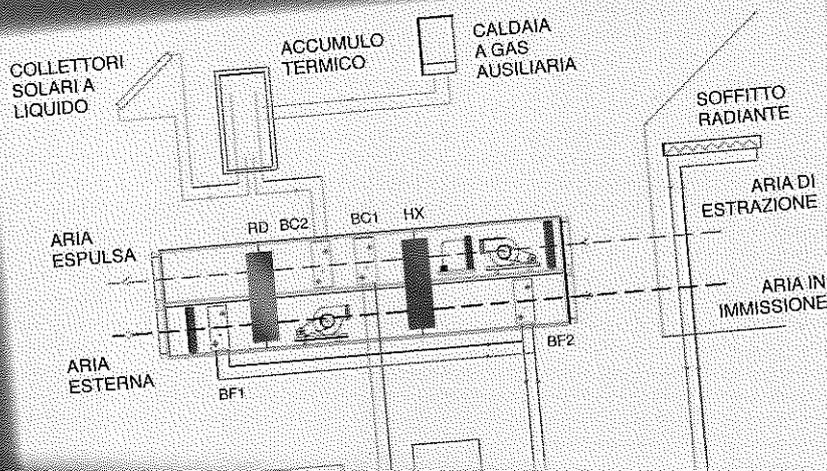


Progettazione  
Tecniche & Materiali

# Sistemi solari termici per la climatizzazione

Con software *SimulSolar\_Pro*  
Simulatore economico Solare termico



Il CD-ROM contiene:

Software  
*SimulSolar\_Pro*

Per sistema  
operativo  
**Windows XP**  
o superiore

Mauro Villarini • Domenico Germanò  
Francesco Fontana • Maurizio Limiti

  
MAGGIOLI  
EDITORE

## 8.2. Progetto 2 – Progettazione, realizzazione e monitoraggio di un impianto solar desiccant and evaporative cooling (DEC)

Progettista: Ing. Marco Beccali (1)  
Dipartimento di Ricerche Energetiche ed Ambientali (DREAM)  
Università degli Studi di Palermo, Italia

### Introduzione

Da diversi anni il Dipartimento di Ricerche Energetiche ed Ambientali (DREAM) dell'Università degli Studi di Palermo si occupa dello studio di sistemi energetici ad alta efficienza e di uso razionale dell'energia anche attraverso collaborazioni, nell'ambito di progetti scientifici di interesse internazionale con diversi istituti di ricerca italiani ed esteri.

Già negli anni '70, in quello che allora era l'Istituto di Fisica Tecnica, venivano condotte ricerche sui sistemi solari termici nell'ambito del Progetto Finalizzato Energetica. Successivamente, a causa delle congiunture nazionali sulla ricerca nell'ambito dell'energia solare, il laboratorio esistente e adibito a tali ricerche fu gradualmente dismesso ed i locali per lungo tempo non vennero più utilizzati.

Oggi, nell'ambito di un progetto di riqualificazione del laboratorio (e anche dei Progetti di Ricerca Genius Loci e Sicenea), il Dipartimento ha riavviato l'attività del nuovo Laboratorio Solare. Questo nasce con l'intenzione di dare spazio alle ricerche pratiche e sperimentali nel campo delle energie rinnovabili, particolarmente dell'energia solare termica e fotovoltaica, del mini-eolico e attualmente del *solar cooling*. Con particolare riferimento a quest'ultimo insieme di tecnologie, alla fine del 2007 è iniziata la realizzazione di un impianto dimostrativo-sperimentale del tipo DEC.

### La progettazione dell'impianto DEC

L'impianto consiste sostanzialmente in un'Unità di Trattamento Aria "*Desiccant Evaporative Cooling*" (DEC) con funzioni principalmente di aria primaria, e di un sistema con terminali radianti – in questo caso un soffitto – che tratta buona parte del carico sensibile del locale.

Le unità DEC operano secondo un ciclo aperto che fondamentalmente consente di realizzare una deumidificazione per adsorbimento (con rigenerazione dell'adsorbente mediante energia termica prodotta da un impianto solare) al posto della deumidificazione per condensazione su batteria fredda.

In questo modo è possibile utilizzare la radiazione solare nel periodo di maggiore picco del carico ed evitare l'impiego di elettricità per la produzione di acqua refrigerata a bassa temperatura e, non ultimo, il post-riscaldamento.

L'Unità DEC è stata progettata tenendo conto nelle particolarità del clima locale, con elevati carichi latenti in estate, e di un particolare carico latente interno.

Il laboratorio è situato all'ultimo piano del Dipartimento ed è composto da un locale interno con una superficie di 107 m<sup>2</sup>, da un locale macchine più piccolo e da un terrazzo spazioso.

I carichi termici e frigoriferi del locale sono stati calcolati sulla base delle condizioni climatiche, delle strutture esterne e del ricambio d'aria richiesto dalla normativa in vigore. Il cal-

(1) Il Professor Marco Beccali è membro del gruppo di esperti IEA (*International Energy Agency*) del Task 38 "Solar Air-Conditioning of buildings".

colo del carico è stato eseguito tramite il software di simulazione TRNSYS ovvero con il modulo TRNBUILD.

L'ambiente è un attico costituito da unico volume avente come superfici disperdenti le pareti esterne esposte a Sud-Est e a Nord-Ovest e la superficie di copertura. Sono invece confinanti con ambienti a temperatura fissata la parete Sud-Ovest, quella Nord-Est e il solaio interpiano. Sulla parete a Sud-Est è presente un'ampia superficie vetrata costituita da elementi finestrati con telaio in alluminio e doppi vetri. Le finestre hanno delle serrande esterne che danno la possibilità di schermatura dalla radiazione solare. Le pareti perimetrali sono in tufo di uno spessore di 30 cm, rivestito all'esterno da uno strato di intonaco. La struttura portante del solaio e del tetto è realizzata, invece, in laterocemento e massetto.

Originariamente la copertura era sprovvista di isolamento termico. La fase di installazione dei pannelli radianti, dunque, è stata l'occasione per aggiungere uno strato isolante nell'intradosso del soffitto, per migliorare la resistenza termica ( $U_{\text{tetto nuovo}} = 0,77 \text{ W/m}^2\text{K}$ ).

La Tabella 1 riporta le superfici disperdenti e le relative trasmittanze termiche.

**Tabella 1** – Superfici disperdenti nel locale da condizionare

| Tipo di struttura | Orientamento | Superficie [m <sup>2</sup> ] | U [W/m <sup>2</sup> K] |
|-------------------|--------------|------------------------------|------------------------|
| finestre          | Sud-Est      | 24,8                         | 2,83                   |
| parete            | Sud-Est      | 34,4                         | 2,56                   |
| parete            | Sud-Est      | 18,5                         | 0,9                    |
| parete            | Nord-Ovest   | 44,5                         | 2,56                   |
| parete            | Nord-Ovest   | 44,5                         | 2,56                   |
| tetto             | orizzontale  | 107                          | 0,77                   |

Come detto, una problematica specifica nel condizionamento dell'aria nelle zone climatiche caratterizzate da elevate umidità dell'aria, come l'area mediterranea, è l'abbattimento del carico latente per garantire delle condizioni di comfort alle persone presenti nell'edificio o per mantenere limiti specifici di umidità interna nei locali. Inoltre, nel caso specifico l'impianto è stato dimensionato per un carico interno relativo ad un affollamento elevato, considerando cioè la presenza di 60 persone.

Altri dati rilevanti per la determinazione del carico termico sono riportati in Tabella 2.

**Tabella 2** – Dati di progetto per il calcolo del carico termico del locale da condizionare

|   |                     |                 |
|---|---------------------|-----------------|
| Superficie                                | [m <sup>2</sup> ]   | 107             |
| Volume                                    | [m <sup>3</sup> ]   | 405             |
| Tipo di occupazione                       |                     | Sala di lettura |
| Numero di persone                         | [-]                 | 60              |
| Carico latente occupazione                | [W/persona]         | 55              |
| Carico sensibile occupazione              | [W/persona]         | 65              |
| Portata d'aria minima di ventilazione     | [m <sup>3</sup> /h] | 1250            |
| Ricambio d'aria per la ventilazione       | [1/h]               | 2,8             |
| Ricambio d'aria per infiltrazione         | [1/h]               | 0,1             |
| Temperatura interno di progetto (estate)  | [°C]                | 26              |
| Temperatura interna di progetto (inverno) | [°C]                | 20              |
| Umidità relativa interna di progetto      | [%]                 | 50              |
| Illuminazione artificiale                 | [W/m <sup>2</sup> ] | 5               |
| Altre sorgenti interne                    | [W]                 | 2 × 230         |
| Periodo di occupazione del locale         |                     | lu-sa, ore 7-9  |

Il carico di raffreddamento e di riscaldamento che risulta per il locale è stato calcolato con il programma di simulazione TRNSYS, con i dati meteorologici della banca dati METEONORM per il sito di Palermo (v. Fig. 1).

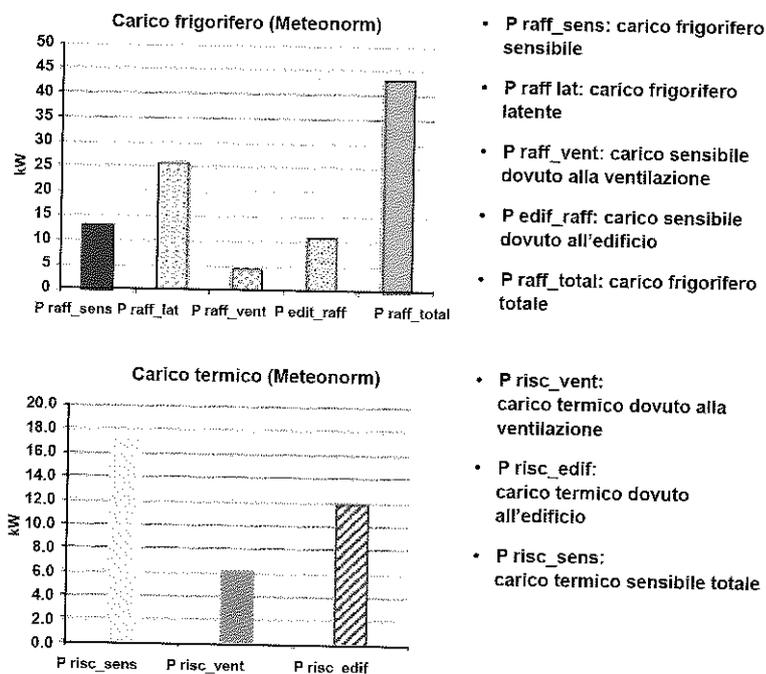


Figura 1 - Carico frigorifero e carico termico del locale da condizionare (Dati meteorologici: METEONORM)

Il fabbisogno stagionale termico e frigorifero è riportato in Figura 2.

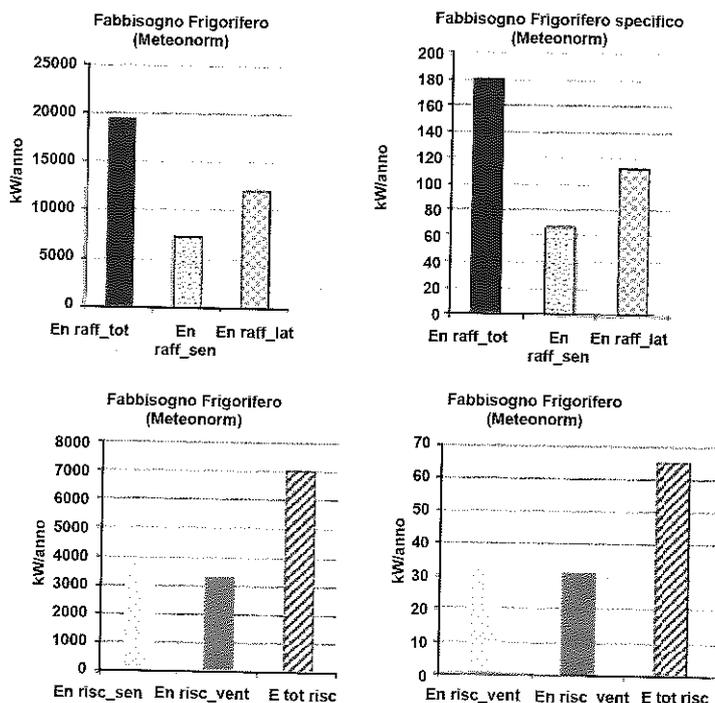


Figura 2 - Fabbisogno frigorifero assoluto e specifico (sopra) e fabbisogno termico assoluto e specifico (sotto) del locale da condizionare (dati meteorologici: METEONORM)

La tipologia e le caratteristiche dell'impianto sono state scelte dopo una profonda analisi svolta mediante simulazioni e bilanci energetici.

La progettazione dell'impianto è stata preceduta da altri studi concernenti varie possibili configurazioni impiantistiche di sistemi *desiccant cooling*. Sono stati esaminati e confrontati vari tipi di trattamento aria che utilizzano la deumidificazione per adsorbimento con ruota essiccante. Si sono anche confrontati vari tipi di macchine frigorifere (utilizzate come ausiliario) ed anche le diverse tipologie dei collettori solari (ad aria e ad acqua).

Per le varie opzioni sono state eseguite delle analisi e dei bilanci energetici. I rispettivi consumi di energia primaria sono messi in confronto fra di loro ed anche quelli relativi ad impianti convenzionali. Sulla base dei risultati ottenuti è stata scelta la configurazione definitiva dell'impianto che viene presentata nel seguito.

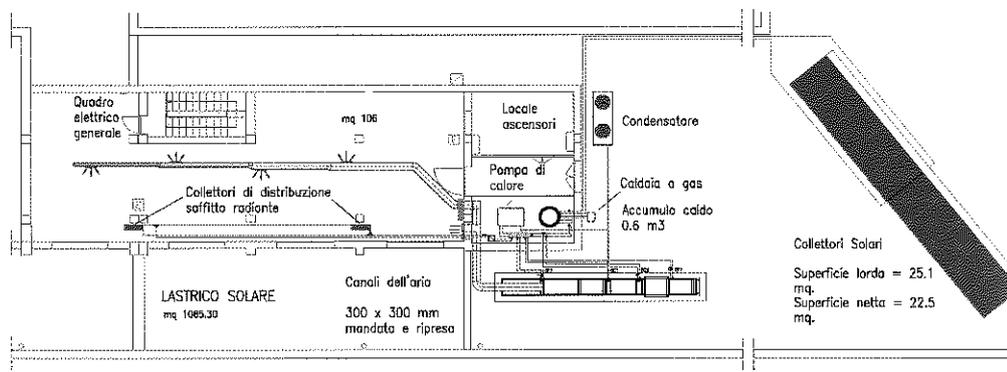


Figura 3 - Pianta del laboratorio sul piano tetto del Dipartimento DREAM

La Figura 4 mostra uno schema semplificato dell'intero impianto nel suo funzionamento estivo.

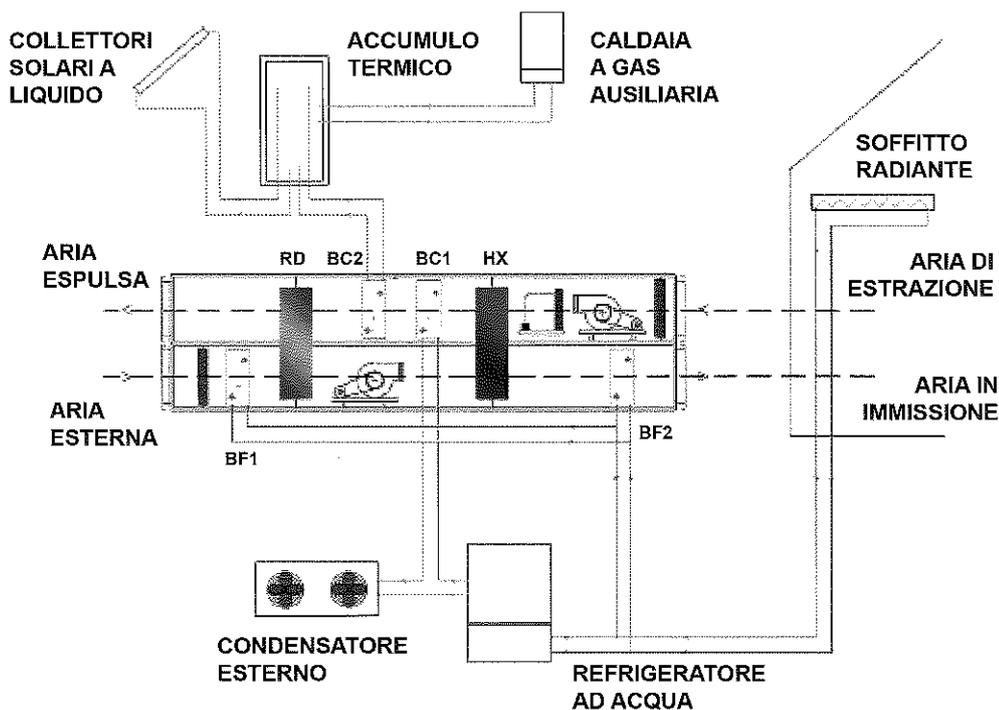


Figura 4 - Schema dell'impianto - funzionamento estivo

**L'Unità di Trattamento Aria - Funzionamento estivo**

Come detto, l'Unità di Trattamento Aria (UTA) è di tipo ad aria primaria e realizza un ciclo *Desiccant Cooling* (DEC) modificato. Tale unità, come si vedrà nel seguito, è progettata anche per coprire una quota significativa dei carichi sensibili dell'ambiente.

Il ciclo di trattamento dell'aria considerato prevede, accanto ai componenti tipici dei cicli *desiccant cooling*, anche l'impiego di componenti di tipo convenzionale ovvero batterie ausiliarie di raffreddamento alimentate da una macchina frigorifera a compressione di vapore. L'impiego delle batterie ausiliarie di raffreddamento è previsto ogni qualvolta la potenza frigorifera sviluppata dal sistema *desiccant cooling* alimentato dal calore proveniente dai collettori solari non risulti sufficiente a garantire le condizioni di immissione richieste. Nel ciclo di funzionamento *desiccant cooling*, l'input energetico del sistema è il calore fornito dall'impianto dei collettori solari impiegato per la rigenerazione della ruota essiccante. La Figura 5 descrive schematicamente la composizione dell'unità di trattamento aria. La Figura 6 mostra, invece, la sequenza dei trattamenti dell'aria di processo e di quella estratta, utilizzata per rigenerare la ruota.

In ragione degli alti carichi latenti dovuti sia all'occupazione interna del locale da climatizzare sia al clima particolarmente umido, una prima batteria fredda ausiliaria (BF1) (1-2) pre-deumidifica e pre-raffredda l'aria in entrata dell'UTA quando le condizioni di carico lo richiedano. Successivamente attraversa il rotore adsorbente (RD) dal quale esce fortemente deumidificata; al contempo subisce un riscaldamento a causa del calore latente di condensazione (2-3).

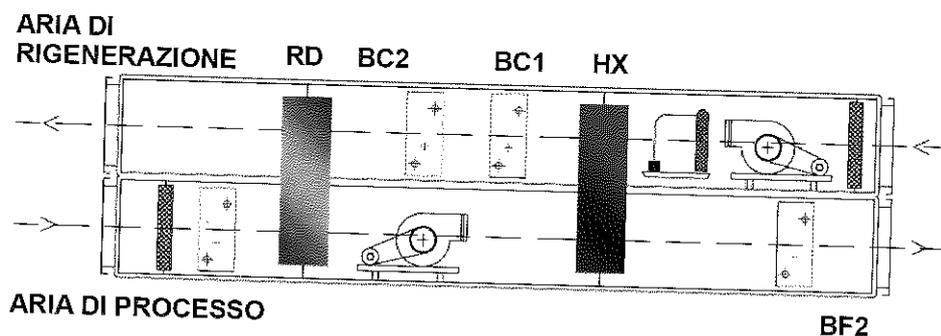


Figura 5 - Schema dell'unità di trattamento *desiccant cooling*

Tramite poi uno scambiatore di calore sensibile rotativo (HX) viene raffreddata in controcorrente dal flusso d'aria estratta dall'edificio (3-4) la quale viene saturata per massimizzare lo scambio termico (raffreddamento evaporativo indiretto). Successivamente, se necessario, viene raffreddata ulteriormente e portata alle condizioni di immissione nella batteria di post-raffreddamento (BF2) (4-5). Nell'umidificatore posto sul flusso d'aria di ritorno dall'edificio, grazie all'effetto di raffreddamento dell'aria associato al calore latente di vaporizzazione dell'acqua (raffreddamento evaporativo), l'aria viene raffreddata e portata a saturazione (6-7) in modo da poter scambiare al meglio nel recuperatore sensibile (7-8). Successivamente si hanno altri due possibili riscaldamenti sensibili: nel desurriscaldatore, che recupera parte del calore rigettato dalla macchina frigorifera (8-9) e, fino alle temperature necessarie per la rigenerazione della ruota (70-80 °C), in una seconda batteria calda, alimentata dal calore proveniente dai collettori solari (9-10).

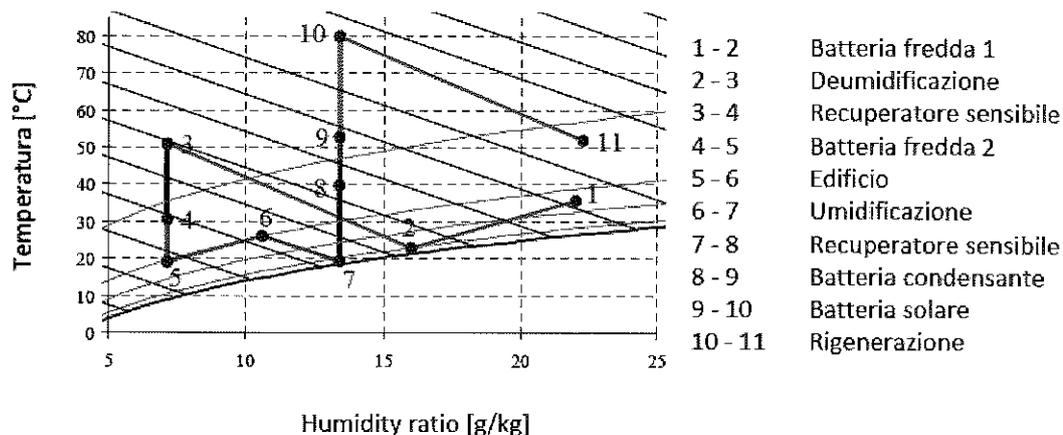


Figura 6 – Ciclo estivo di trattamento dell'aria sul diagramma di Mollier

Questa configurazione impiantistica è caratterizzata dalla possibilità di coprire il carico di deumidificazione in tutte le condizioni di funzionamento ovvero anche in presenza di bassa radiazione solare. Infatti la presenza della batteria ausiliaria di pre-deumidificazione permette il raggiungimento delle condizioni di immissione qualunque sia la disponibilità di radiazione solare e dunque il grado di deumidificazione raggiunto per mezzo della ruota essiccante. Per ogni caso specifico e sulla base della disponibilità di radiazione solare, la batteria di pre-deumidificazione può essere controllata in modo tale da minimizzarne l'impiego. Questa configurazione presenta il vantaggio che la temperatura dell'acqua refrigerata in ingresso nelle batterie di raffreddamento può essere più alta (13-15 °C) rispetto ai valori comunemente impiegati nelle unità convenzionali (6-9 °C) con notevole aumento delle prestazioni della macchina frigorifera. La deumidificazione dell'aria è così realizzata in due passi successivi.

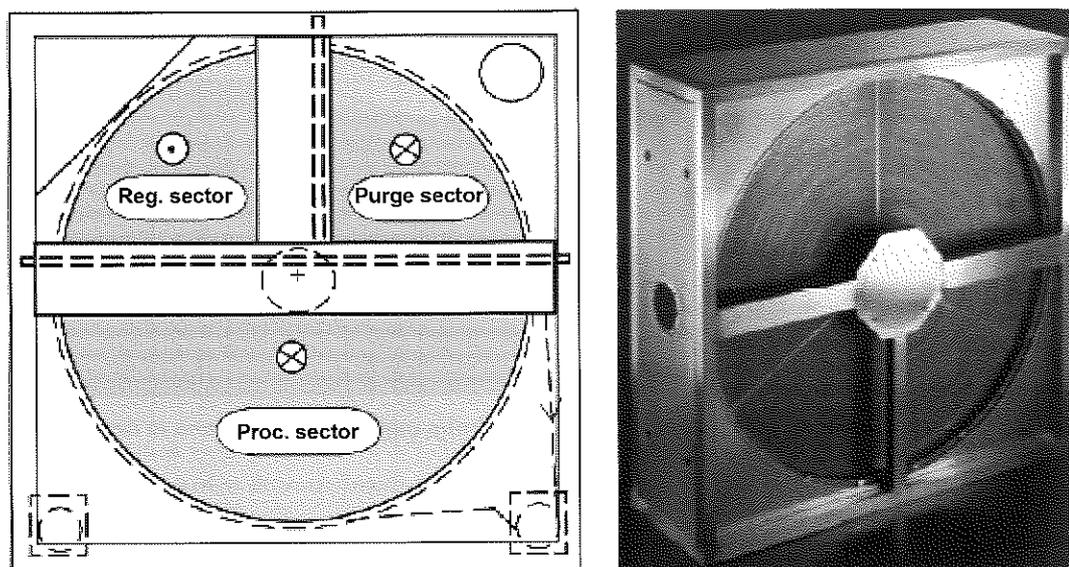
La configurazione impiantistica considerata, denominata "a pompa di calore integrata" o "a recupero termodinamico", prevede il recupero di parte del calore di condensazione della macchina frigorifera ausiliaria al fine di pre-riscaldare l'aria di rigenerazione. Questo permette, a parità di temperature di rigenerazione e dunque di prestazioni dell'unità di trattamento, la diminuzione del calore che deve essere fornito dal sistema solare e, in definitiva, consente l'installazione di una superficie minore di collettori con relativi benefici in termini di un minore costo di impianto.

D'altra parte, non essendo possibile in tutte le condizioni di funzionamento cedere l'intera potenza termica di condensazione al flusso d'aria di rigenerazione in serie alla batteria condensante, è collegato un condensatore esterno dimensionato per il rigetto dell'intera potenza di condensazione.

Nel periodo estivo, la temperatura in uscita dalla batteria condensante BC1 è frequentemente prossima ai 55 °C, qualunque sia la temperatura in uscita dallo scambiatore di calore HX. Infatti, essendo la macchina frigorifera impiegata anche per l'alimentazione del circuito del soffitto radiante per l'abbattimento del carico sensibile, il calore rigettato al condensatore risulta sempre sufficiente a garantire un pre-riscaldamento costante del flusso d'aria di rigenerazione.

Questa soluzione impiantistica ha il vantaggio di garantire, ogni qualvolta è in funzione la macchina frigorifera, un certo grado di deumidificazione della ruota essiccante anche in casi di bassa radiazione solare, minimizzando in tal modo l'impiego della batteria fredda di pre-deumidificazione.

L'Unità di Trattamento Aria è stata progettata dal gruppo di ricerca del DREAM e realizzata dal produttore AERMEC, ad eccezione della ruota silicagel. Il dimensionamento di dettaglio è stato eseguito in collaborazione fra DREAM e il fornitore.



⊗ Air flow going into rotor    ⊙ Air flow going out rotor

Figura 9 – Ruota essiccante a silicagel, DST - Seibu Giken RU

La corrente d'aria esterna che entra nell'UTA, passando nella ruota, cede una parte del suo vapor acqueo al materiale essiccante che in questo caso è gel di silice, depositato su una struttura alveolare. Un setto fisso separa la corrente d'aria di processo da quella di rigenerazione. Il settore della ruota appena arricchito di molecole d'acqua che si sono depositate sulla superficie interna del materiale, spostandosi tramite rotazione sul lato superiore, viene attraversato dall'aria di ritorno in senso opposto. Quest'aria, dopo essere stata riscaldata mediante il passaggio nella batteria calda solare, è in grado di portare con sé il vapor acqueo adsorbito sul materiale nel rotore. Il settore della ruota rigenerato, ripassando sul lato di processo, inizia il nuovo ciclo di adsorbimento.

La velocità di rotazione è molto moderata (0,25 giri al minuto ca.), in modo da minimizzare il trasferimento di calore sensibile dal flusso d'aria di rigenerazione a quello di processo.

La capacità di deumidificazione del rotore dipende, oltre che dalle caratteristiche del materiale e dalla grandezza, dai seguenti parametri:

- temperatura ed umidità dell'aria di processo in entrata;
- temperatura ed umidità dell'aria di rigenerazione;
- rapporto fra le portate d'aria di processo e di rigenerazione.

I due grafici riportati nel seguito (Figg. 10 e 11) mostrano la capacità di deumidificazione della ruota DST in funzione di questi parametri. La Figura 10 si riferisce ad una temperatura di rigenerazione di 60 °C (con collettori solari piani a Palermo facilmente raggiungibile) con l'umidità di 16 g/kg, per temperature dell'aria di processo in entrata alla ruota di 25, 30 e 35 °C. Per quest'ambito di temperature esterne estive si leggono sull'asse di sinistra le umidità assolute in uscita (linee blu-azzurre) e sull'asse destra le temperature in uscita dalla ruota (linee gialle-rosse).

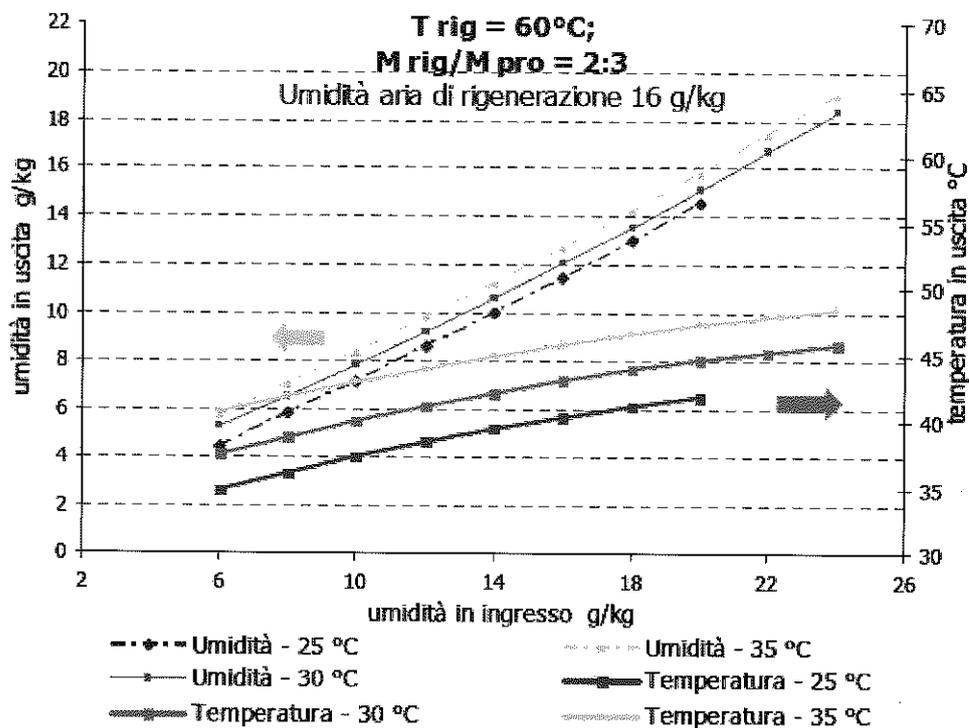


Figura 10 – Umidità assolute e temperature dell'aria di processo in uscita dalla ruota DEC, Trig 60 °C, MRig/MPro = 2:3

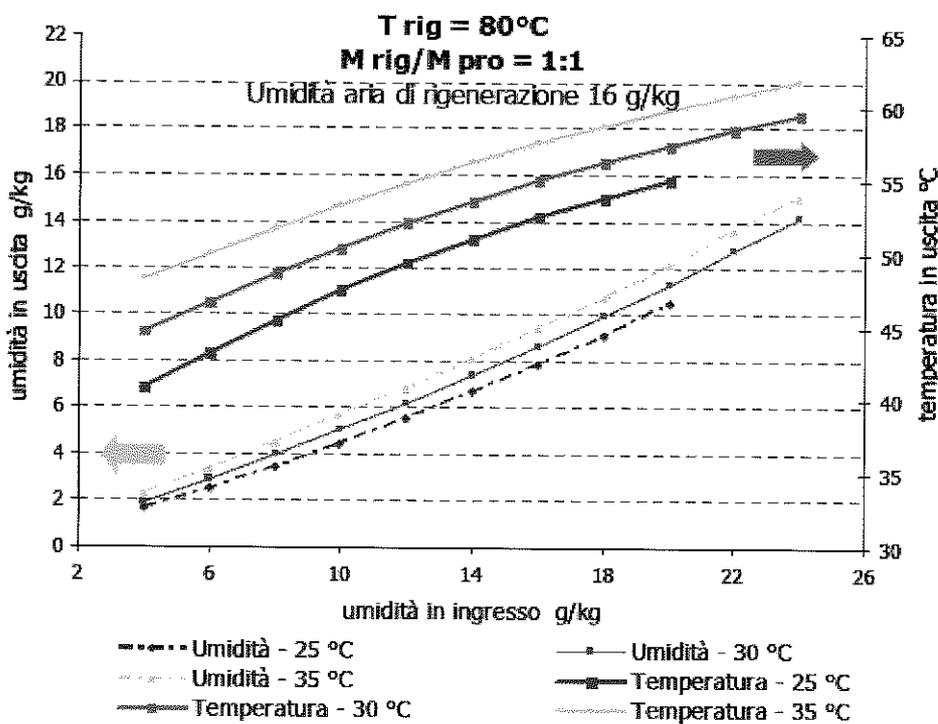


Figura 11 – Umidità assolute e temperatura dell'aria di processo in uscita dalla ruota DEC, Trig 80 °C, MRig/MPro = 1:1

Per queste condizioni, frequenti nell'esercizio del presente impianto, sia per la temperatura di rigenerazione che per il rapporto delle portate d'aria, nell'ambito di umidità esterne non troppo estreme, la ruota essiccante riesce a ridurre il titolo dell'aria di 4 g/kg circa. Le temperature in uscita sul lato di processo non superano i 48 °C. Con una portata di rigenerazione pari a quella di mandata e temperature intorno ai 80 °C (Fig. 11), la ruota dimostra prestazioni notevolmente più alte per umidità elevate in ingresso (dai 22 ai 13 g/kg). Anche nell'ambito di umidità in ingresso più ordinarie, ovvero fra i 18 e i 10 g/kg, la ruota adsorbe circa la metà del vapor acqueo. Con l'incremento della potenza sale però anche la temperatura in uscita sul lato di processo (nel caso di potenza massima, oltre i 60 °C).

Le batterie di scambio termico sono realizzate in rame e alluminio, il telaio è di lamiera zincata, il collettore di acciaio. La batteria con la potenza massima (16 kW) è quella fredda posizionata nel punto di ingresso dell'aria esterna nell'UTA. Essa è operativa in funzione dell'umidità assoluta dell'aria esterna: il suo compito è di garantire che l'umidità all'ingresso della ruota DEC rimanga al di sotto di un determinato *setpoint*, in modo che la ruota possa lavorare nel suo ambito di funzionamento ottimale. La batteria fredda di immissione, invece, controlla la temperatura dell'aria in ingresso all'edificio: la sua potenza è molto più bassa (6 kW). Della stessa potenza è anche la prima batteria calda posta sul lato della rigenerazione dopo lo scambiatore sensibile in cui circola il fluido refrigerante dalla macchina frigorifera prima di giungere al condensatore esterno.

Infine, la batteria calda alimentata dall'impianto solare ha una potenza di progetto di 12,5 kW. Tutte le batterie, tranne quella condensante, sono munite di valvola miscelatrice motorizzata.

Il recuperatore di calore sensibile rotativo è posto dopo il rotore essiccante sul lato di processo. Il telaio è di lamiera zincata, il rotore stesso è di alluminio. È progettato per una potenza di 10 kW, corrispondente a un'efficienza di scambio sensibile del 68% (Fig. 12). La velocità di rotazione è più elevata rispetto a quella della ruota essiccante (10 giri al minuto).

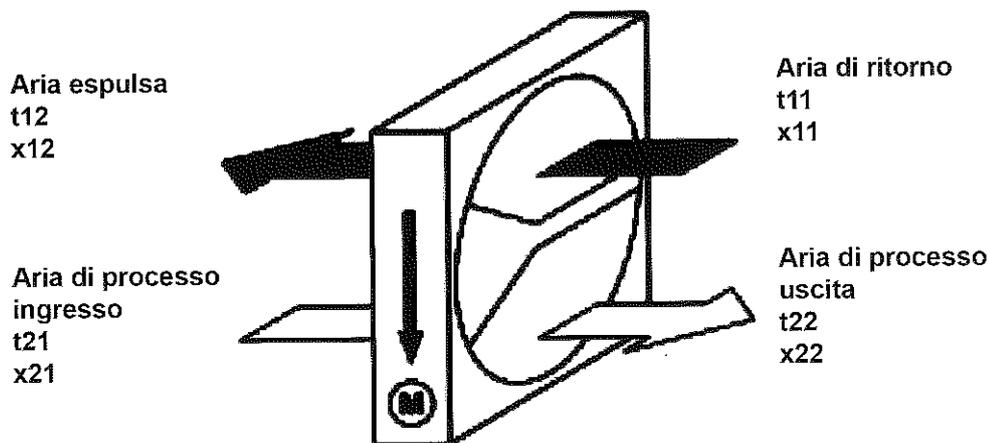


Figura 12 - Flussi d'aria in ingresso e in uscita dallo scambiatore

Il compito dell'umidificatore sul lato di ritorno dell'aria è l'incremento dell'efficienza di scambio termico nello scambiatore di calore. L'aria in uscita dall'edificio, già con un'umidità relativa elevata, viene portata vicino al punto di saturazione e quindi raffreddata adiabaticamente. In questo modo è capace di riscaldarsi nuovamente nello scambiatore posto subito dopo l'umidificatore e di raffreddare l'aria di processo (raffreddamento evaporativo indiretto).

Si tratta di un umidificatore composto da una vaschetta forellata posta superiormente ad un pacco di carta impregnata di resine fenoliche, con pompa e filtro. Il suo rendimento di progetto è dell'83%.

I due ventilatori per l'immissione e l'estrazione dell'aria sono predisposti con un inverter per la regolazione a portata variabile. La portata nominale è di 1.250 m<sup>3</sup>/h.

Altri componenti, oltre i filtri a tasche rigide, sono le serrande laterali (serranda invernale sul lato di processo e serranda di bypass sul lato di rigenerazione), che si aprono e, chiudono secondo la stagione e la percentuale dell'aria di ritorno, che non deve necessariamente attraversare la ruota DEC, e quindi può essere bypassata.

**L'Unità di Trattamento Aria - Funzionamento invernale**

Nel periodo invernale il flusso d'aria segue un percorso diverso. Non essendo necessaria alcuna deumidificazione, la ruota DEC è spenta. Per evitare una perdita di carico inutile, l'aria esterna entra dalla "serranda inverno" sul lato processo fra ruota DEC e scambiatore sensibile. Sul lato di ritorno la serranda del bypass è aperta in modo che l'aria esca prima della seconda batteria calda.

Il calore fornito dai collettori solari alimenta il soffitto radiante e la batteria di immissione all'interno dell'UTA (che prima era la seconda batteria fredda). Questo modo di funzionamento permette di utilizzare una temperatura del fluido caldo ad un livello termico relativamente basso. In giornate di sole l'accumulo raggiunge facilmente la temperatura minima di circa 35 °C. Quando l'irradiazione solare porta l'accumulo a temperature più alte, le temperature di alimentazione vengono regolate tramite miscelazione (valvole a tre vie). In caso di scarsa irradiazione il calore necessario viene fornito dalla caldaia.

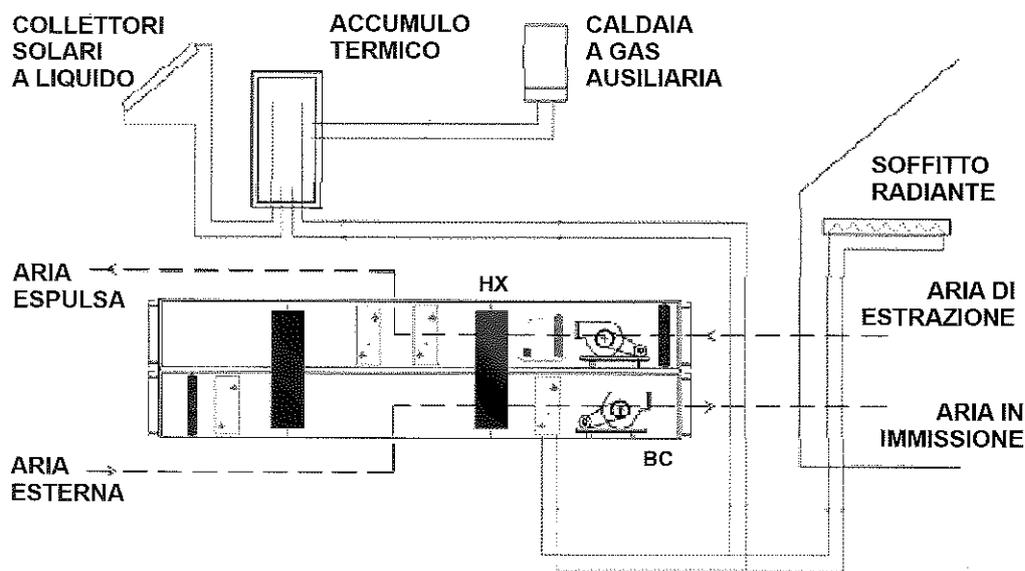


Figura 13 - Schema dell'impianto - funzionamento invernale

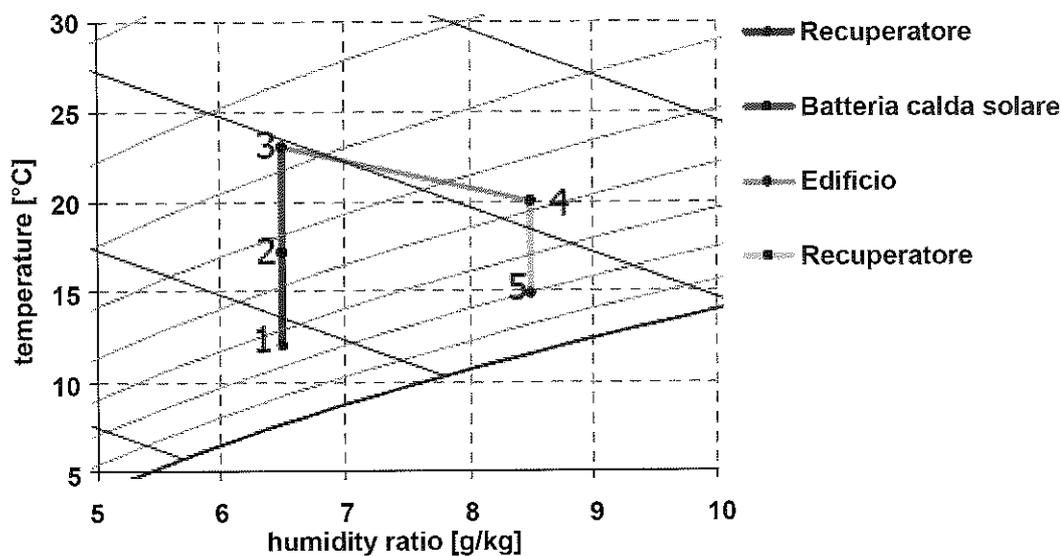


Figura 14 – Processo di trattamento dell'aria nel diagramma di Mollier - funzionamento invernale

In questo caso il ciclo di trattamento dell'aria è molto breve: l'aria esterna, nell'esempio a 12 °C e 6,5 g/kg, dopo essere stata pre-riscaldata nello scambiatore di calore, viene portata a 22 °C nella batteria di immissione.

Dentro l'edificio l'umidità aumenta mentre la temperatura diminuisce leggermente.

L'entalpia maggiore dell'aria in uscita viene sfruttata nel recuperatore, prima che l'aria venga espulsa.

La Figura 15 mostra, infine, lo schema impiantistico di dettaglio.

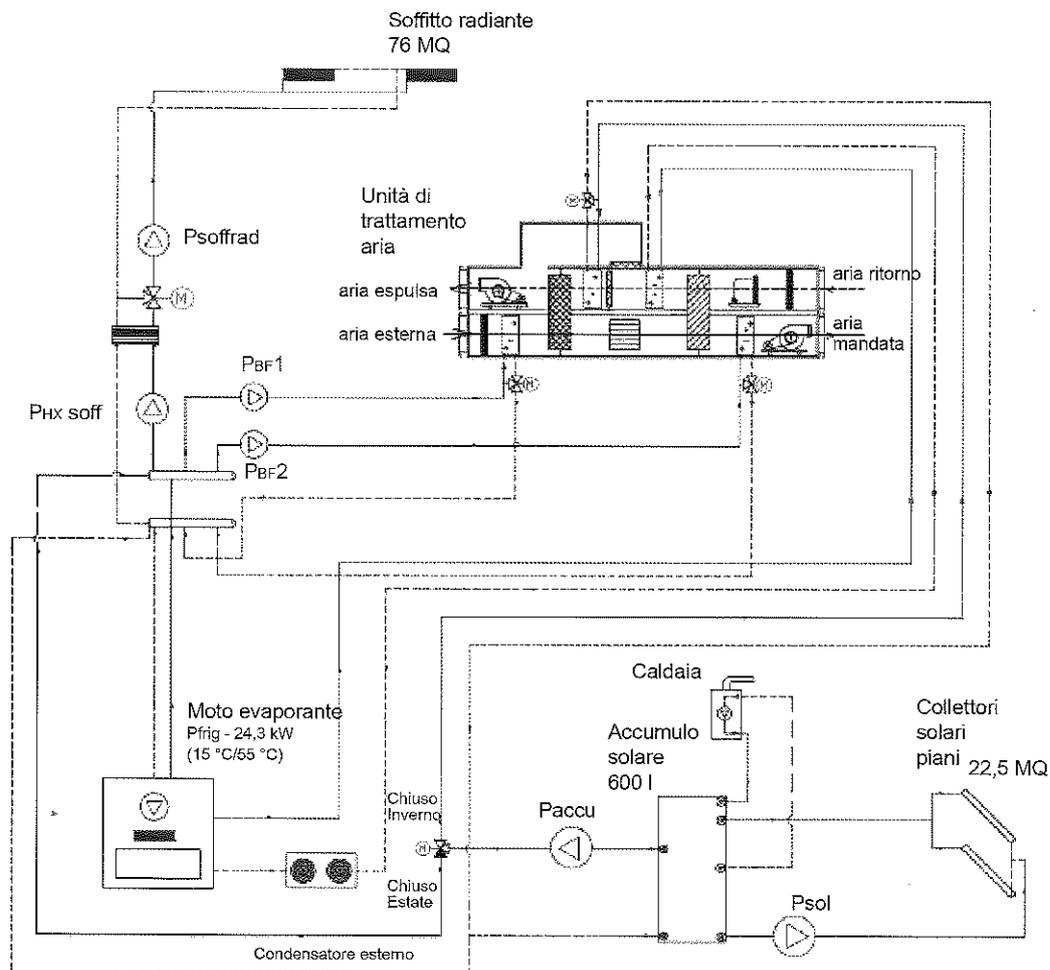


Figura 15 – Schema dell'impianto DEC

### L'impianto solare e l'accumulo caldo

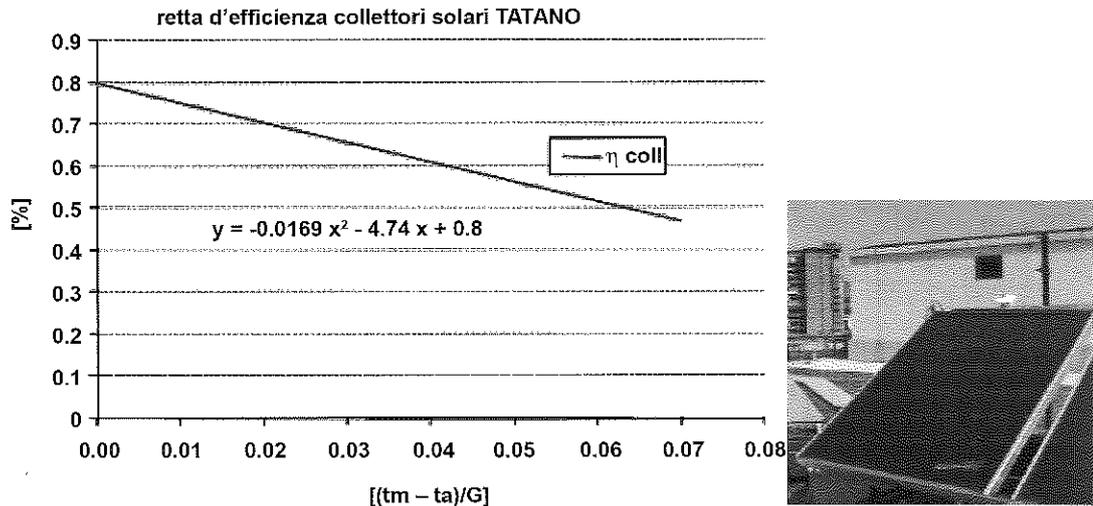
Come già detto inizialmente, l'aspetto che rende questa tecnologia così interessante è l'utilizzo di una fonte energetica rinnovabile per la produzione di energia frigorifera al posto della solita fonte convenzionale. Questa parte dell'impianto, quindi, merita un'attenzione particolare, anche se la sua tecnologia in fondo è molto più semplice di quella delle altre parti dell'impianto.



Figura 16 – Collettori solari installati sul terrazzo

Sullo stesso terrazzo sono stati installati 10 moduli di collettori solari piani con superficie selettiva, di un'area effettiva totale di 22,5 m<sup>2</sup>. I collettori sono esposti a Sud e hanno un'inclinazione di 34°.

I collettori sono prodotti da Tatano s.r.l. La retta di efficienza è riportata in Figura 17.



**Figura 17** – Retta di efficienza dei collettori solari piani

I collettori sono collegati in due serie di cinque moduli ciascuna, ogni circuito con valvola di sicurezza. Le due serie sono collegate con uno schema a ritorno inverso, in modo da equilibrare lo scorrimento del fluido termovettore in ogni collettore, sia per un riscaldamento uniforme all'interno dei singoli collettori, sia dal punto di vista idraulico (perdite di carico). La lunghezza della tubazione di ritorno dall'accumulo verso i collettori supera i 47 m, mentre quella di mandata è di 35 m circa, perciò un buon isolamento termico è ritenuto fondamentale.

Come accumulo solare è stato utilizzato un serbatoio di una capienza di 600 l. Si tratta di un accumulo verticale: il rapporto altezza/diametro di 2,7 permette una buona stratificazione termica.

Per sfruttare questa stratificazione, la mandata calda dai collettori entra nell'accumulo nella parte più alta, mentre il ritorno è posto nella zona più bassa.

La pompa del circuito dei collettori solari è a portata variabile; di solito la mattina, quando si accende l'impianto e le temperature nei collettori sono già elevate, la portata circolante è la massima, per equilibrare al più presto la differenza di temperatura fra i collettori e l'accumulo. Nel corso della giornata la portata viene ridotta notevolmente in modo da dare la possibilità al fluido termovettore di riscaldarsi al massimo e di aumentare la temperatura solo nella parte più alta dell'accumulo.

Durante il funzionamento, la pompa può ridurre automaticamente il *setpoint* impostato in fabbrica e regolarlo in base alle caratteristiche effettive dell'impianto. Questa impostazione assicura un consumo minimo di energia.

Come fluido termovettore è stata utilizzata l'acqua di rete senza aggiunta di glicole (che di solito riduce notevolmente la capacità termica del fluido), data l'assenza di pericolo di gelo.

Considerando i salti termici elevati nel circuito solare (si riscontrano spesso più di 105 °C nei collettori nei momenti di spegnimento della pompa) l'impianto è munito di un vaso d'espansione con capienza di 150 l.

Nel funzionamento invernale, per i periodi di bassa irradiazione solare e richiesta di calore dall'accumulo (temperatura di *setpoint* fra 32 e 35 °C), entra in funzione una caldaia a gas

con potenza nominale di 24 kW. L'acqua di ritorno dalla caldaia esce dall'accumulo all'altezza mediana. Questa disposizione permette un funzionamento contemporaneo della caldaia e dell'impianto solare a certe condizioni. In pratica all'impianto solare viene messa a disposizione la differenza di temperatura presente lungo l'intera altezza dell'accumulo, mentre la caldaia riscalda solamente la parte superiore dell'accumulo.

### La macchina frigorifera ausiliaria

Il ciclo *Desiccant Cooling* comprende un trattamento di raffreddamento evaporativo indiretto per abbassare la temperatura dell'aria all'uscita dalla ruota deumidificante. Nel caso di carichi latenti elevati e di temperature estive tale processo può non essere sufficiente. Questo tipo di impianto richiede quindi una produzione di freddo mediante un dispositivo ausiliare.

L'intenzione nella realizzazione del progetto era di integrare il ciclo di refrigerazione nel ciclo DEC, per poter sperimentare un incremento di efficienza in ognuno dei due cicli. La scelta della macchina frigorifera è ricaduta sulla tipologia aria-acqua con un condensatore ad aria esterna con una modifica nel circuito sul lato vapore. In tal modo si è sfruttata la possibilità di "condurre" il ciclo del fluido frigorifero all'interno dell'UTA, in modo da sfruttare parte del calore di condensazione per un pre-riscaldamento dell'aria di rigenerazione.

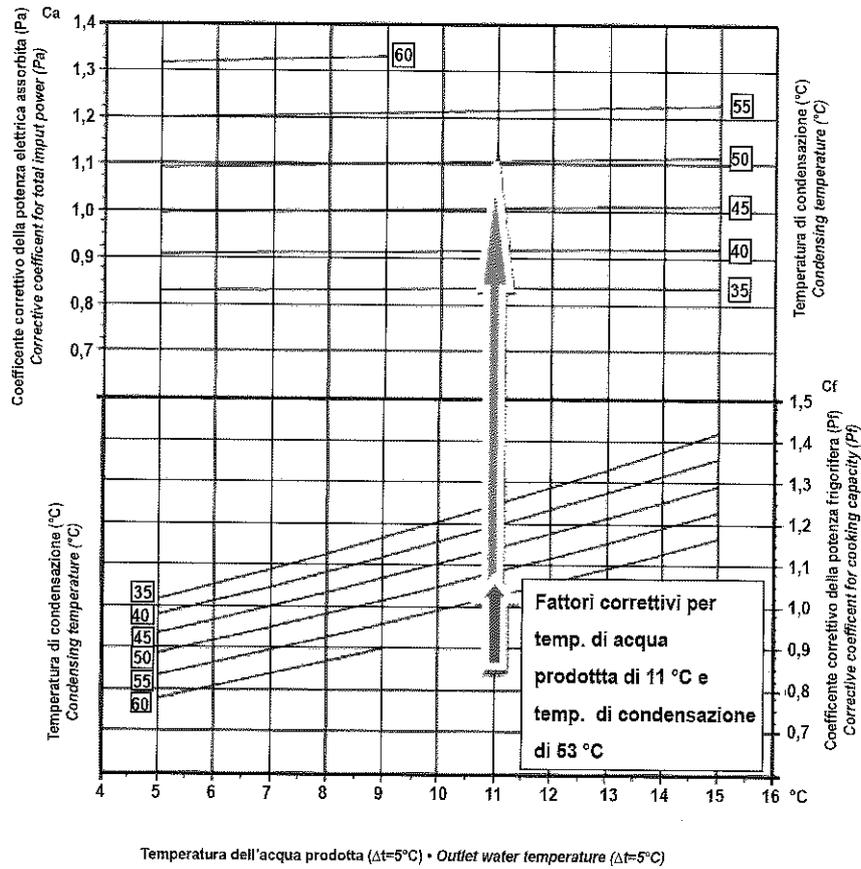
Dall'altra parte, il pre-raffreddamento del fluido favorisce il processo di condensazione, aumentando così l'efficienza della macchina.

La motoevaporante impiegata è un prodotto della ditta AERMEC, del tipo NRW 77EA.

I dati tecnici più importanti sono:

- potenza frigorifera: 19,8 kW
- potenza assorbita totale: 5,7 kW
- E.E.R. (C.O.P.) 3,47 (per  $t_{chill} = 7\text{ °C}$  e  $t_{cond} = 45\text{ °C}$ ,  $\Delta t = 5\text{ °C}$ )
- accumulo freddo: 100 l

I dati di prestazione valgono per le rispettive temperature di esercizio indicate dal produttore. Per temperature differenti il produttore fornisce i seguenti nomogrammi per correggere la potenza frigorifera e l'assorbimento elettrico:

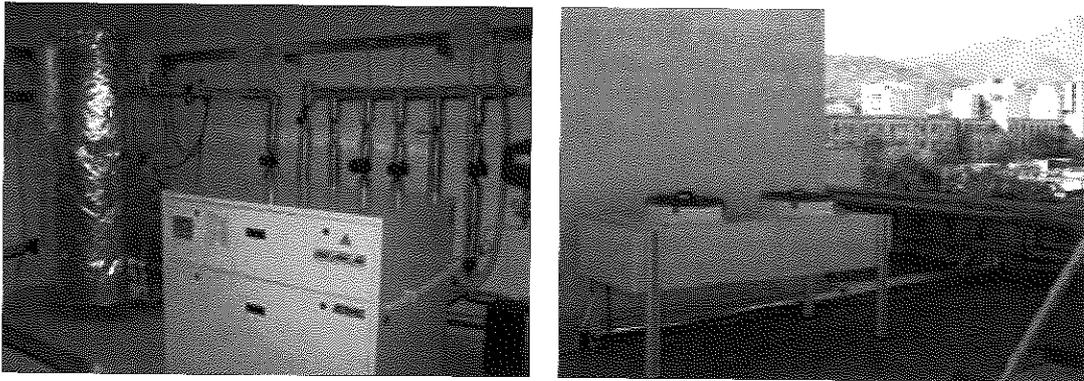


**Figura 18** – Fattori di correzione per la potenza frigorifera e l'assorbimento elettrico per la motoevaporante

Dal nomogramma nella Figura 18, con le temperature dell'impianto in studio, risulta un fattore correttivo di 1,12 per l'assorbimento elettrico e di 1,2 per la potenza frigorifera.

Possiamo dunque assumere una potenza frigorifera di 23,8 kW e un assorbimento elettrico di 6,4 kW.

Il COP della macchina è, quindi, di 3,72.



**Figura 19** – Motoevaporante, accumulatore solare e condensatore esterno

### Il soffitto radiante

La parte sensibile del carico del locale deve essere coperta per la maggior parte dai pannelli radianti che coprono il soffitto del locale del laboratorio, cioè dell'ambiente da condizionare.

Si è visto tuttavia che la potenza del soffitto non era sufficiente a neutralizzarli interamente.

Il soffitto è realizzato con pannelli metallici microforati del modello GK 60 × 120 prodotto da Giacomini spa.

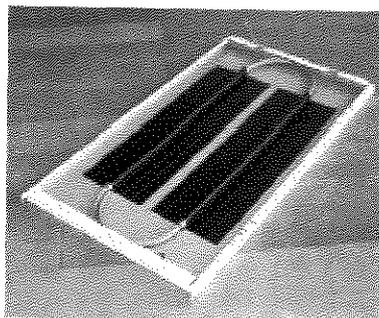
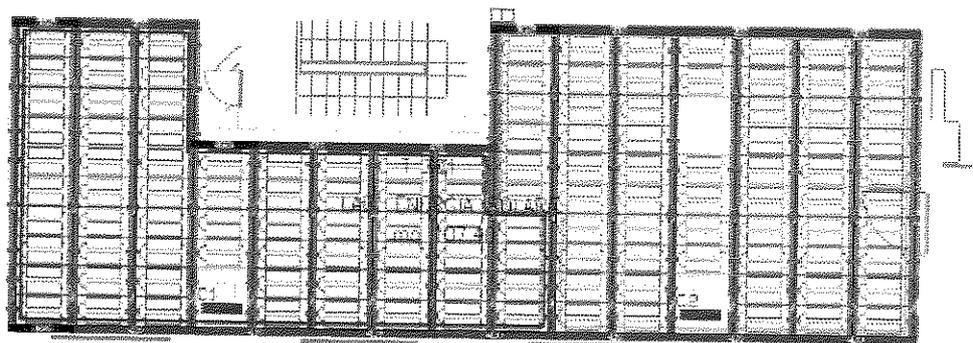


Figura 20 – Soffitto radiante con due collettori (sopra); pannello (sotto)

Il tipo di soffitto è stato testato e certificato dal laboratorio tedesco WSPLab Stuttgart secondo le Norme DIN 4715-1 e prEN 14240. Il rendimento specifico dei pannelli si definisce in dipendenza dalla differenza logaritmica fra la temperatura media del fluido e la temperatura dell'aria dell'ambiente. Dai test eseguiti risultano le rette di efficienza specifica (riferita al m<sup>2</sup> di superficie attiva del soffitto) per il funzionamento estivo e invernale come seguono:

$$q_{cool} = 6,747 \times \Delta t^{1,050} \text{ per il raffreddamento} \quad \text{e} \quad q_{heat} = 4,4 \times \Delta t^{1,1078} \text{ per il riscaldamento}$$

In base a queste definizioni, con un  $\Delta t$  estivo di 16 °C / 18,5 °C e un  $\Delta t$  invernale di 35 °C / 33 °C si sono calcolate le prestazioni di progetto, secondo cui il carico sensibile estivo poteva essere coperto dal soffitto per il 40% e quello invernale per il 37%.

Ne risulta, quindi, che l'impianto di ventilazione si deve assumere il carico sensibile restante, oltre a quello latente.

Come si vede dallo schema, fra il collettore freddo alimentato dalla motoevaporante e i collettori del soffitto è stato aggiunto uno scambiatore di calore a piastre con una potenza termica di 15 kW. La temperatura di mandata del fluido nel soffitto viene regolata tramite una valvola a tre vie prevista nel circuito secondario.

Il soffitto è controllato da una centralina di regolazione con una sonda di temperatura esterna e un termostato interno. L'interfaccia dei due sistemi di regolazione (UTA DEC e soffitto radiante) è uno degli aspetti prioritari delle ricerche con questo impianto.

### Il sistema di monitoraggio, regolazione e controllo

Oltre allo studio e alla sperimentazione di varie metodologie di regolazione, che mirano all'ottimizzazione del funzionamento insieme dei componenti e sottogruppi dell'impianto, il monitoraggio ha avuto un ruolo molto importante in questa fase di lavoro.

L'acquisizione dei dati, il monitoraggio e il controllo dell'intero sistema sono stati realizzati su piattaforma LabView.

La regolazione dell'unità di trattamento prevede sei modi di funzionamento per le diverse condizioni di carico sulla base dei quali vengono attivati o disattivati gli elementi che compongono il sistema. Le principali variabili monitorate, sulla base delle quali il sistema commuta da una modalità di funzionamento ad un'altra, sono l'umidità assoluta e la temperatura dell'aria di ritorno dall'edificio.

La Figura 21 e la Tabella 3 riportano la logica di regolazione implementata nel sistema di controllo dell'impianto.

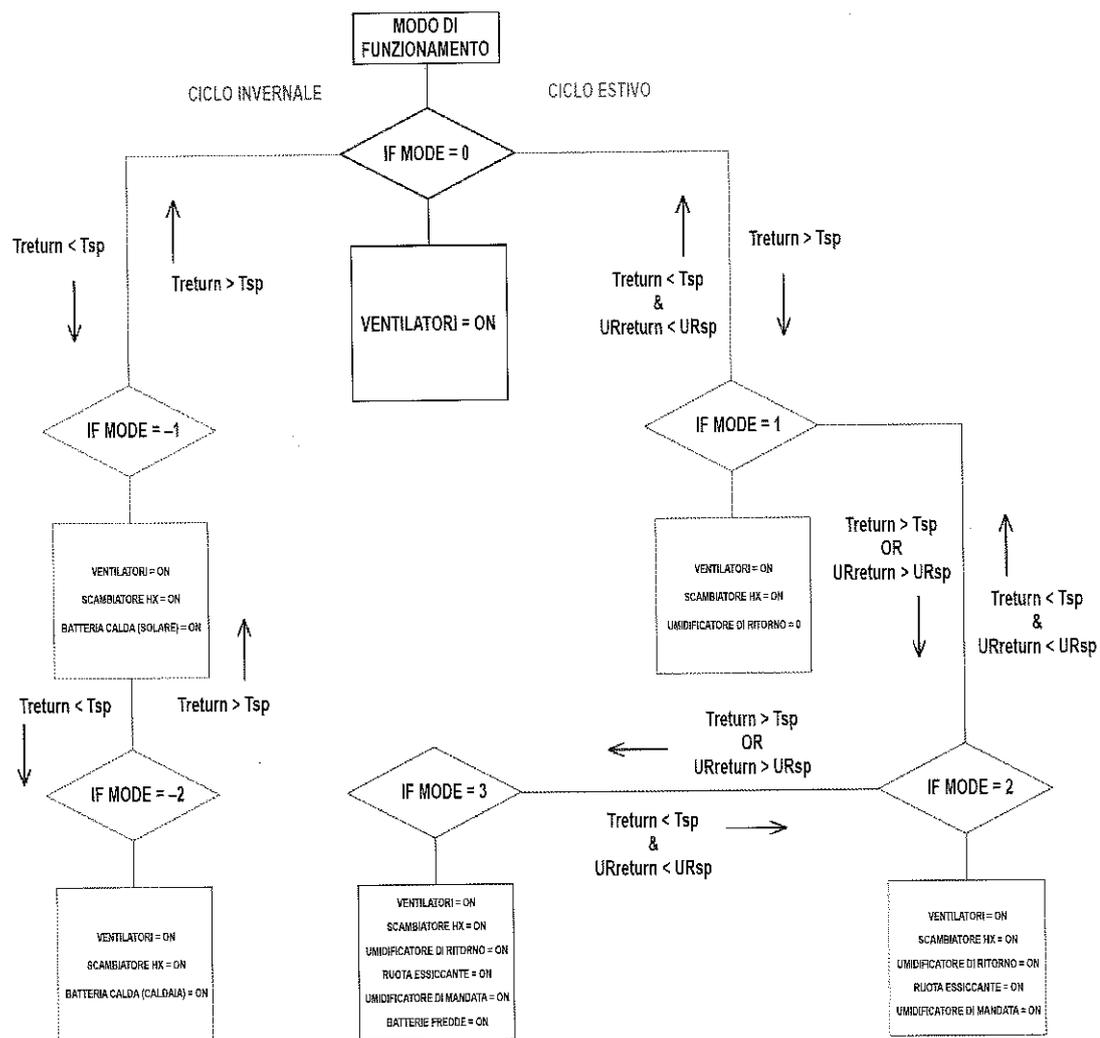


Figura 21 – Logica di regolazione dell'unità di trattamento desiccant cooling

Tabella 3 - Controllo dei componenti dell'impianto desiccant cooling

|      |                           | COMPONENTI ATTIVI |                 |                   |                     |                 |                |                    |                 |                                |
|------|---------------------------|-------------------|-----------------|-------------------|---------------------|-----------------|----------------|--------------------|-----------------|--------------------------------|
| MODE |                           | Ruota deumidific. | Impianto solare | Scambiatore sens. | Umidificat. ritorno | Ventilatori m/r | Motoevaporante | Caldaia ausiliaria | BC aria mandata | CONDIZIONE                     |
| -2   | Riscald. solare e aux.    |                   | •               | •                 | •                   | •               |                | •                  | •               | $T$ ritorno < $T$ setpoint     |
| -1   | Riscald. recuperativo     |                   |                 | •                 | •                   | •               |                |                    |                 | $T$ ritorno < $T$ setpoint     |
| 0    | Ventilazione              |                   |                 |                   |                     | •               |                |                    |                 | $T$ rit. & RH rit. accettabile |
| 1    | Raffredd. evap. indiretto |                   |                 |                   |                     | •               | •              |                    | •               | $T$ ritorno > $T$ setpoint     |
| 2    | Desiccant Cooling         | •                 |                 | •                 | •                   | •               | •              |                    | •               | $T$ rit. or RH rit. > setpoint |
| 3    | Desiccant Cooling. + aux. | •                 |                 | •                 |                     | •               | •              | •                  | •               | $T$ rit. or RH rit. > setpoint |

Nel ciclo estivo, partendo dalla modalità ventilazione MODE=0, nella quale non è realizzato alcun trattamento attivo dell'aria, il sistema commuta in MODE=1 se le condizioni di temperatura dell'aria interna lo richiedono, attivando il ciclo di raffreddamento evaporativo indiretto. Se le prestazioni del sistema, in termini di temperatura e umidità raggiunte, non sono sufficienti, allora il sistema commuta nella modalità successiva MODE=2 dove viene realizzato il ciclo di trattamento dell'aria *desiccant cooling*. Se, a causa dell'aumento del carico interno o dell'aggravarsi delle condizioni dell'aria esterna, il sistema non è più in grado di garantire le condizioni di progetto all'interno del locale, allora esso commuta in MODE=3 nel quale al ciclo di trattamento *desiccant cooling* si aggiungono le due batterie di raffreddamento ausiliarie.

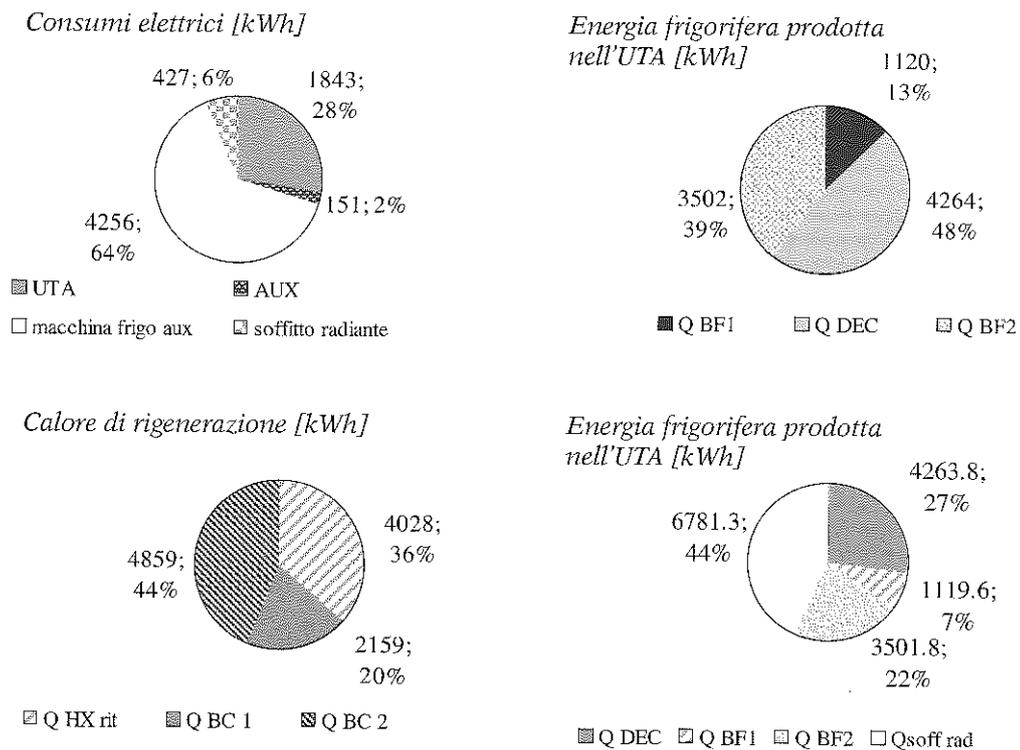
Nel ciclo invernale, partendo dalla modalità ventilazione MODE=0, nella quale non è realizzato alcun trattamento attivo o passivo dell'aria, il sistema commuta in MODE=-1 se le condizioni di temperatura dell'aria interna lo richiedono, attivando il ciclo di riscaldamento per mezzo del calore di recupero dallo scambiatore sensibile. Se le prestazioni del sistema non sono sufficienti a portare la temperatura al valore desiderato, allora il sistema commuta nella modalità successiva MODE=-2 nel quale viene prelevata acqua calda dall'accumulo solare per alimentare la batteria calda sul lato dell'aria di processo.

### Le prestazioni dell'impianto

Il funzionamento dell'impianto è costantemente monitorato dal sistema di controllo con cadenza temporale di cinque minuti. Nel seguito sono riportati i risultati di alcuni dati relativi alle prestazioni mensili e stagionali dell'impianto.

Il valore medio stagionale dell'efficienza dei collettori è del 39%.

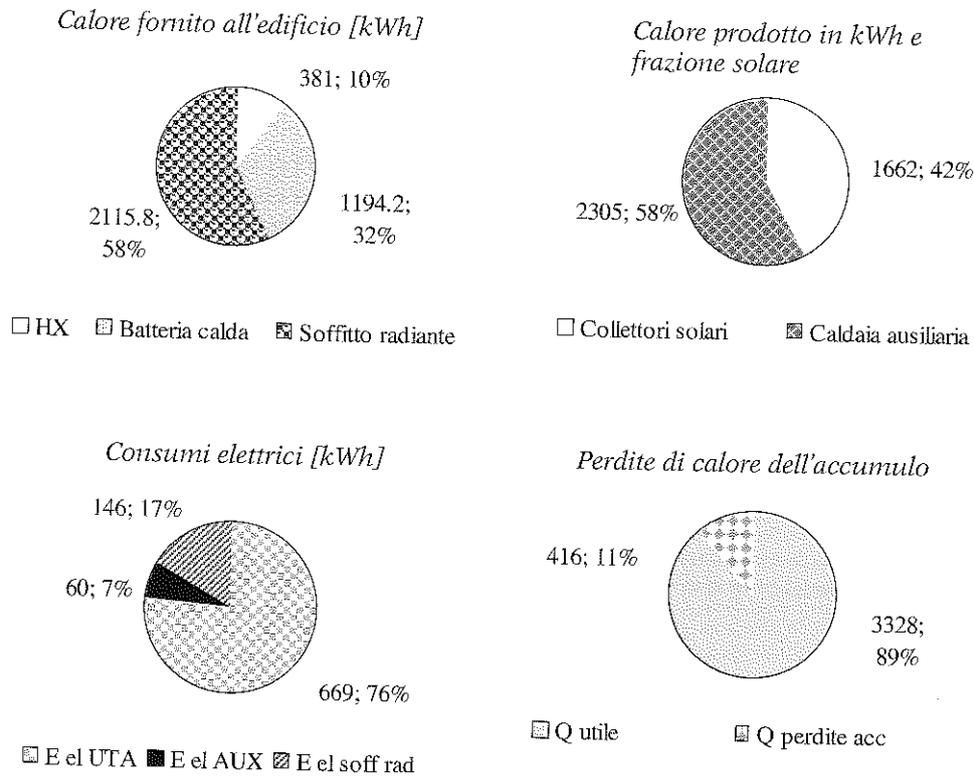
Il risultati relativi all'intera stagione estiva sono riportati in Figura 22. L'energia frigorifera prodotta nell'intera stagione estiva dalla sezione DEC dell'UTA copre circa il 48% del totale sensibile e latente prodotto dall'UTA stessa con l'ausilio delle due batterie aggiuntive, e il 27% del carico totale dell'edificio (considerando anche il contributo sensibile del soffitto).



**Figura 22** – Valori stagionali relativi al funzionamento estivo (BF1= batteria di pre-raffreddamento, BF2= batteria di immissione, BC1= batteria condensante, BC2= batteria calda circuito solare)

Il funzionamento invernale risulta molto più semplice. Il grafico in Figura 23 mostra la potenza termica fornita ai locali riscaldati dall'UTA (incluso il contributo dello scambiatore di calore), dalla batteria di riscaldamento e dal soffitto radiante, entrambi collegati all'impianto solare.

La Figura 23 mostra i risultati in modalità invernale relativi al periodo dicembre 2009 - gennaio 2010. Si può notare che il 44% dell'energia termica fornita all'edificio proviene dall'UTA e che il recupero termico copre circa un quarto di quest'ultima. La Frazione Solare dell'impianto solare è stata pari al 41%. Circa l'80% dell'elettricità è stato consumato dai ventilatori. Infine, il serbatoio ha disperso circa il 13% del calore accumulato.



**Figura 23** – Valori stagionali relativi al funzionamento invernale (AHU=UTA, HX= scambiatore di calore)

Nel complesso l'impianto funziona secondo le aspettative progettuali. In termini di risparmio energetico, l'indicatore di risparmio di energia primaria è pari al 60% nella stagione estiva e al 70% nella stagione invernale.

**Crediti**

Il presente capitolo prende spunto da numerose pubblicazioni svolte dal gruppo di lavoro del DREAM che comprende, oltre all'autore, Pietro Finocchiaro, Bettina Nocke e Massimiliano Luna.



**© Copyright 2010 by Maggioli S.p.A.**  
**Maggioli Editore è un marchio di Maggioli S.p.A.**  
**Azienda con sistema qualità certificato ISO 9001: 2000**

*47822 Santarcangelo di Romagna (RN) • Via del Carpino, 8*  
*Tel. 0541/628111 • Fax 0541/622020*  
*www.maggioli.it/servizioclienti*  
*e-mail: servizio.clienti@maggioli.it*

Diritti di traduzione, di memorizzazione elettronica, di riproduzione  
e di adattamento totale o parziale con qualsiasi mezzo sono riservati per tutti i Paesi.

Finito di stampare nel mese di ottobre 2010  
dalla Litografia Titanlito s.a.  
Dogana (Repubblica di San Marino)

---

|        |   |      |     |
|--------|---|------|-----|
| 7.3.3. | Esborsi investimento iniziale .....                             | Pag. | 209 |
| 7.3.4. | Avvio di produzione .....                                       | »    | 209 |
| 7.4.   | Guida all'utilizzo del software SimulSolar_Pro1.0 .....         | »    | 210 |
| 7.4.1. | Dati generali .....   | »    | 211 |
| 7.4.2. | Dati tecnici .....  | »    | 211 |
| 7.4.3. | Costi d'investimento .....                                      | »    | 212 |
| 7.4.4. | Costi operativi .....   | »    | 214 |
| 7.4.5. | Finanziamento .....   | »    | 215 |
| 7.5.   | Riduzione delle emissioni in atmosfera di CO <sub>2</sub> ..... | »    | 219 |

### **Capitolo VIII - Relazioni tecniche di progetto**

|      |   |   |     |
|------|---|---|-----|
| 8.1. | Progetto 1 – Relazione tecnico-progettuale di un impianto di <i>solar cooling</i> con macchina frigorifera ad assorbimento da 35 kW ..... | » | 225 |
| 8.2. | Progetto 2 – Progettazione, realizzazione e monitoraggio di un impianto solar dessicant and evaporative cooling (DEC) .....               | » | 253 |