precisione nei risultati.

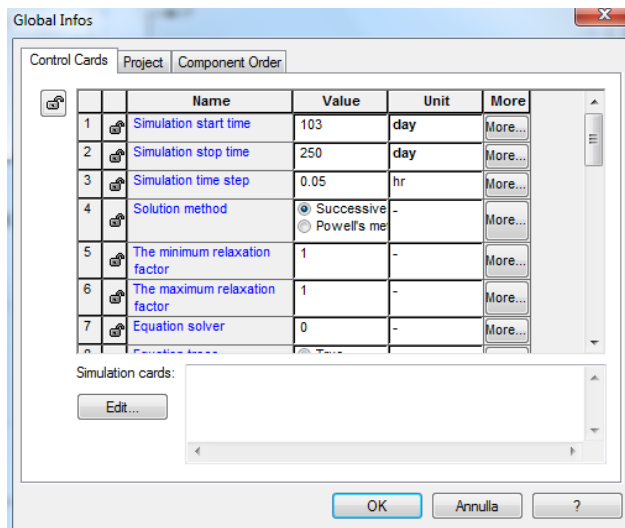


Figura 5.15: Finestra Global Infos, grazie alla quale si definiscono tra le varie, Time-Step di simulazione ed Orizzonte temporale di simulazione.

5.2.1 Il Bilancio Energetico

Per verificare che il modello funzioni in maniera corretta è necessario effettuare un bilancio energetico, per controllare che sia rispettato il primo principio della termodinamica. Dev'essere verificato che l'energia in ingresso nel sistema sia uguale all'energia che esce. Per effettuare tale calcolo è necessario considerare una serie di input ed una serie di output energetici, integrarli nell'orizzonte temporale della simulazione, sommarli algebricamente ed ottenere un valore pari a zero.

Gli input che ho considerato sono:

- carichi termici di raffrescamento dell'edificio;
- energia termica immessa nell'acqua del circuito utenze dalla pompa di circolazione (in termini di potenza è il 5% della massima potenza elettrica assorbita dalla pompa);
- cambiamenti nell'energia interna del volano termico del circuito utenze;
- cambiamenti nell'energia interna dei tre tratti di tubazione del circuito primario;
- energia termica immessa nell'acqua del circuito primario della pompa di circolazione (sempre il 5% della potenza elettrica);
- energia termica immessa nell'acqua del circuito di falda dalla pompa di pozzo (sempre 5%).

Gli output che ho considerato sono:

- perdite termiche del volano termico;
- perdite termiche dei tre tratti di tubazione del circuito primario;
- energia termica trasferita dal circuito primario alla falda tramite lo scambiatore di calore.

Le energie interne, che vengono calcolate dalla Type Pipe Duct per le tubazioni e per il volano termico, sono già pronte per essere messe a bilancio. Tutti gli altri input e output del sistema invece, sono sottoforma di potenza ed hanno bisogno di essere integrati nel periodo di tempo della stagione estiva, tramite una Type Quantity Integrator. Con una Type On Line Plotter è possibile visualizzare separatamente i risultati delle varie integrazioni (Tabella 5.1) e calcolare l'ammontare degli scambi energetici stagionali.

	Et_ut	Eel_pdc	Et_ced	Et_pompe	perdite_Tub	perdite_Vol
[kWh]	+406918	+75325	-482924	+1803	-12,3	-66,23

Tabella 5.1: Valori dei flussi energetici che entrano (+) o escono (-) dal sistema.

Dal grafico (Figura 5.16) si nota che i flussi energetici principali sono dati dall'Energia Termica Assorbita dalla Basilica per la climatizzazione (Et_ut) che, sommata all'Energia Elettrica Assorbita dalla pompa di calore per il suo funzionamento (Eel_pdc), corrisponde alla quasi totalità degli ingressi energetici stagionali. Invece la quasi totalità del flusso uscente è data esclusivamente dall'energia termica ceduta alla falda (Et_ced). Gli altri flussi energetici sono pressochè irrilevanti ai fini del bilancio energetico. Come si vede dal grafico a torta, metà dei flussi è rappresentata dagli ingressi energetici appena citati e l'altra metà dall'uscita energetica appena citata: questo equivale a dire che la somma algebrica di ingressi ed uscite è nulla, quindi che il bilancio energetico è verificato. Per la precisione vi è uno 0,54% di energia entrante che non corrisponde ad alcun flusso energetico uscente: tale percentuale è da considerare irrisoria.

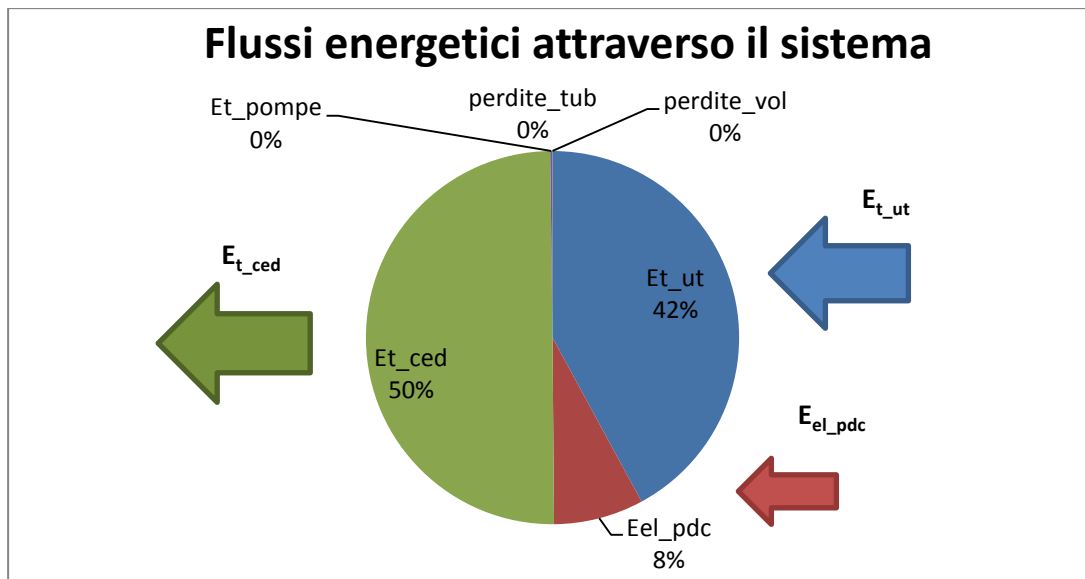


Figura 5.16: La metà destra del grafico a torta corrisponde alla quota sul totale del flusso entrante, la metà sinistra alla quota sul totale del flusso uscente; essendo pressoché uguali le due quote, si può desumere che il bilancio energetico è verificato.

5.2.2 Analisi dei risultati della simulazione dinamica dell'impianto

Si intende analizzare l'impianto simulato, utilizzando lo stesso metodo impiegato per l'analisi dei dati monitorati sull'impianto reale.

Le varie fasi, condotte su periodi parziali, comprendono:

- analisi dei consumi elettrici;
- analisi dei fabbisogni frigoriferi (già affrontata alla fine della simulazione dei carichi dell'edificio, capitolo 4);
- analisi dei consumi da teleriscaldamento cittadino;
- analisi dei consumi idrici e delle temperature in falda;
- valutazione delle prestazioni energetiche.

Come già spiegato nel capitolo 3, nella stagione estiva 2014 l'impianto ha funzionato in maniera molto discontinua, il periodo con utenza piena (mostra attiva) è andato solamente dall'11 Aprile al 4 Maggio.

Il funzionamento era caratterizzato da alcuni aspetti significativi:

- regolazione della pompa di pozzo ad inverter con massima portata erogabile di 88 m³/h
- ramo caldo del circuito primario regolato su temperature di circa 35 °C.

Prima della stagione estiva 2015 sono stati fatti da parte dei consulenti di S.C.S.A. una serie di interventi sulla regolazione dell'impianto:

- regolazione in on-off della pompa del pozzo, con massima portata erogabile pari a 18 m³/h;
- di conseguenza massimo salto termico riguardante l'acqua di falda maggiore (attorno ai 10-12 °C in media) ;
- regolazione della pompa di pozzo sul circuito primario, con set point di temperatura del ramo caldo pari a 30-2 °C.

Per simulare correttamente il funzionamento dell'impianto è stato quindi necessario tenere in considerazione i seguenti aspetti:

- logiche di regolazione;
- tipo di utenza.

Per ognuno dei periodi parziali considerati, è stata quindi eseguita una simulazione cercando di riprodurre le particolari condizioni al contorno, al fine di poter eseguire un confronto con i dati monitorati. I periodi presi in considerazione sono:

- dall'11 aprile al 4 maggio 2014
- tutto il mese di maggio 2015;
- la prima metà di giugno 2015.

In questi mesi le caratteristiche della regolazione dell'impianto sono quelle sopra elencate e non vi sono state modifiche sostanziali. Non sono stati utili al confronto tra simulazione e dati reali i periodi in cui non fosse presente una mostra all'interno del grande salone: questo perché non è possibile conoscere le precise condizioni termo igrometriche che venivano richieste negli ambienti, quindi non si possono simulare dei carichi termici che rispecchino i carichi reali. Solamente nei periodi di mostra attiva si è certi di quale fosse la strategia di climatizzazione utilizzata. Non fanno parte della simulazione le Cdz, non essendo parte dell'impianto ad acqua a servizio della Basilica, nè il gruppo frigo di back-up: non verranno quindi inclusi nel confronto dei consumi elettrici tali valori, nè nel calcolo degli indici di prestazione, che si baserà esclusivamente su ciò che dell'impianto reale è stato simulato.

5.2.2.1 I consumi elettrici

Nella simulazione riguardante i periodi del 2015 si è tenuto conto del fatto che:

- la frequenza di regolazione della pompa di pozzo era impostata a 30 Hz e non a 50 Hz ,come da progetto. La potenza effettivamente assorbita non era mai superiore ai 7 kW (dato confermato da monitoraggi), che è quindi il valore di potenza massima assorbita inserito nella Type Variable Speed Pump che simula la pompa di pozzo reale;
- nella Type Single Speed Pump che simula la pompa di circolazione del primario il valore di potenza assorbita inserito coincide invece con quello da progetto (3,9-4 kW assorbiti, dato confermato da monitoraggi).

Periodo	Eel_pozzo	Eel-pdc	Eel_prim	Tot	U.M.
4 aprile-11 maggio 2014	30	742	779	701	[kWh]
Maggio 2015	960	1959	628	3544	[kWh]
prima metà giugno 2015	745	2846	240	3831	[kWh]

Tabella 5.2: Consumi elettrici delle apparecchiature simulate, nei tre periodi.

Tali valori (Tabella 5.2) si possono confrontare graficamente (Figura 5.17) con i consumi monitorati, al fine di verificare la similarità del comportamento del modello all'impianto reale.

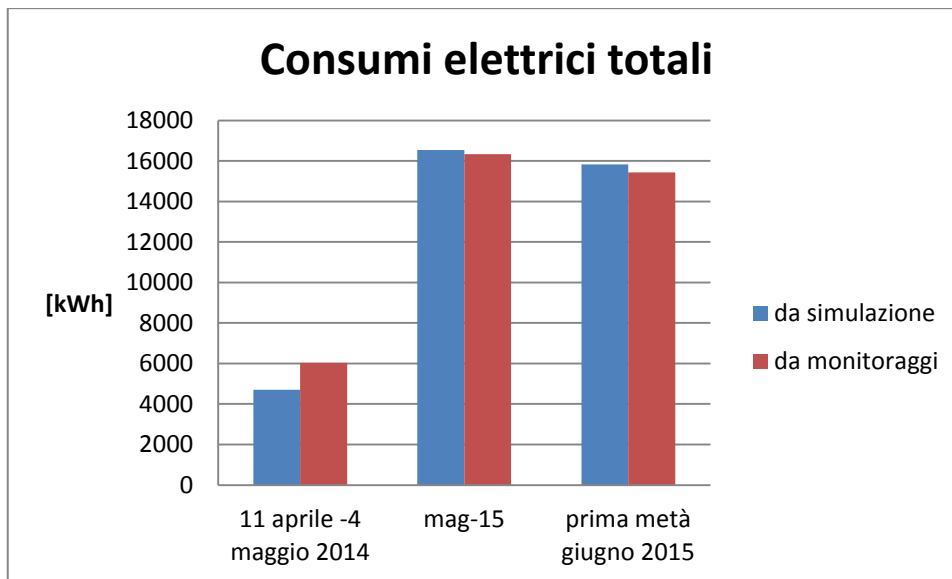


Figura 5.17: Consumi elettrici dei tre periodi a confronto tra simulazione e impianto reale.

Come si vede dalla figura i valori dei consumi totali sono molto vicini ai valori dei consumi reali.

5.2.2.2 Consumi idrici e temperature in falda

Nella simulazione si è arrivati a tali dati (Tabella 5.3) con i seguenti procedimenti :

- per l'energia immessa in falda, si è integrato l'output Heat Transfer Rate della Type che simula lo scambiatore di calore a piastre;
- per il consumo idrico si è integrata la portata elaborata dalla pompa di pozzo ;
- per il salto termico medio compiuto dall'acqua di falda si è utilizzata la formula:

$$\Delta T = \frac{En_{Termica}}{kg_{H_2O} * c_p}$$

Periodo	Energia Immessa in falda	Consumo idrico	Consumo idrico giornaliero	Δ T medio
	[kWh]	[m 3]	[m 3/giorno]	[°C]
4 aprile-11 maggio 2014	15993	2279	99,1	6,03
Maggio 2015	87003	5043	162	11
prima metà giugno 2015	72340	4489	299	12,5

Tabella5.3: Valori dell'energia immessa in falda, del consumo idrico e del salto termico medio compiuto dall'acqua d falda, nei tre periodi.

Si possono mettere a confronto i valori di energia immessa in falda (Figura 5.18) . Il valore visibile nel grafico riguardante i dati da monitoraggio è stato depurato dell'energia termica immessa in falda per il funzionamento delle Cdz, non essendo queste ultime simulate in Trnsys.

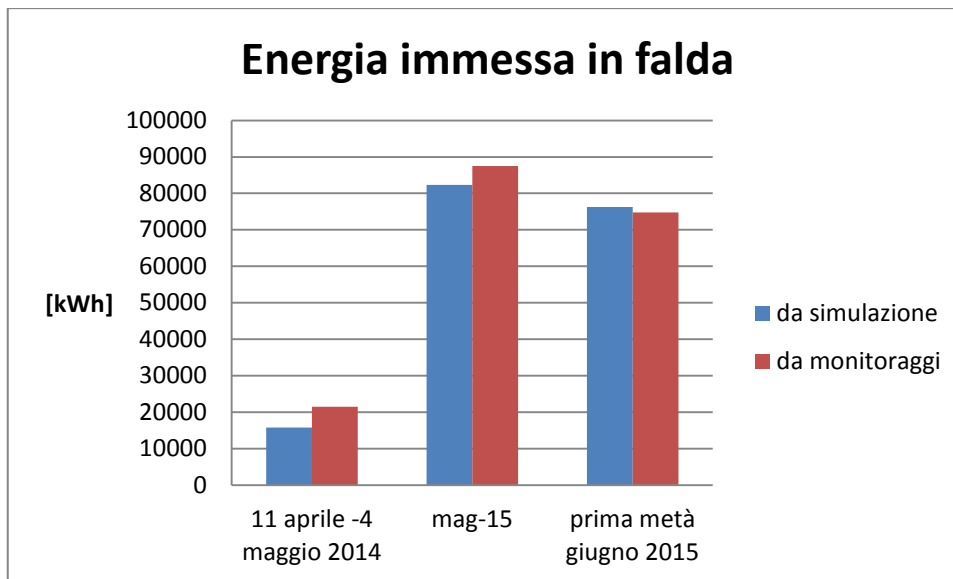


Figura 5.18: Valori di energia ceduta alla falda nei tre periodi a confronto tra simulazione e impianto reale.

Anche in questo caso le quantità di energia scambiate con la falda risultano coerenti tra modello e impianto reale.

5.2.2.3 Valutazione delle prestazioni energetiche

Nel calcolo dei seguenti indici di prestazione, sia per quanto riguarda la simulazione che per quanto riguarda i monitoraggi, si sono utilizzate le formule seguenti:

- per l'EER di macchina : $EER_m = \frac{E_{ut}}{E_{el-pdc}}$;
- per l'EER globale : $EER_{glob} = E_{ut} / (E_{el-pdc} + E_{el-prim} + E_{el-poz})$;
- per l'indice di consumo idrico : $ICC = Cons. Idr. / E_{ut}$.

Come detto gli indici di prestazioni calcolati dai monitoraggi (Tabella 5.4) e visibili nei grafici, non incorporano i consumi delle Cdz nè del Gruppo frigo.

Periodo	EERm	EERglob	Indice Consumo Idrico
			[l/kWh]
4 aprile-11 maggio 2014	4,83	2,81	172
Maggio 2015	6,3	4,53	67
prima metà giugno 2015	4,63	3,75	75,4

Tabella 5.4: Indici di prestazione nei tre periodi

Innanzitutto si può mettere a confronto graficamente (Figura 5.19) l'EER di macchina.

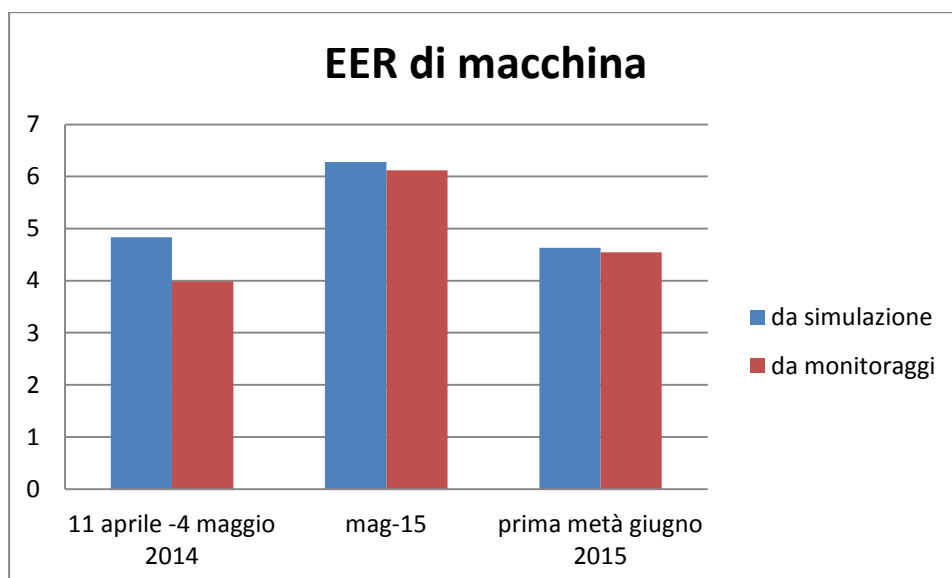


Figura 5.19: Valori di EER di macchina nei tre periodi a confronto tra simulazione e impianto reale.

Si possono fare le seguenti considerazioni:

- si nota una netta differenza tra le prestazioni della macchina ad aprile-maggio 2014 e quelle a maggio 2015: si può imputare tale crescita dell'indice EERm alla regolazione del circuito primario su temperature minori; più temperature di condensazione e di evaporazione di una pompa di calore sono tra loro vicine, più l'efficienza aumenta;
- il fatto che invece l'indice in giugno 2015, periodo in il primario era sempre regolato su temperature inferiori, sia leggermente peggiore rispetto all'indice di aprile-maggio 2014, si spiega considerando che, essendo il carico sicuramente più alto (temperatura ed umidità esterne più critiche in generale a giugno rispetto che ad aprile-maggio) e la portata di pozzo limitata (18 m³/h contro gli 88 m³/h dell'anno precedente), l'anello primario facesse in realtà più 'fatica' a smaltire il calore verso la falda e che quindi mediamente la temperatura di condensazione risultasse comunque leggermente più alta che nel maggio 2014 (e ovviamente più alta del maggio 2015);
- le prestazioni della macchina simulata risultano sempre leggermente superiori a quelle della macchina reale, questo è ragionevole considerando che una simulazione non può tenere conto di piccole inefficienze presenti nella macchina reale.

Si può poi passare a confrontare anche l'EER globale (Figura 5.20).

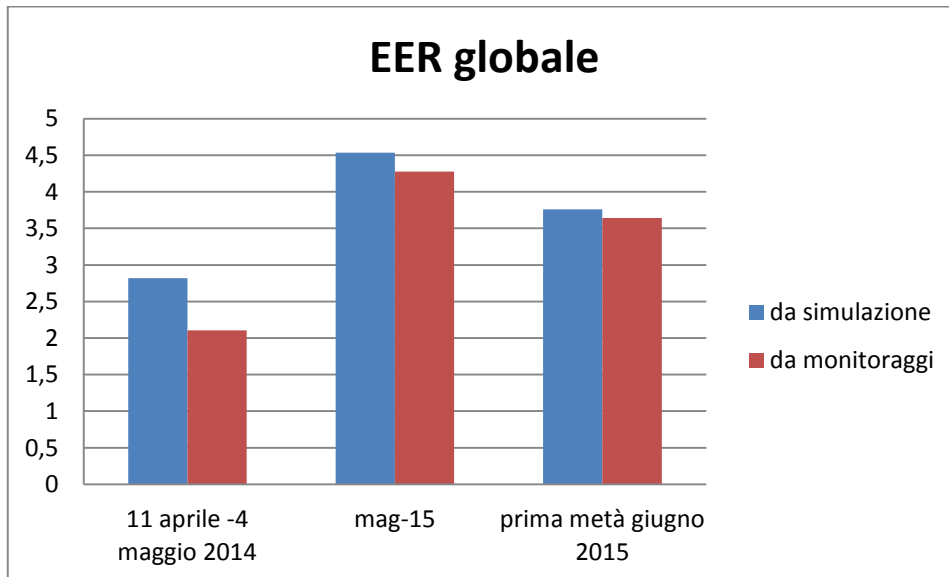


Figura 5.20: Valori di EER globale nei tre periodi a confronto tra simulazione e impianto reale.

Si possono fare alcune considerazioni:

- anche in questo caso si confermano leggermente migliori le prestazioni dell'impianto simulato e in linea con l'andamento dell'indice riguardante l'impianto reale;

- il fatto che la simulazione tenga conto delle differenze nella regolazione dell'impianto nelle due stagioni riproduce correttamente il miglioramento di prestazioni dovuto ai cambiamenti nelle logiche già spiegati.

In ultima analisi si può confrontare graficamente l'Indice di Consumo Idrico (Figura 5.21).

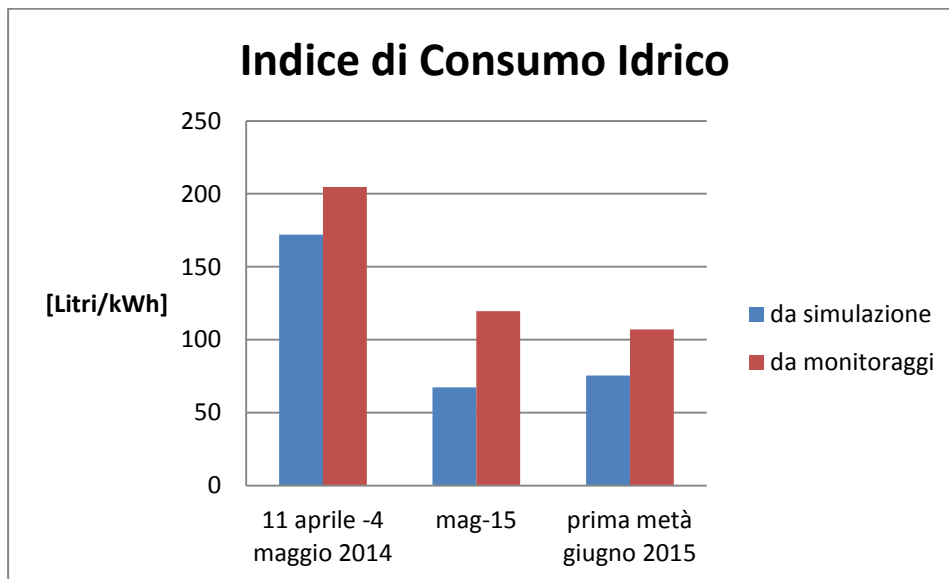


Figura 5.21: Valori di Indice di consumo idrico nei tre periodi a confronto tra simulazione e impianto reale.

Si possono fare le seguenti considerazioni:

- l'indice dell'impianto simulato è sempre migliore di quello dell'impianto reale;
- si nota una differenza anche elevata: questo si spiega considerando che il rilevatore di portata dell'impianto reale ha un funzionamento talvolta anomalo, segna cioè consumi idrici mediamente maggiori di quelli reali, questo comporta un indice di consumo idrico calcolato superiore rispetto a quello effettivo. Ciò che accade è che anche durante periodi in cui il pozzo è di fatto non funzionante (lo si può vedere dai monitoraggi sull'energia assorbita dalla pompa), il contatore di energia segna degli aumenti di energia immessa in falda, aumenti che non corrispondono ad alcuno funzionamento.

Si può concludere che il modello rispecchia in maniera coerente, secondo l'analisi svolta, il comportamento dell'impianto reale, per quanto concerne le parti effettivamente simulate.

5.3 Analisi What-if tramite simulazione

Rispetto alla configurazione attuale dell'impianto a servizio della Basilica Palladiana, è interessante cercare di capire l'entità dei risparmi, in termini energetici ed economici, che degli altri interventi sull'impianto o sulla regolazione potrebbero portare.

Grazie al modello è stato possibile condurre un'analisi su due principali tipi di intervento :

- la realizzazione di uno spillamento sul circuito primario che consenta il recupero di parte del calore da smaltire in falda, per effettuare il post-riscaldamento dell'aria immessa in Basilica;
- la regolazione della pompa del circuito primario sull'effettivo fabbisogno frigorifero: si prevede che la pompa venga regolata in on-off sulla base del funzionamento della pompa di calore.

5.3.1 Simulazione del circuito di recupero termico per post- riscaldamento

Il progetto prevede che lo spillamento venga realizzato dal ramo di mandata (ramo caldo) del circuito primario: la portata d'acqua in questione è quindi quella in uscita dal condensatore, dove ha appena assorbito l'energia termica da trasportare allo scambiatore di calore, dove potrà essere smaltita in falda (Figura 5.22). La portata massima della tubazione di spillamento è di 16 m³/h. La quota di portata spillata viene inviata, grazie ad una pompa di circolazione da 1,5 kW elettrici, alle unità di post-riscaldamento delle unità di trattamento aria.

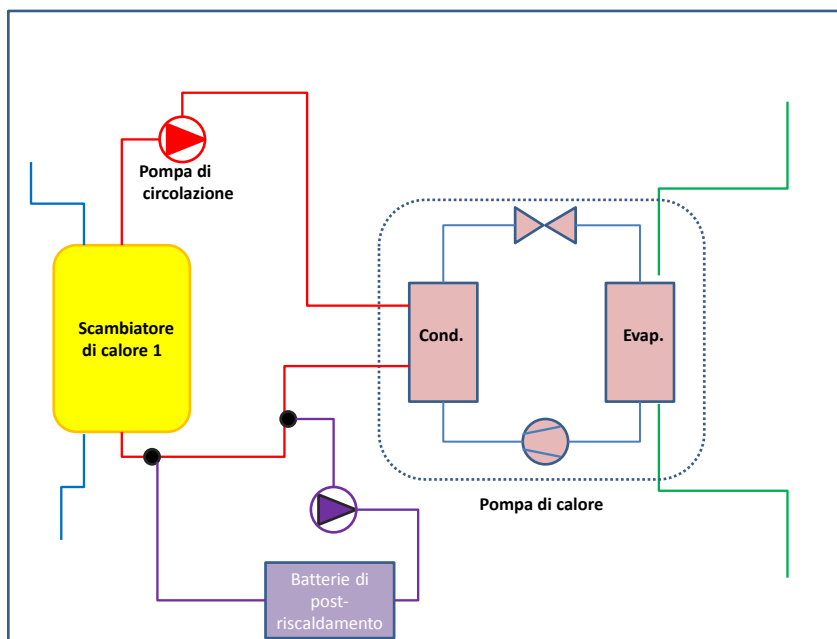


Figura 5.22: Visibile il ramo di spillamento per il recupero termico in viola.

All'interno delle unità di trattamento aria la portata di ventilazione, che viene calcolata da progetto in un massimo di 32350 kg/h, viene prima raffreddata e deumidificata ed in seguito, per raggiungere condizioni di umidità e temperatura consone all'immissione in ambiente, viene post-riscaldata, normalmente attingendo dal teleriscaldamento cittadino. Il costo di 1 MWh termico da teleriscaldamento, come già detto nel terzo capitolo, si può stimare in 100 €. Tramite lo spillamento tale fabbisogno di riscaldamento può essere ampiamente coperto dal calore che trasporta la portata d'acqua proveniente dal primario. Basti pensare che se vi è necessità di deumidificazione (carico latente), ciò equivale a disponibilità anche maggiore di calore al condensatore della pompa di calore (per 100 kWh da assorbire all'evaporatore, dato un COP di 4, ho a disposizione per il recupero 125 kWh al condensatore); calore che può essere usato interamente per post-riscaldare l'aria di immissione. Il fabbisogno di post-riscaldamento si ricorda che è esclusivamente di tipo sensibile. La portata d'acqua che viene inviata alle U.T.A. tornerà ad una temperatura inferiore e verrà poi rimiscelata, a monte dello scambiatore di calore, con la restante quota di portata che non è stata spillata. Questo comporta, oltre al recupero termico, delle altre conseguenze degne di nota:

- l'energia immessa in falda sarà minore, in quanto il mix di portate risultante all'ingresso dello scambiatore, avrà una temperatura minore e quindi lo scambio termico con l'acqua di falda sarà minore. Ciò equivale ad utilizzare in maniera più efficiente la risorsa idrica: l'indice idrico è destinato a diminuire;
- l'energia termica da smaltire sarà minore, recuperandone una parte, quindi anche le pompe del pozzo funzioneranno meno. Ciò equivale a minori assorbimenti elettrici da parte delle pompe di pozzo, quindi anche l'EER globale è destinato ad aumentare.

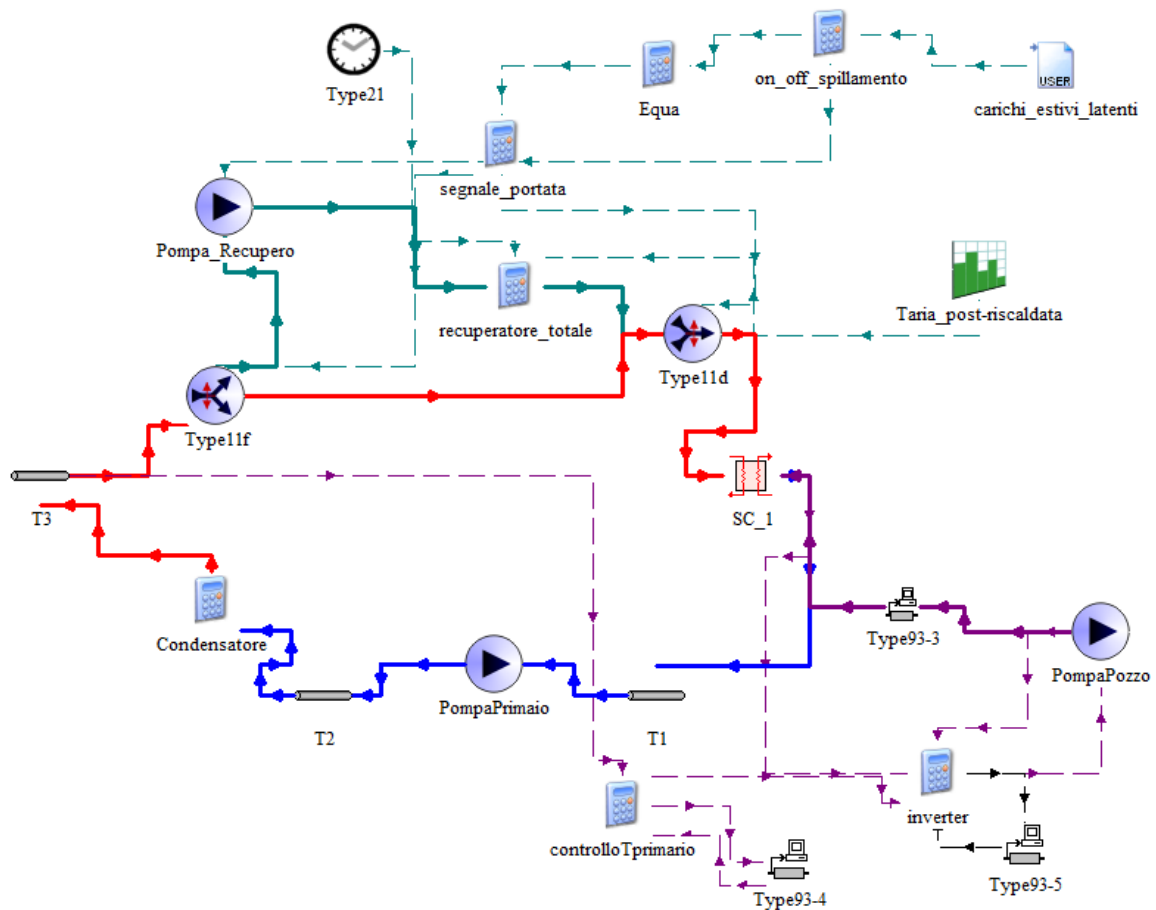


Figura 5.22: Visibili il circuito primario e di falda, oltre che in azzurro e evidenziato dal cerchio, il ramo di spillamento del recupero termico.

5.3.1.1 Funzionamento del sistema di recupero termico

Se è presente un fabbisogno di deumidificazione (carico latente), viene inviato un segnale di On alla pompa di circolazione del ramo di spillamento. Contemporaneamente viene inviato un segnale ad una valvola a tre vie, simulata attraverso una Type Flow Diverter, che fa transitare l'intera portata del primario attraverso il ramo principale in caso di assenza di fabbisogno latente, ed invia invece $16 \text{ m}^3/\text{h}$, corrispondenti al 18,2%, al ramo di spillamento.

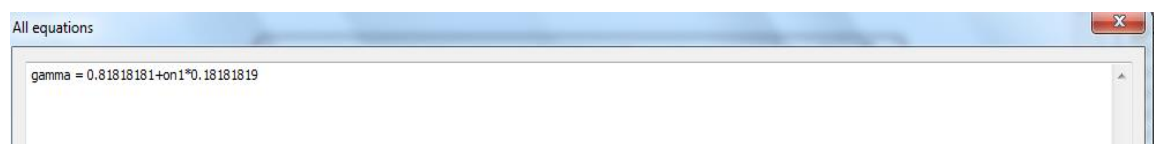


Figura 5.23: Finestra All equations della Type Equation che simula il controllo sulla valvola a tre vie che consente lo spillamento.

Si nota in figura 5.23 la variabile 'On', che assume il valore 1 nel caso in cui non ci sia fabbisogno latente (e quindi di post-riscaldamento): in questo caso la variabile 'gamma' assume a sua volta il valore 1 che moltiplicherà la portata massima che circola nel primario e sarà il valore di portata che circola nel ramo principale. In caso di valore 0 della variabile 'On' la variabile 'gamma' assume il valore 0,81 e quindi passerà nel ramo principale l'81,8 % della portata, il restante 18,2 % verrà invece inviato al ramo di spillamento.

Lo scambio termico che avviene all'interno delle batterie di post-riscaldamento viene simulato tramite una Type Equation, che tiene conto del salto entalpico necessario all'aria di processo per passare da 13 °C a 18 °C: quest'ultimo valore corrisponde alla temperatura di immissione dell'aria per avere condizioni di temperatura indoor (in caso di mostra) di 20 °C. Nell'equazione in figura la variabile 'TariaP_R' assume un valore costante di 18 °C.

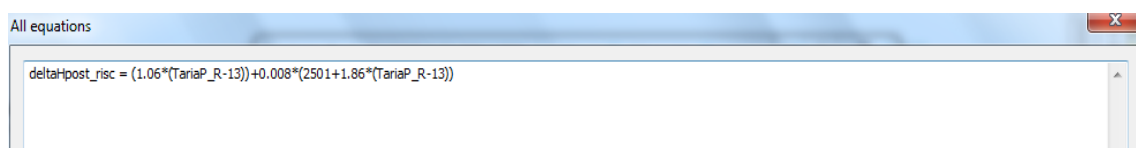


Figura 5.24: Finestra all equations della Type che calcola il salto entalpico necessario affinché l'aria venga portata da 13 °C alla temperatura di immissione in ambiente desiderata.

Calcolato il salto entalpico si calcola, sempre tramite una Type Equation, il salto termico corrispondente dell'aria, in funzione della quantità di calore che verrà scambiata con la portata d'acqua spillata.

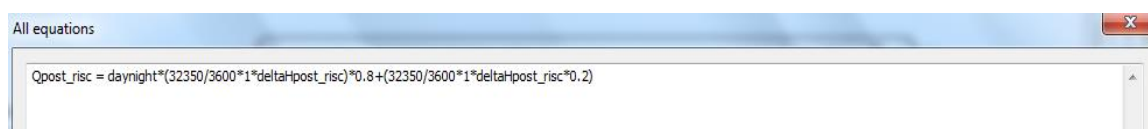


Figura 5.25: Finestra all equations della Type che calcola il salto termico compiuto dall'aria di immissione.

In figura si notano:

- la massima portata d'aria di ventilazione, ossia 32350 kg/h;
- la variabile 'daynight' che fa in modo che di notte venga calcolato solo il 20% del fabbisogno di post-riscaldamento rispetto al giorno.

L'output di questa Type è la temperatura di ritorno della portata di spillamento, che è l'input di una Type Flow Mixer, che simula una valvola a tre vie, tramite la quale le due portate si riuniscono. L'output di questa Type è una portata d'acqua con temperatura che sarà quindi

lievemente inferiore alla temperatura della stessa portata all'uscita dal condensatore della pompa di calore.

5.3.1.2 Risultati della simulazione

Il primo output interessante della simulazione, che viene condotta con un orizzonte temporale stagionale (15 aprile-15 ottobre), è l'entità del fabbisogno di post-riscaldamento che viene coperto dal recupero termico. Tale fabbisogno corrisponde ad una stagione in cui all'interno della Basilica è presente una mostra che richiede condizioni termo igrometriche nel salone di 20 °C e 50% di umidità relativa. La potenza di post-riscaldamento viene quindi integrata tramite una Type Quantity Integrator, nell'arco della stagione. Il grafico (Figura 5.26) mostra l'integrazione.

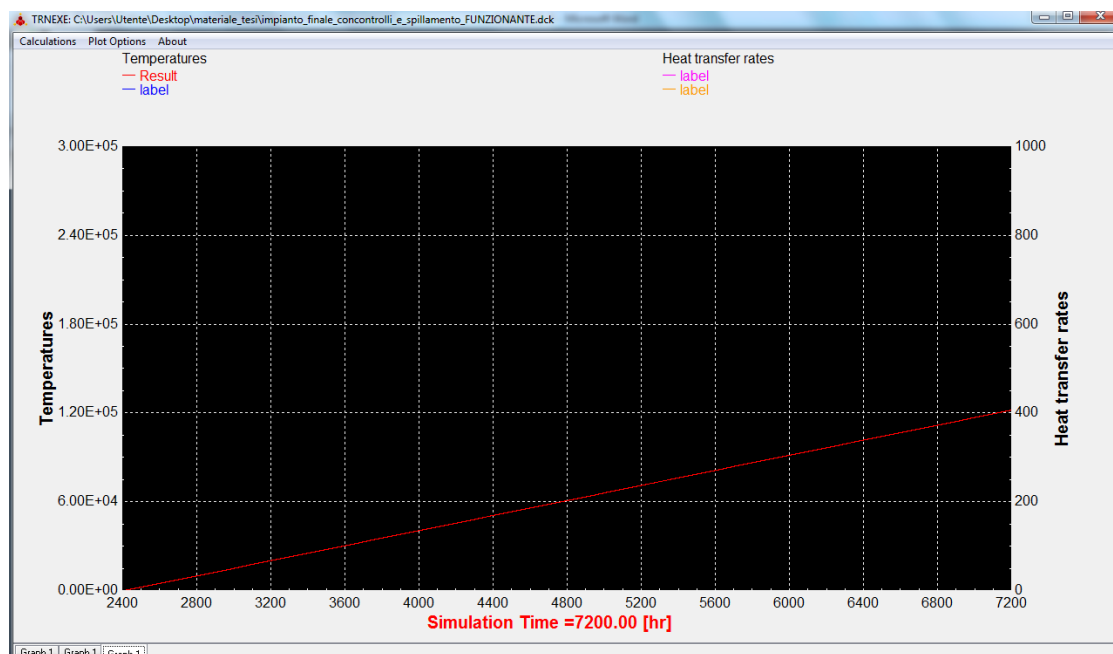


Figura 5.26: Output grafico della Type On-line Plotter che mostra il risultato dell'integrazione nella stagione della potenza di post-riscaldamento.

Si possono fare le seguenti considerazioni:

- la curva ha una pendenza praticamente costante: l'aria di processo dev'essere portata sempre da 13 °C a 18 °C, quindi, se è attivo il post- riscaldamento, il carico è sempre lo stesso; inoltre il fabbisogno latente è pressoché costante nell'arco dell'anno (cambia l'entità del fabbisogno, in base al grado di umidità esterno presente, ma la domanda è quasi costante e quindi è costante anche la domanda di post-riscaldamento) pertanto questo

fattore non incide sulla pendenza della curva; i gradini visibili corrispondono alla schedulazione data dalla variabile 'daynight';

- l'entità del fabbisogno totale si aggira attorno ai 120200 kWh termici;
- dato il costo del teleriscaldamento, ciò equivale a dire che si avrebbe un risparmio stimato attorno ai 12000 € nell'arco di una stagione di questo tipo; non è raro peraltro che una mostra abbia una durata di sei mesi.

Oltre a questo dato, si può considerare l'energia immessa in falda e confrontare l'output Heat Transfer Rate dello scambiatore di calore a piastre, per quantificare gli scambi con la falda, nel caso di impianto con o senza il recupero termico.

Si sono effettuate pertanto due simulazioni identiche (stessi carichi, stessa regolazione, etc.) salvo che per la presenza del ramo di spillamento che consente il recupero del calore. I risultati sono i seguenti:

- senza il ramo di recupero termico, in una stagione con mostra attiva e quadri che richiedono 20 °C costanti ed umidità relativa del salone 50%, l'energia immessa in falda per la climatizzazione risulta 567774 kWh per l'intera stagione;
- con il recuperatore di calore tale quota, relativa al medesimo tipo di funzionamento e regolazione dell'impianto, si abbassa a 449277 kWh per l'intera stagione;
- questo significa che viene immesso in falda il 20,1 % in meno del calore (Figura 5.27), perché recuperato per il post-riscaldamento;
- si noti che la differenza tra l'energia immessa in falda pre e post intervento coincide ovviamente con la stima stagionale di fabbisogno di post-riscaldamento e quindi con l'energia recuperata (circa 120000 kWh);

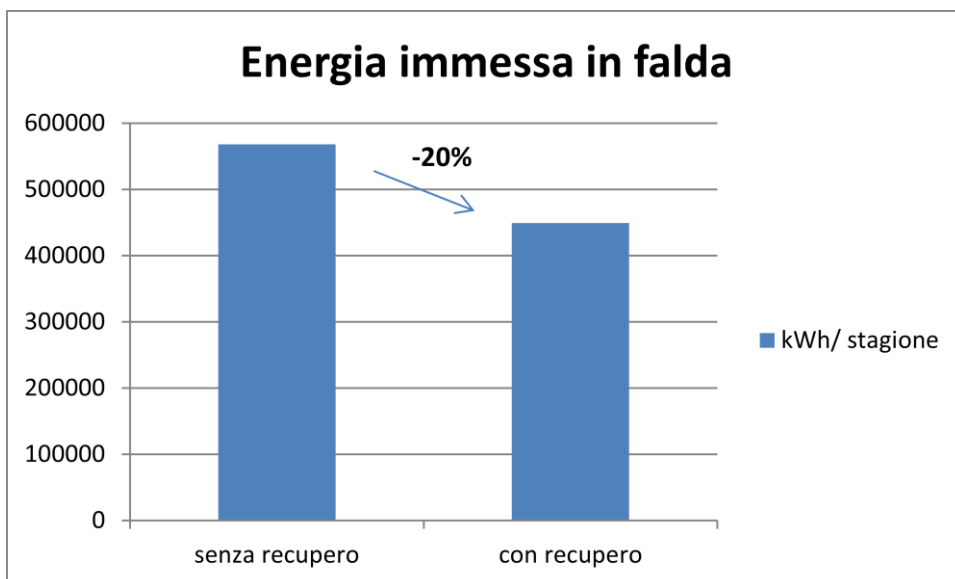


Figura 5.27: Confronto tra la quantità di energia immessa in falda pre e post intervento.

Volgendo l'attenzione agli indici di prestazione, si osservano dei risultati molto interessanti. Questi sono i valori che emergono dalla simulazione (Tabella 5.5).

	E_{ut}	Cons.acqua di falda	E_{el_Pdc}	E_{el_Prim}	E_{el_Pozzo}
	[kWh]	[m³]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
pre intervento	471213	38120	116640	18518	14825
post intervento	471213	32172	107809	18516	11473

Tabella 5.5: Energia utile e consumi elettrici pre e post intervento.

Si possono fare le seguenti considerazioni:

- l'energia utile a servizio della Basilica è chiaramente invariata;
- il consumo di acqua di falda è minore di un 15%, questo è da imputarsi certamente alla diminuzione del calore da smaltire in falda e quindi alla conseguente diminuzione di acqua di falda movimentata;
- parallelamente a quanto appena detto, anche i consumi elettrici della pompa di pozzo diminuiscono di un 8%;
- anche gli assorbimenti elettrici della pompa di calore diminuiscono lievemente: si può ipotizzare che l'acqua in ingresso al condensatore arrivi ad una temperatura leggermente più bassa e che per questo vi sia un minimo miglioramento delle prestazioni della macchina;
- gli assorbimenti della pompa del circuito primario restano ovviamente invariati;

Calcolando gli indici di prestazione si ottengono i seguenti valori:

	I.C.I.	EER_m	EER_{glob}
	[litri/kWh]		
pre intervento	80,89	4,29	3,14
post intervento	68,27	4,37	3,42

Tabella 5.6: Indici di prestazioni pre e post intervento.

Si nota la diminuzione dell'Indice di Consumo Idrico, conseguente alla diminuzione del consumo di acqua di falda, del 15% (Figura 5.28). Si nota che è la stessa diminuzione percentuale del consumo di acqua di falda, essendo invariata l'energia utile.

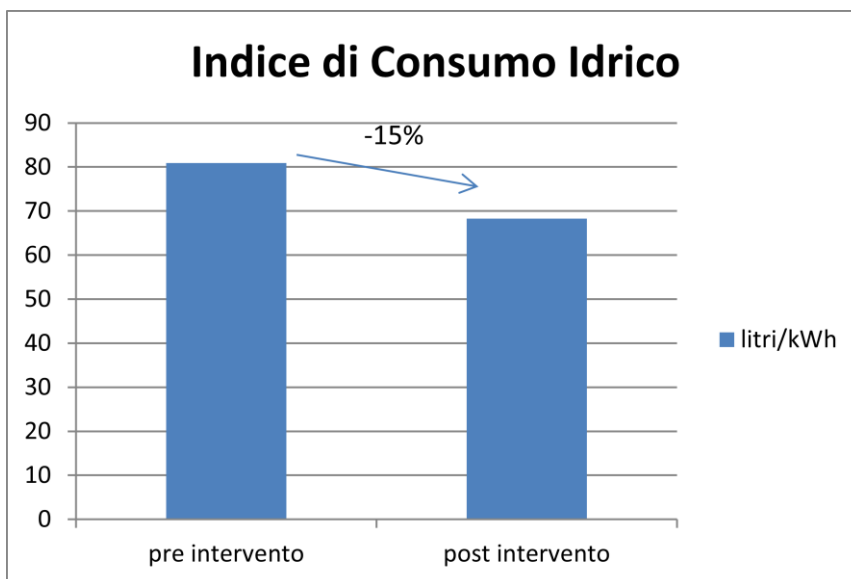


Figura 5.24: Confronto Indice di Consumo Idrico pre e post intervento.

Anche l'indice di prestazione globale dell'impianto appare migliorato: questo è da imputarsi al minore peso degli assorbimenti elettrici della pompa di pozzo: si tratta per la precisione di 3352

kWh elettrici in meno assorbiti. Considerando il costo dell'energia elettrica di 0,18 €/kWh, si risparmierebbero circa 602 € sui costi di funzionamento per la pompa di pozzo.

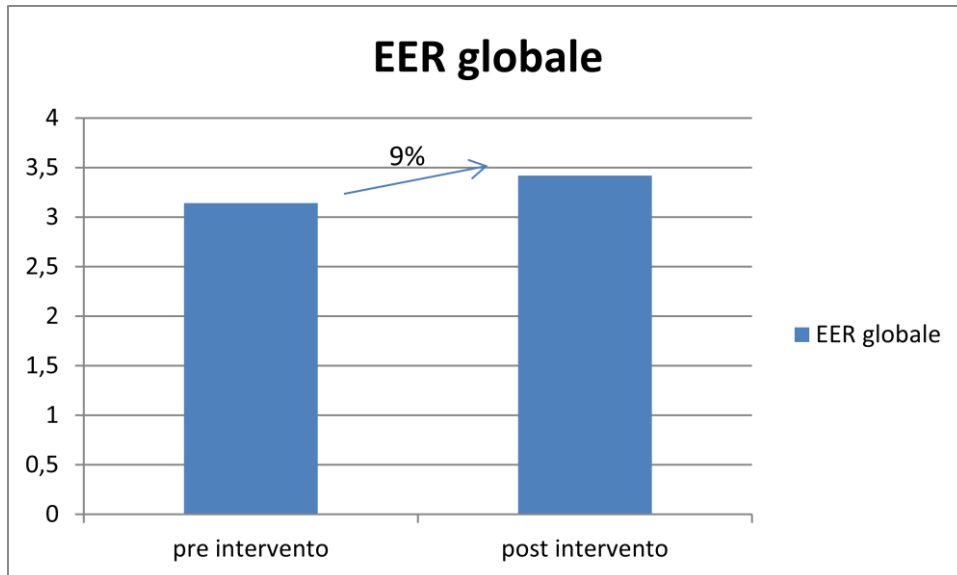


Figura 5.28: Confronto tra l'EER globale pre e post intervento.

Concludendo si può affermare che i benefici di questo tipo di intervento che la simulazione permette di stimare, sarebbero di notevole impatto sia energetico che di conseguenza economico sulle prestazioni dell'impianto. Ovviamente il risparmio più considerevole è quello relativo a non effettuare il post-riscaldamento dell'aria con il teleriscaldamento cittadino, ma non sono da sottovalutare neppure i miglioramenti nell'efficienza dell'impianto introdotti da questo intervento.

5.3.2 Simulazione del funzionamento in on-off della pompa di circolazione del circuito primario

Fino all'ultima settimana di agosto la pompa del primario ha sempre funzionato 24 h /24, assorbendo 4 kW elettrici costantemente. Questo consumo costante, come già spiegato, ha inciso molto sulle prestazioni globali dell'impianto. Tale incidenza è particolarmente visibile nei momenti in cui l'utenza è assente o molto bassa, in quanto il circuito primario viene mantenuto attivo anche se non vi è alcun carico da smaltire in falda e la pompa di calore è spenta. Anche nei periodi di funzionamento a regime dell'impianto però, se si considera il fatto che la pompa di calore è sovradimensionata rispetto alle potenze frigorifere che la Basilica richiede, tale regolazione della pompa del primario causa comunque degli sprechi: la pompa di calore, infatti, ha degli spegnimenti anche nei periodi di mostra attiva dovuti proprio al fatto che in molti momenti eroga una potenza superiore al necessario.

Da fine agosto 2015 la pompa del primario viene regolata in modo che si accenda solo con effettivo fabbisogno, quindi solo con pompa di calore funzionante. Si prevede che essa, una volta accesa, si spenga solamente dopo mezz'ora e se non vi è più funzionamento della pompa di calore. La simulazione invece si propone di simulare un controllo di questo tipo, con un ritardo non più di mezz'ora ma di tre minuti: questo tempo coincide infatti con il Time-Step di calcolo usato nel corso di tutte le simulazioni precedentemente effettuate, sia per calcolare i carichi dell'edificio, sia per simulare il funzionamento dell'impianto. E' un Time Step che consente un'ottima precisione di risultato e in questo caso simula appunto un controllo che avviene ogni tre minuti. In particolare è stato simulato attraverso una Type Equation, che calcola il segnale di On da inviare alla pompa del primario, verificando che la potenza al condensatore erogata dalla pompa di calore (calcolata dalle polinomiali precedentemente illustrate), sia positiva (Figura 5.28). In questo modo l'attivazione del primario dipende esclusivamente dal funzionamento della pompa di calore: essendo quest'ultimo un funzionamento 'dolce', grazie all'utilizzo del parametro 'Differenziale' nelle polinomiali, che impedisce continue accensioni e spegnimenti, anche l'accensione della pompa del primario non risulterà caratterizzata da un andamento brusco, pur essendo controllata ogni tre minuti.



Figura 5.28: Equazione che associa l'accensione della pompa del primario all'accensione della pompa di calore

Considerando quanto detto in precedenza sugli sprechi della regolazione anche in caso di funzionamento a pieno carico, si sono condotte due diverse analisi:

- confronto dei consumi della pompa del primario e dell'indice di prestazione globale dell'impianto, pre e post intervento, con mostra attiva ventiquattro ore su ventiquattro;
- confronto dei consumi della pompa del primario e dell'indice di prestazione globale dell'impianto, pre e post intervento, con mostra solo diurna.

Caso con mostra attiva 24 ore su 24

La simulazione si basa su un arco di tempo stagionale (15 aprile- 15 ottobre). I risultati ottenuti dalla simulazione, in termini di consumi delle apparecchiature e di indici di prestazione, sono i seguenti:

	Eut	Conslr	EelPDc	Eelprim	Eelpozzo
	[kWh]	[m³]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
pre intervento	468180	40237	99646	17410	15868
post intervento	468180	40874	99620	12177	15896

Tabella 5.7: Consumi elettrici delle varie apparecchiature pre e post intervento

	I.C.I.	EER_m	EER_{glob}
	[litri/kWh]		
pre intervento	85,9	4,70	3,52
post intervento	87,3	4,70	3,67

Tabella 5.8: Indici di prestazioni pre e post intervento.

Si possono fare alcune considerazioni:

- la nuova regolazione non incide sugli assorbimenti delle altre apparecchiature, che appaiono inalterati;
- gli assorbimenti della pompa del primario si riducono invece di 5233 kWh nell'arco della stagione, ossia del 30% (Figura 5.29); assumendo un costo dell'energia elettrica di 0,18 € / kWh, si risparmierebbero circa 942 €;
- l'EER globale aumenta del 4% (Figura 5.30): questo dato, così come la riduzione degli assorbimenti della pompa, conferma che vi sono dei risparmi ottenibili anche con mostra attiva 24 ore su 24.

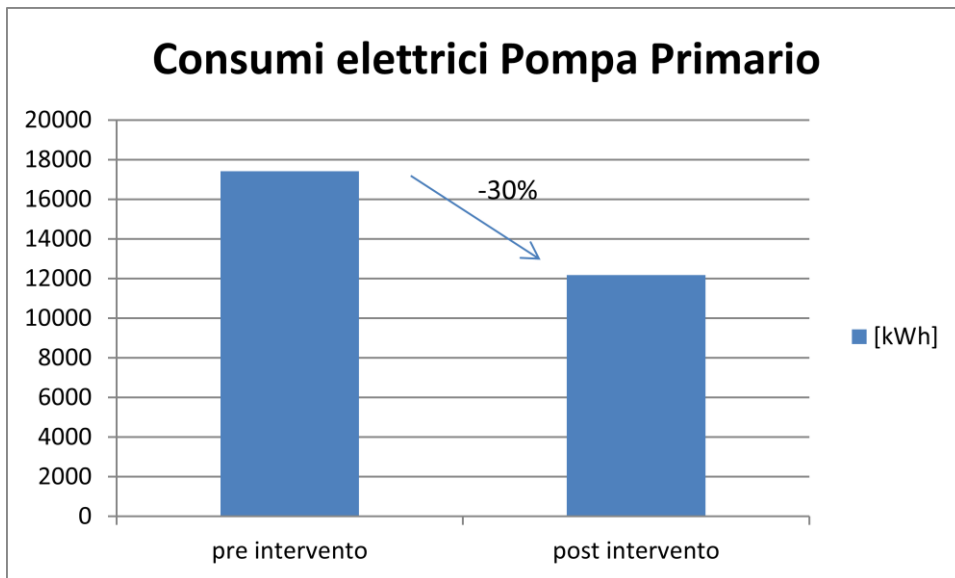


Figura 5.29 Confronto tra gli assorbimenti della pompa pre e post intervento.

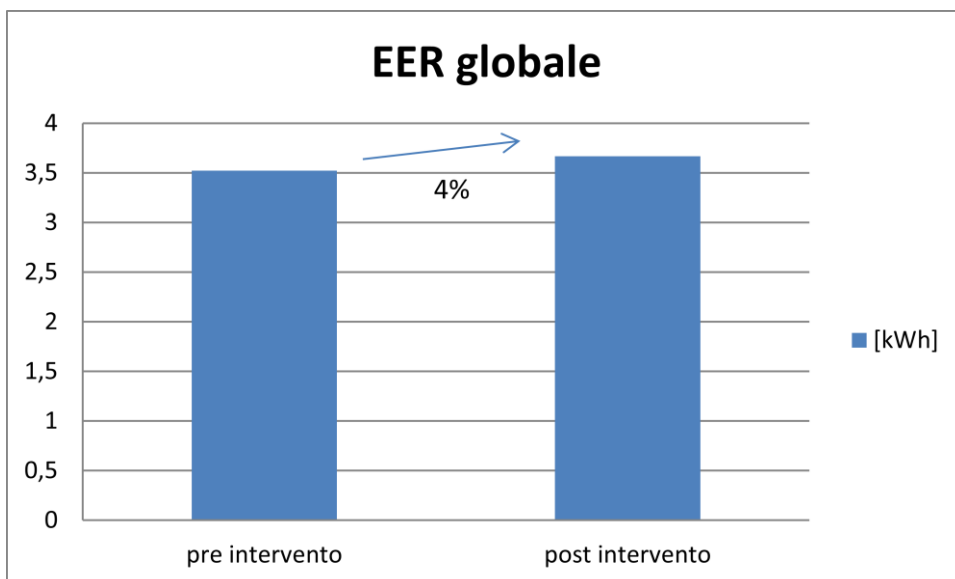


Figura 5.30 Confronto tra l'EER globale pre e post intervento.

Caso con mostra attiva solo di giorno

In questo caso i carichi utilizzati sono diversi dai precedenti, la schedulazione prevede che di notte non vi sia alcun controllo nè di temperatura nè di umidità relativa nel salone: è la situazione di una mostra in cui le opere esposte non siano quadri, che richiedono condizioni termo igrometriche precise e costanti. Come detto l'impatto sui consumi globali della precedente regolazione della pompa del primario è visibile in maniera molto più evidente nei momenti in cui l'utenza è completamente assente (in questo caso le notti).

La simulazione si basa su un arco di tempo stagionale (15 aprile-15 ottobre). I risultati ottenuti dalla simulazione, in termini di consumi delle apparecchiature e di indici di prestazione, sono i seguenti:

	Eut	ConslDr	EelPDc	Eelprim	Eelpozzo
	[kWh]	[m³]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
pre intervento	241739	19312	51763	17410	7501
post intervento	241739	19328	51856	5607	7517

Tabella 5.9: Consumi elettrici delle varie apparecchiature pre e post intervento

	I.C.I.	EER_m	EER_{glob}
	[litri/kWh]		
pre intervento	79,89	4,67	3,15
post intervento	79,95	4,66	3,72

Tabella 5.10: Indici di prestazioni pre e post intervento.

Si possono fare alcune considerazioni :

- la nuova regolazione non incide sugli assorbimenti delle altre apparecchiature, che appaiono inalterati;
- gli assorbimenti della pompa del primario si riducono di ben 11803 kWh nell'arco della stagione, ossia del 68% (Figura 5.31); assumendo un costo dell'energia elettrica di 0,18 € / kWh si risparmierebbero circa 2125 €;
- l'EER globale in questo caso aumenta in maniera più significativa, del 18% (Figura 5.32); questo dimostra che le prestazioni globali, in caso di utenza di questo tipo, verrebbero migliorate di molto;
- rispetto alla simulazione che prevede utenza costante, vi sono infatti dei risparmi elettrici del 68% contro il 30% del primo caso e un aumento dell'indice di prestazione globale del 18% contro il 4% del caso precedente;
- essendo molto frequente il caso di mostra diurna, si pensi a mostre fotografiche, piuttosto che di oggettistica in generale, è assolutamente auspicabile una regolazione della pompa del primario quanto più simile possibile a quella simulata.

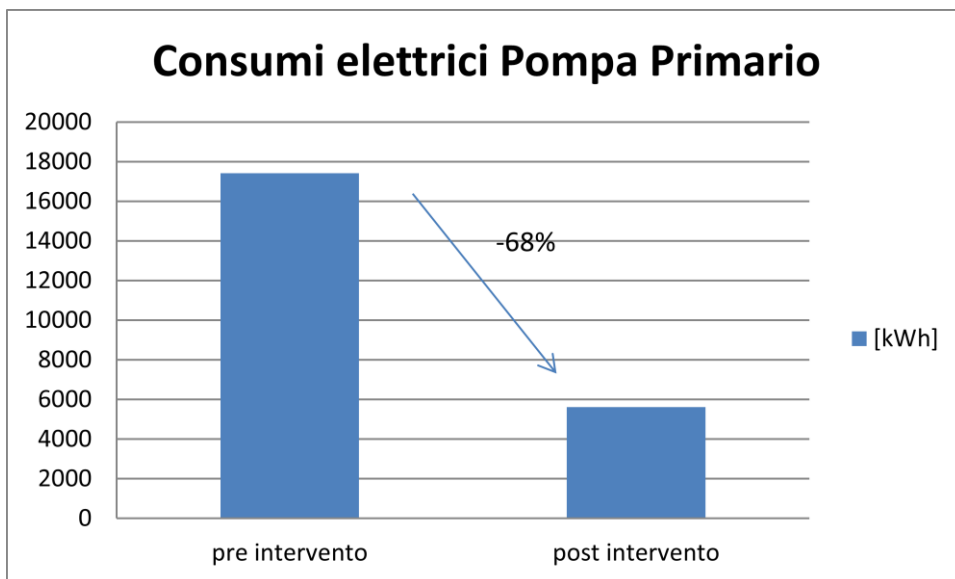


Figura 5.31 Confronto tra gli assorbimenti della pompa pre e post intervento.

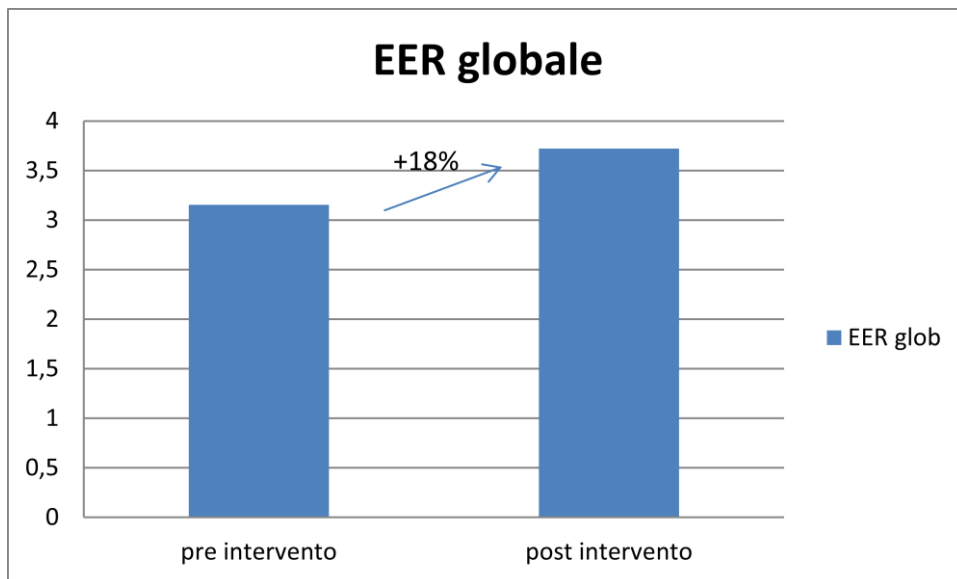


Figura 5.31 Confronto tra l'EER globale pre e post intervento.

Conclusioni

Questa tesi è il risultato di un'attività congiunta svolta tra l'Università degli Studi di Padova e lo studio professionale S.C.S.A. di Vicenza. Da una parte si è infatti svolta un'attività di analisi dei monitoraggi sull'impianto di climatizzazione della Basilica Palladiana, la cui normale amministrazione è affidata all'Ing. Andrea D'Ascanio di S.C.S.A. , il quale ha anche supervisionato i dati ottenuti ed i calcoli effettuati . Dall'altra si è svolto un lavoro di costruzione del modello del sistema edificio-impianto in Trnsys 17, con l'aiuto dell'Ing. Giacomo Bagarella. Il tutto è stato coordinato dai Proff. Marco Noro e Renato Lazzarin.

Per quanto riguarda la prima parte del lavoro, gli output fondamentali dell'analisi riguardante il regime di funzionamento estivo, sono:

- EER di macchina, indicatore che evidenzia le prestazioni della sola pompa di calore;
- EER globale, indicatore che evidenzia le prestazioni dell'impianto nel suo insieme tenendo conto in particolare, oltre che della pompa di calore, anche della pompa di pozzo e della pompa di circolazione del circuito primario;
- Indice di Consumo Idrico, indicatore che esprime il numero di litri di acqua di falda utilizzati dall'impianto per produrre 1 kWh di energia frigorifera utile alla Basilica.

Per trarre delle conclusioni ci si è riferiti in ultima istanza ai valori stagionali di tali indicatori, in quanto più significativi del comportamento dell'impianto:

- Si può affermare, dai dati analizzati nella stagione estiva appena terminata, che le prestazioni di macchina siano in linea con i valori da progetto ($EER_m=5$): questo risultato è stato ottenuto grazie soprattutto alla logica di regolazione sul circuito primario suggerita dall'Ing. D'Ascanio, che prevede un abbassamento a circa 30°C del set point sulla temperatura di mandata del circuito; rispetto alla stagione 2014 l'indice è aumentato del 20%.
- Per quanto riguarda le prestazioni globali dell'impianto, è emerso come queste siano fortemente influenzate dagli assorbimenti elettrici delle apparecchiature ausiliarie, in particolare la pompa di emungimento del pozzo e la pompa di circolazione del circuito primario. Dai dati analizzati relativi alla stagione appena trascorsa, si evince che anche le prestazioni globali sono migliorate (l'EER globale è più che raddoppiato). Questo miglioramento è stato ottenuto principalmente contenendo gli assorbimenti della pompa di pozzo, limitandone la portata massima erogabile (da 88 a 18 m³/h). Questa limitazione ha comportato anche un aumento del salto termico medio compiuto dall'acqua di falda all'interno dello scambiatore di calore, di circa 5°C. Anche il fatto che durante la stagione appena trascorsa l'impianto abbia funzionato in maniera molto più regolare ha comportato il miglioramento conseguito rispetto alla stagione 2014. Rispetto ad un valore di riferimento di $EER_{glob}=3$ per le tecnologie alternative tradizionali, l'impianto risulta avere prestazioni superiori.
- Anche l'Indice di Consumo Idrico è praticamente dimezzato rispetto alla stagione 2014, ed inferiore al valore previsto da progetto (172 litri/kWh) . Questo risultato, così come la riduzione degli assorbimenti elettrici della pompa di pozzo, è dovuto principalmente alla limitazione della portata massima di pozzo ed al conseguente aumento del salto termico dell'acqua di falda.

Viene fortemente confermato, quindi, come interventi di carattere esclusivamente gestionale sull'impianto abbiamo portato a delle prestazioni perfettamente in grado di competere con tecnologie alternative e anzi di comportare dei risparmi energetici e di conseguenza economici rispetto a queste molto importanti-

Per quanto riguarda invece la seconda parte del lavoro, ossia la simulazione in Trnsys, l'analisi si è focalizzata su due interventi, uno di carattere impiantistico e l'altro di carattere gestionale:

- la realizzazione di uno spillamento dal circuito primario per effettuare un recupero termico sul calore da smaltire in falda, al fine di effettuare il post-riscaldamento dell'aria di immissione in Basilica;
- la regolazione della pompa di circolazione a velocità fissa del circuito primario, non più con funzionamento continuo 24 h su 24, ma tramite on/off, in base all'effettivo funzionamento della pompa di calore.

La simulazione del primo intervento prevede che il post-riscaldamento non sia più effettuato, come avviene tuttora, mediante teleriscaldamento. E' stato possibile stimare un fabbisogno termico per tale operazione che ammonta all'incirca a 120000 kWh nell'arco di una stagione estiva (è stata considerata la stagione 2015). Tale quantità di calore è completamente disponibile come calore che viene smaltito in falda per effettuare il raffreddamento e la deumidificazione dell'aria. I 120000 kWh stimati corrispondono ad un costo di ben 12000 €, somma che verrebbe quindi completamente risparmiata nell'arco di una stagione. Inoltre è emerso che il calore di smaltimento dalla Basilica diminuirebbe del 20 % circa, con conseguente diminuzione della necessità di utilizzo dell'acqua di falda e quindi degli assorbimenti elettrici da parte della pompa di pozzo. In sostanza tale intervento migliorerebbe anche le prestazioni globali dell'impianto (l'EER globale aumenterebbe del 9 %), grazie alla diminuzione degli assorbimenti elettrici della pompa di pozzo dell' 8 % , per un risparmio di più di 600 € nell 'arco della stagione. A migliorare sarebbe inoltre anche l'utilizzo efficiente della risorsa idrica (l'indice di consumo idrico diminuirebbe del 15 %).

Sarà quindi cura dei consulenti di S.C.S.A. realizzare quanto prima questo intervento sull'impianto, visto l'elevatissimo potenziale di risparmio.

La simulazione del secondo intervento è invece di carattere gestionale: riguarda infatti la regolazione della pompa di circolazione del circuito primario. Gli assorbimenti elettrici di tale apparecchiatura, accesa 24 ore su 24, impattano fortemente sulle prestazioni globali dell'impianto, soprattutto se si considerano i momenti in cui l'utenza è bassa o assente, momenti in cui il suo funzionamento è totalmente ingiustificato. Al fine di stimare i potenziali risparmi di una regolazione on/off in base all'effettivo funzionamento della pompa di calore, si sono condotte due diverse analisi. Una simulava il funzionamento stagionale dell'impianto durante una mostra attiva 24 h su 24 (ad esempio una mostra di quadri, che richiede condizioni termo igrometriche nel salone di esposizione costanti) , mentre l'altra simulava il funzionamento stagionale dell'impianto durante una mostra solo diurna (ad esempio una mostra fotografica, o di oggettistica).

Nel primo caso è emerso che gli assorbimenti elettrici della pompa del primario nell'arco della stagione diminuirebbero del 30 %. Se si considera che comunque l'utenza è sempre presente, essendo una mostra 24 h su 24 , tale risparmio è notevole e corrisponde ad una spesa non sostenuta di 950 €. Anche l'indice di prestazione globale dell'impianto, a fronte di tale diminuzione degli assorbimenti elettrici, aumenterebbe del 4 %.

Nel secondo caso, in cui di notte l'utenza è assente, gli effetti di questo intervento sono ancora più netti: gli assorbimenti elettrici della pompa del primario diminuiscono quasi di un 70 %, per un risparmio nell'arco della stagione di circa 2130 €. L'indice di prestazione globale aumenterebbe in questo caso del 18 %, comportando risparmi energetici ancora migliori, rispetto alle tecnologie tradizionali. Questo dimostra come in caso di utenza incostante, caso peraltro frequente (mostre fotografiche, etc.) , questa regolazione sia indispensabile.

Bibliografia

- I. S.BASTA, F.MINCHIO, *“Geotermia e Pompe di calore: Guida pratica agli impianti geotermici di climatizzazione”*, S.Basta 2007
- II. MINCHIO F., 2010, Le sorgenti alternative all’aria per la pompa di calore, Proceedings 28th Congress AICARR *“Rispondere alla crisi energetica con l’integrazione edificio-impianto: la pompa di calore invertibile”*, Bologna, ISBN 978-88-95620-39-8;
- III. R. LAZZARIN, M.NORO, *“Local or district heating by natural gas: Which is better from energetic, environmental and economic points of view?”*, 2005, www.sciencedirect.com;
- IV. CAVALLINI A., MATTAROLO L., *“Termodinamica Applicata”*, Cleup Editore Padova;
- V. TRNSYS 17 a TRaNsient SYstem Simulation program. Volume 4, Mathematical Reference Documentation. (Manuale d’uso).
- VI. BOECHE A., STEFANUTTI V., *“Acqua di falda per climatizzare”*, 2005, CDA, n. 2, pp 41-44;
- VII. BUSATO F., LAZZARIN R., MINCHIO F., NORO M., 2012, *“Sorgenti termiche delle pompe di calore. Aspetti tecnici, economici e normativi”*, Editoriale Delfino, Milano, ISBN 978-88-97323-16-7;
- VIII. TRNSYS 17 a TRaNsient SYstem Simulation program. Volume 5, Multizone Building Modeling with Type 56 and TRNBuild. TRNSYS 17 Documentation. (Manuale d’uso).
- IX. www.mta-it.com;
- X. D’ASCANIO A., ONZA F., *“Impianti meccanici Basilica Palladiana, Relazione tecnica periodica”* e *“Impianti meccanici Basilica Palladiana, Relazione tecnica periodica N° 2”*.