



Ricerca di Sistema elettrico

## Prototipo di condizionatore d'aria compatto solar DEC, sistema Frescoo Office: modifiche e risultati della campagna invernale e seconda campagna estiva

*N. Calabrese, A. Mariani, F. Rea*

PROTOTIPO DI CONDIZIONATORE D'ARIA COMPATTO SOLAR DEC, SISTEMA FREESCOO OFFICE: MODIFICHE  
E RISULTATI DELLA CAMPAGNA INVERNALE E SECONDA CAMPAGNA ESTIVA

N. Calabrese, A. Mariani (ENEA), F. Rea (Università degli studi di Roma "La Sapienza)

Settembre 2015

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2014

Area: RAZIONALIZZAZIONE E RISPARMIO NELL'USO DELL'ENERGIA ELETTRICA

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo:: Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA FREESCOO.....	5
1.1 CICLO DELL'ARIA.....	6
2 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO .....	11
2.1 COMPONENTI PRINCIPALI DELL'IMPIANTO .....	11
2.1.1 <i>Apparato solare</i> .....	11
2.1.1 <i>Il ventilatore solare</i> .....	12
2.1.2 <i>Letti adsorbenti in silica gel</i> .....	12
2.1.3 <i>Torre evaporativa</i> .....	13
2.1.4 <i>Ventilatore principale</i> .....	14
2.1.5 <i>Scambiatore di calore evaporativo a pacco</i> .....	15
2.1.6 <i>Pompa di circolazione dell'acqua</i> .....	16
2.1.7 <i>Elettrovalvola</i> .....	17
2.2 SISTEMA DI MONITORAGGIO ED ACQUISIZIONE DATI.....	17
2.2.1 <i>Sensori di umidità</i> .....	17
2.2.2 <i>Sensori di temperatura</i> .....	18
2.2.3 <i>I sensori di velocità</i> .....	18
2.2.4 <i>Misure di portata lato aria trattata</i> .....	18
2.2.5 <i>Piranometro</i> .....	19
2.2.6 <i>Controllo del funzionamento della macchina</i> .....	20
2.3 DIFFERENZE FRA LA CONFIGURAZIONE 2014 E QUELLA 2015 .....	20
3 DESCRIZIONE DEL SISTEMA FISICO .....	24
3.1 DESCRIZIONE DELL'EDIFICIO DI PROVA .....	25
3.2 SEGNALI ACQUISITI: MISURATI E CALCOLATI.....	27
3.2.1 <i>Formule delle grandezze calcolate</i> .....	29
3.3 IL CICLO DELL'ARIA .....	30
3.4 SCAMBIATORE EVAPORATIVO .....	32
3.5 LETTI ADSORBENTI .....	33
4 CAMPAGNA DI MISURE ESTIVA.....	34
4.1 PERIODO I.....	34
4.2 PERIODO II.....	42
4.3 PERIODO III.....	50
4.4 CONFRONTO FRA LE TRE LOGICHE DI CONTROLLO .....	56
5 RISULTATI CAMPAGNA INVERNALE .....	63
CONCLUSIONI .....	68
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	69

## Sommario

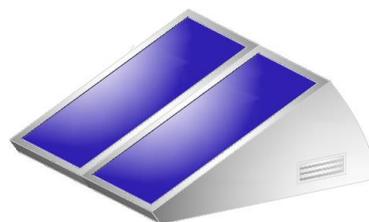
Le attività svolte dal C. R. ENEA Casaccia sono state incentrate sulla modifica rispetto alla sua configurazione 2014, sulla supervisione delle opere di installazione, sul monitoraggio delle prove e sulla valutazione dei risultati di un sistema Solar DEC *freescOO* sviluppato dalla Ditta SOLARINVENT srl. In particolare, così come previsto dall'accordo di programma con ENEA il prototipo installato presso il C. R. ENEA è una unità *office* le cui caratteristiche sono di seguito descritte. Sull'idea alla base del sistema è depositata una domanda di brevetto per invenzione industriale al momento in fase di valutazione come PCT.

---

Caratteristiche principali modello *freescOO office*:

---

Superficie collettori solari: 4,8 m<sup>2</sup>  
Dimensioni in pianta: 2,4 x 2 m<sup>2</sup>  
Portata d'aria immessa in ambiente: 1000 m<sup>3</sup>/h  
Portata d'aria di rinnovo: 500 m<sup>3</sup>/h  
Potenza frigorifera max: 5.5kW (Test = 35°C xest =14 g/kg)  
Potenza elettrica assorbita: 0,25kW



---

I componenti principali della macchina sono il collettore solare ad aria ibrido termico/fotovoltaico, due letti adsorbenti al gel di silice, una torre di raffreddamento integrata, uno scambiatore di calore evaporativo a piastre, due ventilatori, uno detto principale e uno solare, una pompa di circolazione dell'acqua della torre e altri piccoli attuatori necessari per realizzare il processo di trattamento dell'aria.

L'unità *freescOO office* si trova posizionata all'esterno dell'edificio di prova adiacente alla "Scuola delle Energie" dove è stato creato un massetto in cemento di 4 x 3,5 m<sup>2</sup>.

Le attività di ricerca svolte sull'unità *office* si sono concentrate soprattutto sui seguenti aspetti:

1. Assistenza durante i lavori di modifica eseguiti sull'impianto dalla ditta Solar invent alla fine del mese di Giugno che hanno riguardato:
  - Sostituzione, rispetto alla configurazione della macchina del 2014, dello scambiatore evaporativo a pacco; eliminazione della pompa dello scambiatore evaporativo e sostituzione con due elettrovalvole alimentate direttamente dalla pressione di rete.
  - Sostituzione della valvola di commutazione dei due letti adsorbenti.
  - Sostituzione del ventilatore solare.
2. Aggiornamento dell'intero sistema di monitoraggio.
3. Installazione di quattro sonde di velocità per il calcolo puntuale delle portate di aria in mandata, in uscita dal letto adsorbente, nel circuito del collettore solare e di ritorno dall'edificio.
4. Caratterizzazione delle prestazioni del nuovo scambiatore evaporativo rispetto a quello sostituito. Nell'analisi svolta nel 2014 infatti lo scambiatore di calore ha riportato una non sufficiente potenza di raffreddamento a causa della non perfetta bagnabilità delle sue pareti. Il nuovo scambiatore presenta pareti rivestite con la tecnica della floccatura per una migliore bagnabilità.
5. Confronto tra le potenze frigorifere e delle efficienze di scambio termico nelle due configurazioni.
6. Analisi dei dati di monitoraggio in termini di prestazioni istantanee, giornaliere e mensili.

## 1 Principio di funzionamento del sistema frescoo

L'innovativo climatizzatore FREESCOO office è stato progettato per essere compatto e svolgere funzioni di ventilazione, deumidificazione e raffreddamento (successivamente verrà studiato anche in funzione di riscaldamento invernale) utilizzando solamente il calore fornito dal sole.

Il sistema è composto di un involucro in alluminio, entro il quale sono alloggiati tutti i componenti della macchina: in questo modo si è garantita una compattezza della macchina e soprattutto un suo confinamento rispetto agli agenti atmosferici esterni ed una barriera per l'ingresso di animali. Sulla parte superiore dell'involucro sono montati collettori solari di tipo termico e fotovoltaico come è mostrato nella figura 1.1 rappresentante la vista del sistema FREESCOO office.



**1.1 Il sistema FREESCOO**

All'interno dell'involucro, calettati sul telaio in acciaio, trovano alloggio i diversi componenti necessari al corretto funzionamento della macchina; i principali sono:

- due letti adsorbenti;
- un ventilatore principale;
- uno scambiatore di calore evaporativo a pacco e a flussi incrociati;
- una torre di raffreddamento integrata;
- un ventilatore solare;
- dispositivi ausiliari per il processo di trattamento dell'aria.

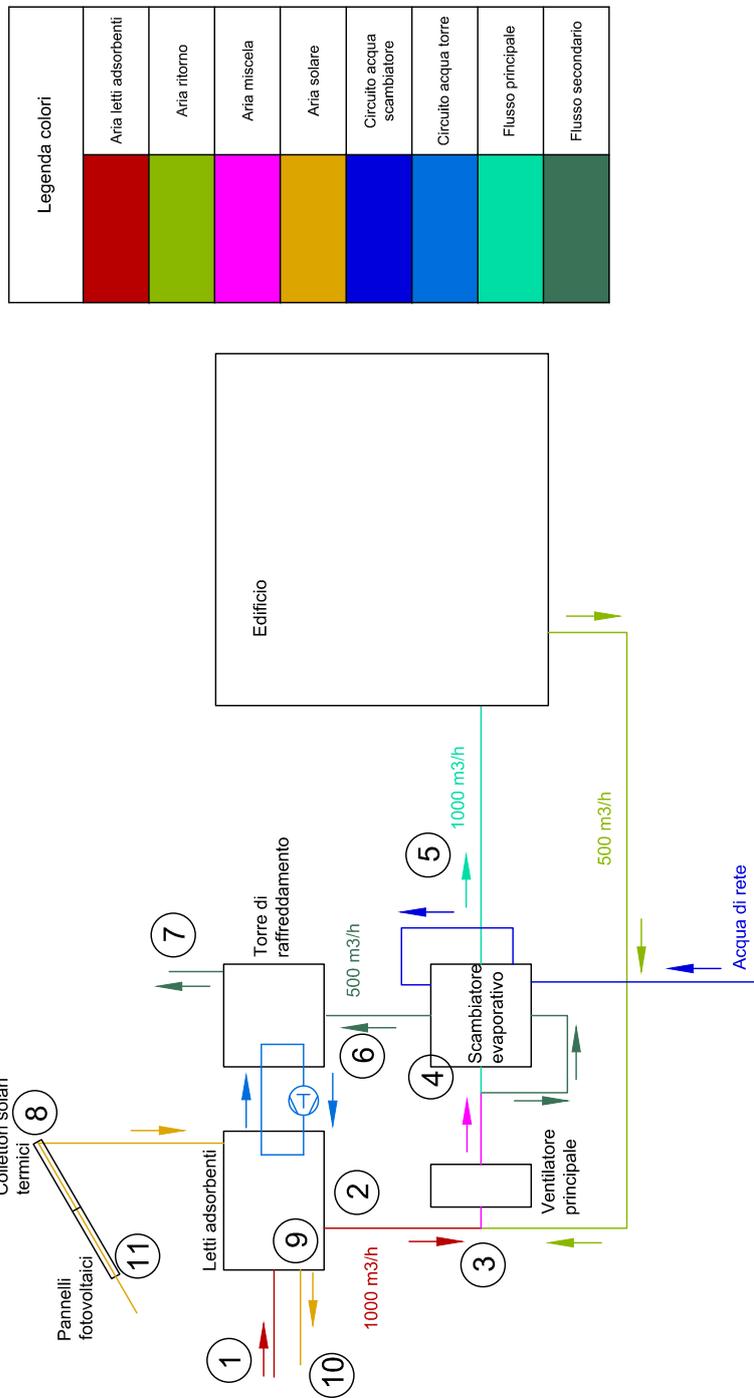
Le caratteristiche tecniche dell'impianto FREESCOO office sono:

- dimensioni impianto in pianta:  $2,4 \times 2 \text{ m}^2$ ;
- superficie totale dei collettori solari:  $4,8 \text{ m}^2$ ;
- inclinazione pannelli:  $25^\circ$ ;
- portata d'aria immessa in ambiente:  $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ ;
- potenza frigorifera massima:  $5,5 \text{ kW}$  (Test =  $35^\circ\text{C}$ ,  $x_{\text{est}} = 14 \text{ g/kg}$ );
- potenza elettrica assorbita:  $0,25 \text{ kW}$ .

1.1 Ciclo dell'aria

Il prototipo sfrutta una particolare sequenza di trattamenti dell'aria tali da permettere il controllo della temperatura e dell'umidità relativa dell'ambiente servito.

Con riferimento alle figure 1.2 è descritto il ciclo dell'aria, spiegando le trasformazioni che la stessa subisce nel passaggio attraverso i componenti dell'impianto.



1.2 Schema di impianto

- a) Una corrente di aria calda e umida, con portata pari al 100% di quella immessa nell'edificio da climatizzare (1000 m<sup>3</sup>/h), è prelevata (1) dall'ambiente esterno e (figura 1.3), dopo aver attraversato

un filtro per la rimozione di pollini e particelle solide contenute nell'aria ambiente, è inviata ad un letto riempito con silica gel, che opera la deumidificazione abbassandone l'umidità relativa; l'aria subisce anche un primo e lieve raffreddamento grazie a tubi alettati che attraversano il letto adsorbente (figura 1.4) e che ricevono acqua fredda proveniente dalla torre di raffreddamento integrata. Come verrà meglio illustrato nel seguito, i letti adsorbenti presenti nella macchina sono due per garantirne la continuità di funzionamento; infatti mentre un letto opera la deumidificazione dell'aria da trattare, l'altro è in fase di rigenerazione. Sono presenti pertanto due sezioni attraverso cui passa l'aria (e conseguentemente due filtri antipolline), una posta sulla faccia frontale del prototipo (figura 1.1) e una su quella laterale. Queste sezioni sono alternativamente attraversate dalla portata di aria ambiente aspirata, e dallo scarico dell'aria solare utilizzata per la rigenerazione del letto.



**1.3 Aspirazione - Filtro - Letto adsorbente**



**1.4 Letto adsorbente e tubi di raffreddamento alettati**

- b) L'aria deumidificata e raffreddata in (2) viene miscelata con l'aria di ritorno dall'edificio; la temperatura e l'umidità dell'aria miscelata dipendono dalle caratteristiche dei due flussi secondo il bilancio della potenza termica:

$$\dot{m}_a c_p \Delta T_a = \dot{m}_r c_p \Delta T_r$$

Con 
$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_r} = \frac{\Delta T_r}{\Delta T_a}$$

$$T_m = T_a - \Delta T_a = T_r + \Delta T_r$$

Dove:

$\dot{m}_a$  è la portata dell'aria in uscita dai letti adsorbenti

$\dot{m}_r$  è la portata di aria di ritorno dall'edificio

$c_p$  è il calore specifico a pressione costante

$T_a$  è la temperatura dell'aria in uscita dai letti prima della miscelazione

$T_r$  è la temperatura dell'aria di ritorno dall'edificio prima della miscelazione

$\dot{m}_m$  è la portata dell'aria miscelata e pari al 140% della portata inviata all'edificio

$T_m$  la temperatura dell'aria miscelata

$\Delta T_a$  è il salto di temperatura che l'aria in uscita dai letti subisce a seguito della miscelazione

$\Delta T_r$  è il salto di temperatura che subito dall'aria di ritorno a seguito della miscelazione.

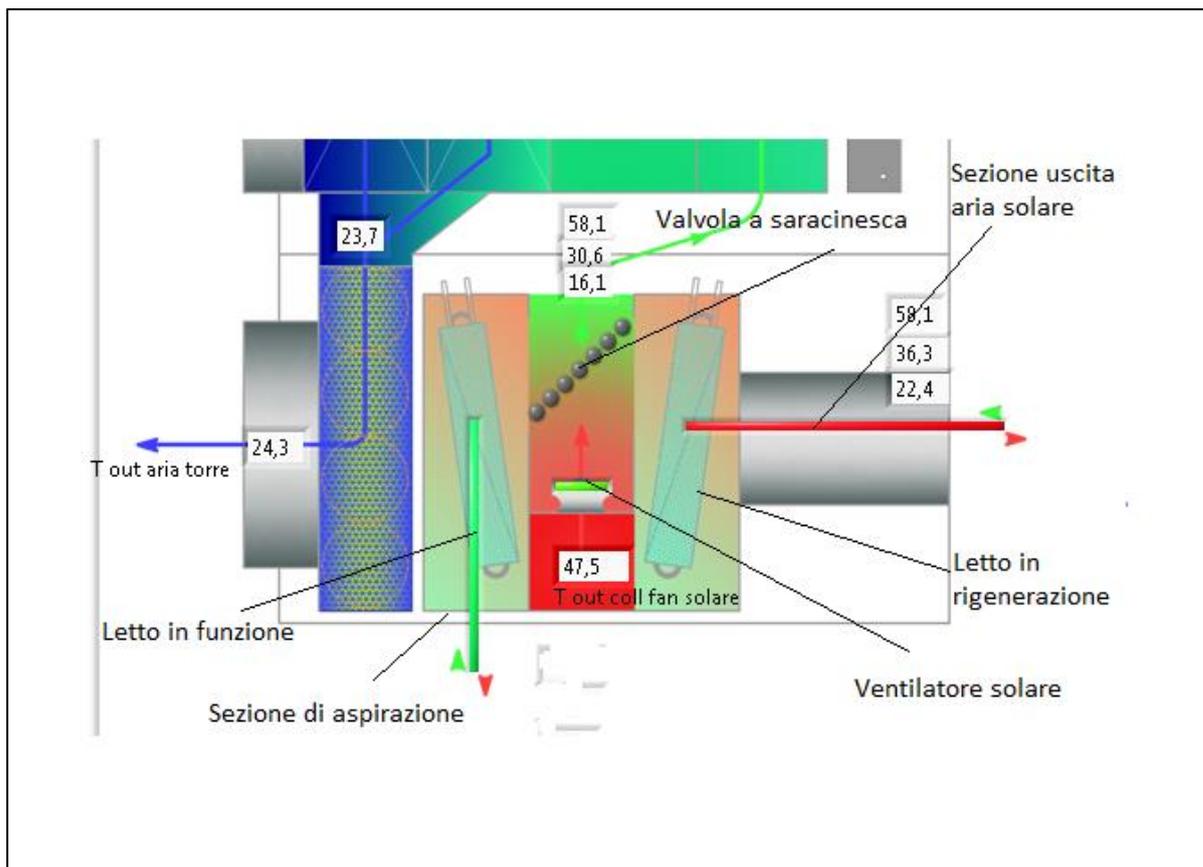
- c) L'aria miscelata viene inviata (3) dal ventilatore principale allo scambiatore di calore evaporativo a pacco. Lo scambiatore evaporativo si compone di due scambiatori di calore incrociati: uno detto diretto che viene bagnato con acqua ed uno indiretto non bagnato. L'aria miscelata entrante (4) viene divisa in due flussi, uno denominato principale (o aria primaria), con portata pari al 100% di quella immessa nell'edificio da climatizzare, è indirizzata verso lo scambiatore indiretto, e l'altro detto secondario (o aria secondaria), con portata pari al 40% di quella inviata all'edificio, entra nello scambiatore diretto. I due flussi incrociati permettono un raffreddamento dell'aria primaria ad opera di quella secondaria. Per produrre l'effetto sopra citato il flusso secondario viene diretto verso il basso, dove attraversa i condotti dello scambiatore diretto preraffreddandosi, e poi indirizzato verso l'alto; lungo questo percorso il flusso entra in contatto con le pareti bagnate dello scambiatore diretto per ottenere l'effetto di evaporazione dell'acqua che bagna le pareti rivestite di floccato, quindi una sottrazione del calore latente di evaporazione ed un conseguente raffreddamento sia del flusso secondario che delle pareti dello scambiatore. Il flusso principale invece è diretto orizzontalmente attraverso i condotti non bagnati dello scambiatore indiretto; non entra in contatto con il flusso secondario, ma gli cede il suo calore per contatto indiretto attraverso le pareti dello scambiatore senza quindi aumentare il suo contenuto di umidità. Al contrario il flusso secondario ha aumentato il suo contenuto di vapor d'acqua. L'aria secondaria confluisce verso la parte superiore dello scambiatore dove sono posizionati quattro ugelli che hanno la funzione di bagnare le pareti dello scambiatore evaporativo; questi sono alimentati direttamente per effetto della pressione idrica della rete: la pressione è controllata per mezzo di un controllore di pressione e fissata al valore di 1 bar al fine di non ottenere nell'iniezione gocce di acqua troppo fini che altrimenti verrebbero catturate e trascinate dal flusso secondario durante l'uscita dallo scambiatore evaporativo a pacco. L'acqua prelevata dalla rete attraversa un primo tubo a spirale, immerso nella bacinella di raccolta, posta nella parte inferiore dello scambiatore, per essere raffreddata; è quindi inviata verso due elettrovalvole che regolano l'intervallo di tempo, di apertura degli ugelli, necessario a bagnare le pareti dello scambiatore. La bacinella di raccolta dello scambiatore di calore a pacco, nella quale confluisce l'acqua spruzzata dagli ugelli e che risulta in eccesso rispetto a quella necessaria a bagnare le pareti dello scambiatore diretto, è in comunicazione con la vasca di raccolta della torre evaporativa per mezzo di un tubo di collegamento. Nella filosofia della macchina l'acqua

che giunge alla vasca di raccolta della torre ha lo scopo di reintegrare quella evaporata nella torre. Con l'accorgimento descritto si rende necessario un solo attacco alla rete idrica.

- d) L'aria primaria raffreddata in (4) è quindi inviata attraverso la mandata (5) all'edificio.
- e) L'aria secondaria, umidificata dopo l'attraversamento dello scambiatore evaporativo, viene invece ceduta alla torre evaporativa (6). Qui investe l'acqua spruzzata tramite degli ugelli per ottenere l'effetto di evaporazione e raffreddamento dell'acqua della torre, per poi essere espulsa nella parte inferiore della torre in (7) (figure 1.5). L'acqua raffreddata è raccolta nella vasca della torre, da questa prelevata e, per mezzo di una pompa di circolazione, è inviata verso i tubi alettati del letto adsorbente in funzione e, successivamente, verso gli ugelli della torre evaporativa per ricominciare il ciclo.
- f) I collettori solari captano la radiazione solare (8) utilizzata per la produzione di aria calda, movimentata dal ventilatore detto "solare" e usata per l'evaporazione dell'umidità immagazzinata nei letti adsorbenti durante la rigenerazione. Per assicurare un funzionamento continuo del sistema sono presenti come detto due letti essiccanti cosicché mentre uno lavora per deumidificare l'aria, l'altro è rigenerato utilizzando il calore proveniente dal campo solare. Come si vede dalla figura 1.6, la freccia rossa indica quale letto è in rigenerazione ed è investito dal flusso di aria calda proveniente dai collettori solari (9), la freccia verde indica quale letto sta contribuendo alla deumidificazione dell'aria. L'aria solare verrà espulsa in (10) una volta contribuito all'essiccamento del letto in silica gel. Nel solo fascio tubiero alettato presente all'interno del letto adsorbente che si trova in funzione viene fatta scorrere l'acqua raffreddata nella torre evaporativa. La gestione alternata della mandata di acqua ai due letti adsorbenti viene eseguita per mezzo di due elettrovalvole. Dopo un certo tempo di funzionamento il sistema di controllo automatico invertirà il funzionamento dei due letti, per mezzo di una valvola a saracinesca, mossa da un motore elettrocomandato, in modo tale da utilizzare il letto appena rigenerato per deumidificare l'aria, sottoponendo l'altro alla sua riattivazione.



**1.5 Ugelli della torre di raffreddamento e condotto del flusso secondario**



1.6 Particolare schermata Labview - Letti adsorbenti

La commutazione dei letti ha inizio cambiando la mandata dell'acqua proveniente dalla torre evaporativa, tramite l'azione delle due elettrovalvole, verso i tubi presenti all'interno del letto in rigenerazione, in modo da abbassarne la temperatura, che a fine rigenerazione è dell'ordine dei 45°C. In questo modo si annulla la portata d'acqua nel letto essiccante in funzione, che continuerà comunque a lavorare fino a che l'altro non raggiungerà la giusta temperatura e lo stato di esercizio. A questo punto la valvola a saracinesca di commutazione dei letti indirizza la portata di aria solare al primo letto adsorbente che verrà ora rigenerato. Il secondo letto ormai riattivato aspira l'aria da trattare.

- g) Il pannello fotovoltaico cattura la radiazione solare (11) trasformandola in energia elettrica utilizzata per il caricamento di due batterie (12) e per la movimentazione dei due ventilatori e della pompa del circuito della torre evaporativa e dei letti adsorbenti.

Il prototipo in esame presenta diversi punti di forza:

- Condizionamento degli spazi abitativi e/o lavorativi (raffreddamento, deumidificazione, ricambio dell'aria);
  - Sistema passivo ovvero efficienza energetica grazie al fotovoltaico che permette al sistema di essere quasi o totalmente autonomo dalla rete elettrica nazionale;
  - Sostanziali risparmi sui costi energetici, anche grazie alla possibilità di accesso ad incentivi nazionali e comunitari in grado di ridurre l'investimento iniziale e i tempi di rientro;
  - ☑ Rispetto dell'ambiente e utilizzo di fonti energetiche rinnovabili;
  - Assenza completa di gas nocivi per l'atmosfera perché l'unico refrigerante utilizzato è l'acqua.
- I letti adsorbenti sono anche una riserva di energia, tradotta nella loro capacità di deumidificazione dell'aria anche nelle ore in cui è assente la radiazione solare.

Le applicazioni del sistema FREESCOO sono diverse: trattamento dell'aria, climatizzazione nel settore residenziale e quello del cosiddetto "commerciale leggero" (uffici, negozi, etc.). Grazie alla sua modularità, si possono raggiungere potenze di deumidificazione elevate. Inoltre, grazie all'uso di pannelli fotovoltaici, si può ipotizzare un suo utilizzo off grid anche in ambienti caratterizzati dall'assenza totale o parziale di energia elettrica, come bungalow o case mobili.

E' configurabile in modo da poter essere installato sia su tetto piano che su tetto a falda.

Sull'idea alla base del sistema è depositata una domanda di brevetto per invenzione industriale al momento in fase di valutazione come PCT.

## 2 Descrizione dell'impianto

### 2.1 Componenti principali dell'impianto

In questo paragrafo sono elencati e descritti i vari componenti dell'impianto FREESCOO:

- Collettori solari termici e fotovoltaici;
- Ventilatore solare;
- Letti adsorbenti in silica gel;
- Torre evaporativa;
- Ventilatore principale;
- Scambiatore di calore evaporativo a pacco;
- Pompa di circolazione dell'acqua del circuito solare;
- Elettrovalvole;
- Strumenti per il monitoraggio e l'acquisizione dei dati sperimentali.

#### 2.1.1 Apparato solare

L'apparato solare è composto da due collettori solari ad aria di 2,4 m<sup>2</sup> ciascuno, aventi il compito di captare la radiazione solare per la produzione di aria calda utilizzata per essiccare e rigenerare i letti adsorbenti, che saranno così pronti per deumidificare l'aria in entrata e da due pannelli fotovoltaici di superficie captante pari a 1,13 m<sup>2</sup> ciascuno.

I collettori termici lavorano con l'aria ed hanno caratteristiche costruttive simili a quelle dei normali pannelli piani vetrati ad acqua. Le differenti proprietà fisiche dei due fluidi comportano però diversità nelle applicazioni e nelle tipologie d'impianto. L'aria circola al disotto di un assorbitore di tipo selettivo, coperto da una lastra di vetro extrachiaro temperato. Poiché il coefficiente di scambio convettivo aria-piastra, a parità di numero di Reynolds, è circa 50 volte più piccolo di quello dell'acqua occorre assicurare all'aria più ampie superfici di scambio. Per questo motivo è stato provvisto l'assorbitore di uno speciale sistema di alettatura che ne aumenta la superficie di scambio di circa 7 volte. L'aria in ingresso ai collettori solari è prelevata dal volume interno della macchina in modo da ottenere un primo incremento di temperatura dovuto al calore trasmesso dai pannelli di rivestimento in lamiera. Prima di subire il riscaldamento nel collettore solare termico, l'aria viene utilizzata per sottrarre il calore generato a causa del surriscaldamento delle celle fotovoltaiche, in modo da raffreddare il laminato fotovoltaico e aumentare la potenza prodotta dalle stesse, facendola passare al disotto dei moduli fotovoltaici posti nella parte bassa dei collettori e dotati di un sistema di alette.

L'andamento della tensione e della corrente al variare della temperatura di esercizio di un pannello fotovoltaico seguono le leggi

$$V_0(T) = V_{oc} + (T_{funz} - T_{st}) * \frac{K_V}{1000}$$
$$I_{cc}(T) = I_{cc} + (T_{funz} - T_{st}) * \frac{K_I}{1000}$$

Dove

$V_{oc}$  è la tensione a vuoto in condizioni standard

$I_{cc}$  è la corrente di corto circuito in condizioni standard

$T_{funz}$  è la temperatura reale di funzionamento

$T_{st}$  è la temperatura standard pari a 25°C

$K_V$  è il coefficiente di temperatura per la tensione espresso in mV/°C o % $V_{oc}$ /°C

$K_I$  è il coefficiente di temperatura per la corrente espresso in % $I_{cc}$ /°C

Le temperature sono espresse in °C

Le condizioni standard sono: temperatura ambiente pari a 25°C; Irraggiamento pari a 1000 W/m<sup>2</sup>.

All'aumentare dell'irraggiamento la corrente aumenta, mentre la tensione può ragionevolmente essere considerata costante. Ne risulta un aumento della potenza rispetto a quella producibile in condizioni standard. All'aumentare della temperatura invece la corrente aumenta di poco, mentre la tensione subisce un brusco decremento a tutto svantaggio della potenza del pannello. Per questo motivo un raffreddamento del pannello fotovoltaico effettuato con l'aria destinata al collettore solare termico ha un effetto migliorativo sulla potenza producibile dal pannello fotovoltaico. Infine l'aria attraversa la parte di superficie dell'assorbitore selettivo che assicura un ulteriore riscaldamento e viene quindi trasportata ed impiegata per la rigenerazione dei letti in silice gel. Le rese in termini di temperature raggiunte in uscita dal pannello solare sono minori all'aumentare del grado di copertura della lastra vetrata con celle fotovoltaiche. La temperatura dell'aria solare può raggiungere temperature superiori ai 60°C. L'energia elettrica prodotta dai moduli solari fotovoltaici è immagazzinata in due batterie da 100 Ah.

### 2.1.1 Il ventilatore solare

La movimentazione dell'aria nei collettori solari è effettuata dal ventilatore denominato "solare" di tipo centrifugo radiale con singolo ingresso e pale curve. Il calore recuperato dai collettori solari termici viene indirizzato attraverso un condotto dal ventilatore solare al letto adsorbente dove avviene il desorbimento del vapore acqueo accumulato nei letti adsorbenti.

La temperatura massima di esercizio è di 60°C. Poiché come detto l'aria solare può raggiungere e superare questa temperatura è stato installato un trasduttore di temperatura nella sezione a monte del ventilatore solare. Se la temperatura dovesse salire a livelli pericolosi per il ventilatore e per l'elettronica di controllo dello stesso, il sistema di monitoraggio provvede ad aumentare i giri del ventilatore, per aumentare la portata e diminuire la temperatura, e al limite a spegnere il ventilatore e l'elettronica staccando l'alimentazione elettrica, in modo da garantirne l'integrità dato che la temperatura di storage del ventilatore solare è di 80°C e al di sopra di quella raggiungibile dall'aria solare.

### 2.1.2 Letti adsorbenti in silice gel

Il sistema si basa su un nuovo processo DEC (Desiccant and Evaporative Cooling) che utilizza due letti adsorbenti fissi. L'innovativo letto di adsorbimento proposto è basato su una comune batteria alettata normalmente in uso nel settore del condizionamento, in cui gli spazi tra le alette sono riempiti con granuli di gel di silice. La caratteristica principale del letto adsorbente installato è di consentire simultaneamente la deumidificazione ed il raffreddamento dell'aria. In più il componente riveste anche una funzione di accumulo di energia solare in termini di capacità di adsorbimento, grazie alla grande quantità di materiale essiccante che il letto può contenere. Questo potenziale può essere utilizzato quando il calore di rigenerazione non è disponibile, riducendo fortemente la necessità di accumulo termico nel circuito solare. Nell'impianto sono presenti due letti adsorbenti, ognuno contenente circa 25 kg di silice gel in grani con un volume lordo di  $6,3 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3$ . Il gel di silice si ottiene mescolando il silicato di sodio ( $\text{Na}_2\text{SiO}_3$ ) con l'acido solforico ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ), producendo un gel  $\text{SiO}_2$  amorfo (biossido di silicio). In realtà il gel di silice per presentarsi sottoforma di granuli molto duri ha bisogno di una successiva essiccazione e cottura. Questo materiale ha una superficie dei pori di circa  $750 \text{ m}^2/\text{g}$ , ed è generalmente utilizzato per la rimozione dell'umidità dai gas combustibili. Il gel di silice perde efficacia a temperature superiori ai 260 °C, quindi il gas da trattare deve avere una temperatura inferiore; questa specifica è ovviamente garantita perché le temperature dell'aria proveniente dai collettori solari, nel normale funzionamento del prototipo, non superano i 60°C. Nella figura 2.1 è rappresentato il gel di silice in grani. Il gel di silice non presenta tossicità ed ha un'elevata capacità di adsorbimento dell'umidità. Si presenta in cristalli amorfi (granuli) o sferette di colore bianco traslucido. E'

molto simile al normale sale grosso da cucina. Date queste sue caratteristiche fisiche, si presta bene ad essere utilizzato come accumulo per la deumidificazione. Il letto adsorbente è in grado di accumulare energia solare (sotto forma di capacità adsorbente) per garantire una continuità del servizio, anche in assenza di radiazione solare, per un periodo variabile dell'ordine di 3-5 ore. Nel periodo di funzionamento del letto il materiale essiccante viene investito dalla portata di aria da trattare adsorbendone l'umidità saturandosi a sua volta. A questo punto deve essere "riattivato" per mezzo della fornitura di calore derivante dal sole, sotto forma di aria calda prodotta nei pannelli solari termici, che mantiene asciutto nel tempo il materiale. L'aria che attraversa i due letti adsorbenti non solo subisce un'importante deumidificazione, ma come detto, subisce un raffreddamento iniziale dell'ordine di  $4 \div 5 \text{ }^\circ\text{C}$  grazie al passaggio attorno a tubi contenenti acqua refrigerata proveniente dalla torre evaporativa. L'acqua invece in uscita dai tubi, è inviata, dalla pompa di circolazione, agli ugelli della torre evaporativa, dove cede calore al flusso d'aria secondaria uscente dallo scambiatore evaporativo a pacco in modo da poter ricominciare il proprio ciclo.



2.1 Silica gel in forma granulare

### 2.1.3 Torre evaporativa

Nella torre evaporativa il calore latente di evaporazione di una piccola parte dell'acqua proveniente dai letti adsorbenti viene sottratto alla stessa massa d'acqua che subisce un raffreddamento. La portata d'aria responsabile di questo è quella del flusso di aria secondario proveniente dallo scambiatore evaporativo a pacco. Il flusso di aria incontra le goccioline di acqua, nebulizzata dagli spruzzatori posti nella parte superiore della torre, per poi essere deviata verso il basso e quindi espulsa.

Il bilancio energetico può essere espresso come:

$$M_1 J_1 + m_3 h_3 = M_2 J_2 + m_4 h_4 \text{ [kW]}$$

Il bilancio di massa per l'aria secca è:

$$M_1 = M_2 = M \text{ [kg}_a\text{/s]}$$

Il bilancio di massa per l'acqua è:

$$m_4 = m_3(x_2 - x_1) \text{ [kg}_v\text{/s]}$$

Dove con  $J$  si è indicata l'entalpia specifica dell'aria e con  $h$  l'entalpia specifica dell'acqua espresse in kJ/kg, con  $M$  ed  $m$  rispettivamente le portate massiche dell'aria e dell'acqua (kg/s) e con  $x$  i titoli (o umidità specifica) dell'aria in  $g_v/kg_{as}$ .

E' importante notare che la temperatura minima alla quale si può avere l'acqua in uscita dalla torre evaporativa è la temperatura di bulbo umido dell'aria umida in ingresso (la torre in questo caso si comporterebbe come un saturatore adiabatico) La temperatura dell'acqua raffreddata è dell'ordine dei 25°C-28°C. L'acqua così raffreddata circola all'interno dei letti ad adsorbimento tramite una pompa di circolazione, in modo da mantenere fresco il materiale essiccante ed eseguire inoltre un primo raffreddamento del flusso d'aria in entrata. Il raffreddamento del materiale essiccante permette un aumento delle prestazioni in termini di capacità di deumidificazione.

La vasca della torre evaporativa è comunicante con la bacinella posta in corrispondenza degli scambiatori evaporativi (figura 2.2).



**2.2 Torre evaporativa in funzione**

Diversamente dalle classiche torri evaporative, il flusso d'aria utilizzato in questo caso non proviene direttamente dall'esterno, ma ha seguito gli stessi processi di filtraggio, deumidificazione e raffreddamento cui è stata sottoposta anche l'aria che verrà immessa in ambiente. Questo fa sì che la portata d'aria che entra nella torre sia priva di sabbia, polvere, insetti e fibre vegetali. Infatti, nelle classiche torri evaporative questi contaminanti atmosferici, sottoforma di particelle sospese si mescolano all'acqua di raffreddamento del processo e, a lungo termine, si depositano sulle superfici di scambio termico. Dopo un certo periodo queste superfici quindi s'incrostano e diventano isolanti provocando il surriscaldamento delle apparecchiature e la necessità d'interventi di riparazione o sostituzione.

Rimuovendo al principio la presenza di queste particelle sospese, si riducono notevolmente la necessità di manutenzione per il trattamento chimico dell'acqua e lo spurgo dal sistema che si limita all'eliminazione dell'eventuale presenza di calcare.

#### 2.1.4 Ventilatore principale

Il ventilatore principale EBMPAPST modello R3G400 è di tipo centrifugo radiale con singolo ingresso e pale curve all'indietro.

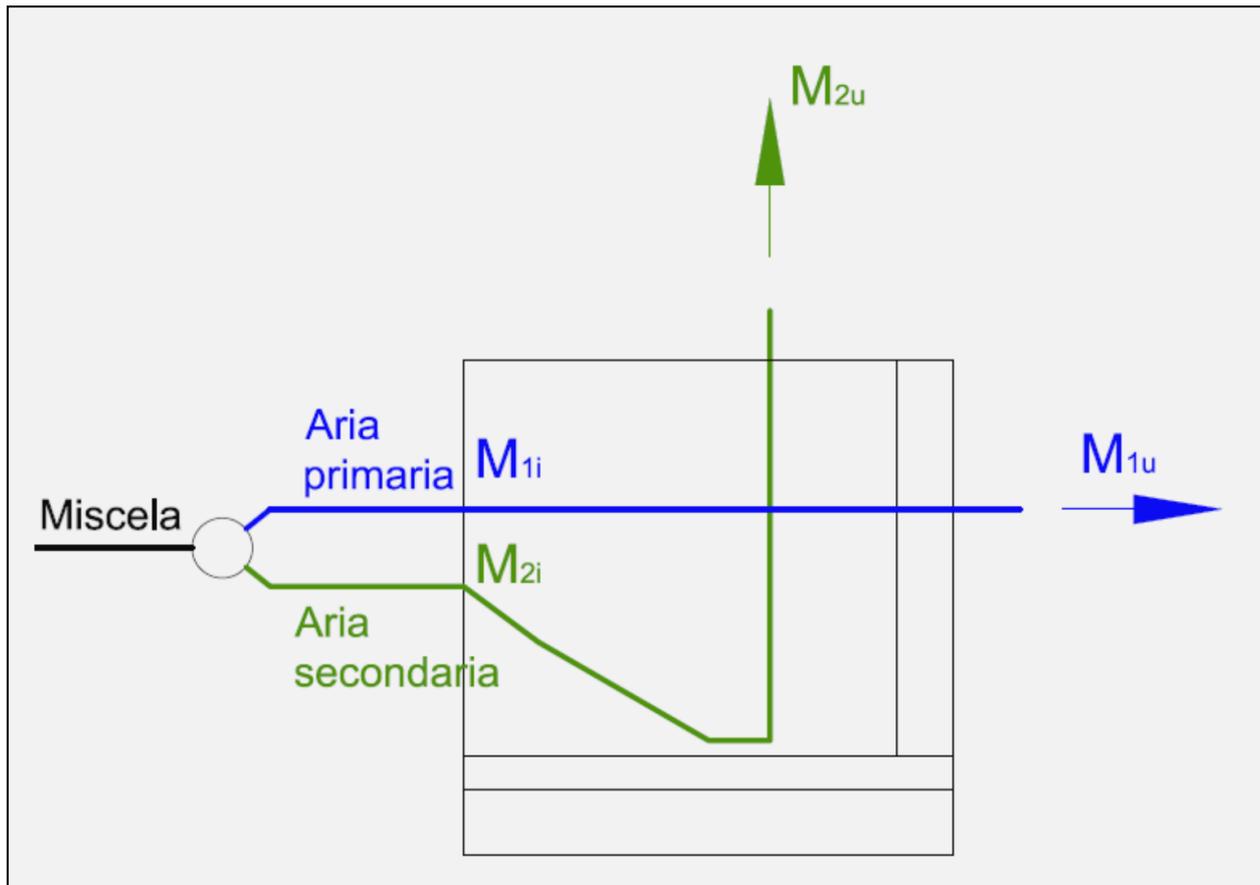
Esso è responsabile del mantenimento della portate dell'aria dai letti adsorbenti, di ritorno dall'edificio, della miscela formata dalle due portate precedenti e inviata allo scambiatore evaporativo, del flusso primario e di quello secondario, della portata di aria in mandata all'edificio.

### 2.1.5 Scambiatore di calore evaporativo a pacco

Accanto ai letti adsorbenti, lo scambiatore di calore evaporativo a pacco utilizzato per il raffreddamento dell'aria, rappresenta l'altro aspetto innovativo dell'impianto FREESCOO.

In esso vengono divisi due flussi: uno indiretto per il flusso principale (o aria primaria), e uno diretto per il flusso secondario (o aria secondaria).

L'aria secondaria e l'aria primaria vengono divise a partire dalla miscela formatasi durante il mescolamento dell'aria proveniente dai letti adsorbenti e quella di ritorno dall'edificio. Le caratteristiche dei due flussi all'entrata nello scambiatore sono pertanto le medesime in termini di temperatura e umidità. Nella figura 2.3 si riporta lo schema di funzionamento.



2.3 Scambiatore evaporativo a pacco: flusso incrociato

L'aria primaria attraversa tre condotti orizzontali nei quali si raffredda, senza cambiare il proprio contenuto di umidità, per poi essere inviata all'edificio.

L'aria secondaria invece percorre otto canali, bagnati con l'acqua spruzzata dagli ugelli, che sono rivolti verso il basso dove subisce un preraffreddamento. A partire dalla sezione di entrata gli otto canali hanno lunghezze crescenti nel verso di percorrenza dello scambiatore; il raffreddamento dell'aria secondaria è pertanto proporzionale alla lunghezza del condotto attraversato. I canali convergono poi verso l'alto dove l'aria secondaria continua a raffreddarsi per poi giungere nella parte superiore dello scambiatore evaporativo ed essere inviata alla torre di raffreddamento.

Il calore latente di evaporazione dell'acqua che bagna le pareti dei canali attraversati dal flusso secondario viene sottratto al flusso stesso e alle pareti stesse. Quest'ultime raffreddatesi sottraggono a loro volta calore all'aria primaria che scorre dalla parte opposta all'interno dei canali orizzontali.

Nel bilancio energetico si può ritenere che l'effetto di raffreddamento è attribuibile al solo calore latente di evaporazione. Lo scambio termico tra le due portate d'aria si può considerare trascurabile perché essi entrano nello scambiatore evaporativo nelle stesse condizioni di temperatura e umidità per uscirne con temperature che, da dati sperimentali, si differenziano di massimo 1°C.

Il bilancio delle masse è:

$$M_i = M_{1u} + M_{2u} - \Delta M_{H_2O\text{evap}}$$

Essendo la portata dell'aria di miscela pari al 140% dell'aria primaria immessa in ambiente, il 40% di questa portata verrà utilizzata come flusso secondario ed il restante 100% verrà inviata all'ambiente servito.

Lo scambiatore è composto di lastre di PVC sigillate in modo da avere una barriera al passaggio di vapore e acqua, e da impedire che i due flussi d'aria entrino in contatto diretto tra di loro.

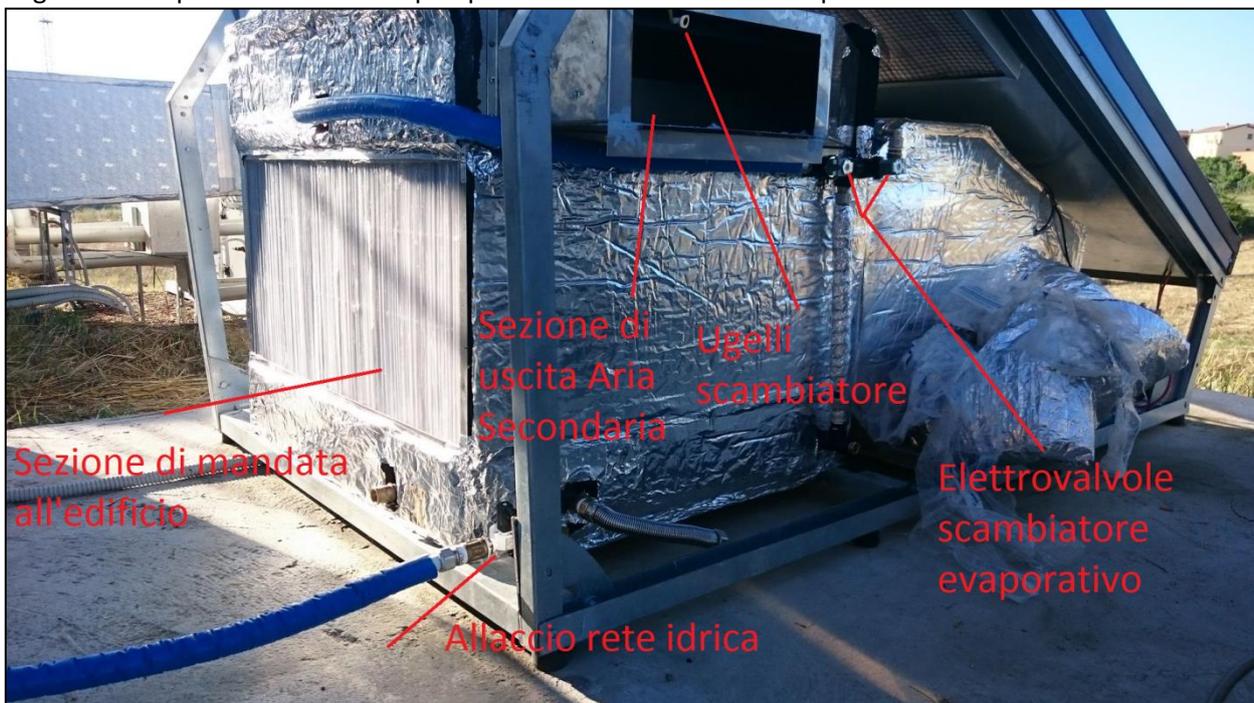
La faccia delle lastre rivolta verso i canali dell'aria secondaria è ricoperta di floccato. Con questo termine si intende un materiale vellutato o scamosciato composto da un supporto di tessuto sul quale sono state applicate fibre di nylon.

Il processo di floccatura elettrostatica si ottiene orientando e proiettando fibre di poliestere di dimensioni dell'ordine del decimo di millimetro che si attaccano alla superficie per mezzo di un collante. L'energia per orientare ed accelerare la fibra viene fornita da un campo elettrostatico applicato fra dosatore di fibra e superficie da floccare. Macroscopicamente il rivestimento presenta una finitura superficiale simile ad un velluto sintetico in grado di assorbire l'acqua che lo bagna; microscopicamente il rivestimento si presenta come una superficie ricoperta di fibre dritte ed ortogonali alla stessa.

I flussi incrociati dei due scambiatori permettono quindi il raffreddamento dell'aria primaria con umidità relativa inferiore rispetto al flusso secondario con cui non entra in contatto. In questo modo l'aria di mandata non è umidificata, ma solo raffreddata. Al contrario l'aria secondaria subisce un raffreddamento, ma si carica di umidità; in questo modo essa potrà ancora essere utilizzata nella torre di raffreddamento evaporativa per la refrigerazione dell'acqua proveniente dai letti adsorbenti.

Le pareti dei canali del flusso secondario sono bagnate, come detto, dall'acqua iniettata da quattro ugelli posti nella parte alta dello scambiatore evaporativo a pacco.

In figura 2.4 è riportata una visione prospettica dello scambiatore evaporativo.



2.4 Scambiatore evaporativo a pacco

#### 2.1.6 Pompa di circolazione dell'acqua

La circolazione dell'acqua nel circuito che va dalla torre evaporativa agli ugelli della stessa, passando per i letti adsorbenti, è eseguita da un'elettropompa centrifuga, marca Techma GPM Srl mod. PD – E 055.

### 2.1.7 Elettrovalvola

Nell'impianto sono installate quattro elettrovalvole; due attivano il passaggio dell'acqua proveniente dalla torre evaporativa verso la batteria alettata del letto adsorbente che deumidifica l'aria prelevata dall'esterno, mentre il secondo letto sarà in fase di rigenerazione; le altre due elettrovalvole regolano il tempo di bagnatura delle pareti dello scambiatore evaporativo a pacco, attualmente funzionanti in maniera sincrona, ma che sarebbe possibile far funzionare separatamente per permettere la bagnatura differenziata della parte anteriore e di quella posteriore dello scambiatore, che sono attraversate da portate d'aria a differente contenuto di umidità.

### 2.2 Sistema di monitoraggio ed acquisizione dati

Il monitoraggio del funzionamento del sistema FRESCO è effettuato attraverso un programma implementato in ambiente Labview

Il software monitora il funzionamento della macchina e ne calcola le prestazioni attraverso le grandezze acquisite dai diversi trasduttori installati in campo. Le grandezze monitorate sono:

Temperatura, umidità relativa dell'aria nel locale di prova;

Temperatura, umidità relativa dell'aria esterna;

Temperatura, umidità relativa dell'aria in ingresso ed uscita da:

Aspirazione dell'aria (o scarico aria solare);

Uscita dai letti adsorbenti;

Ventilatore principale;

Mandata all'edificio;

Uscita del flusso secondario dallo scambiatore;

Uscita del flusso secondario dalla torre;

Ritorno dall'edificio;

Temperature:

Acqua bacinella scambiatore;

Acqua vasca di raccolta torre;

Acqua spruzzata dagli ugelli dello scambiatore;

Acqua proveniente dai letti adsorbenti;

Aria in uscita dai collettori;

Ventilatore solare;

Radiazione solare incidente sul piano inclinato dei collettori;

Potenza elettrica assorbita da ciascun componente;

Velocità del ventilatore principale;

Velocità del ventilatore solare;

Stato relè di commutazione rete elettrica/fotovoltaico

Stato completamento della rigenerazione;

Stato letto in rigenerazione.

Velocità dell'aria:

Mandata all'edificio;

Ritorno edificio;

Uscita dai letti adsorbenti;

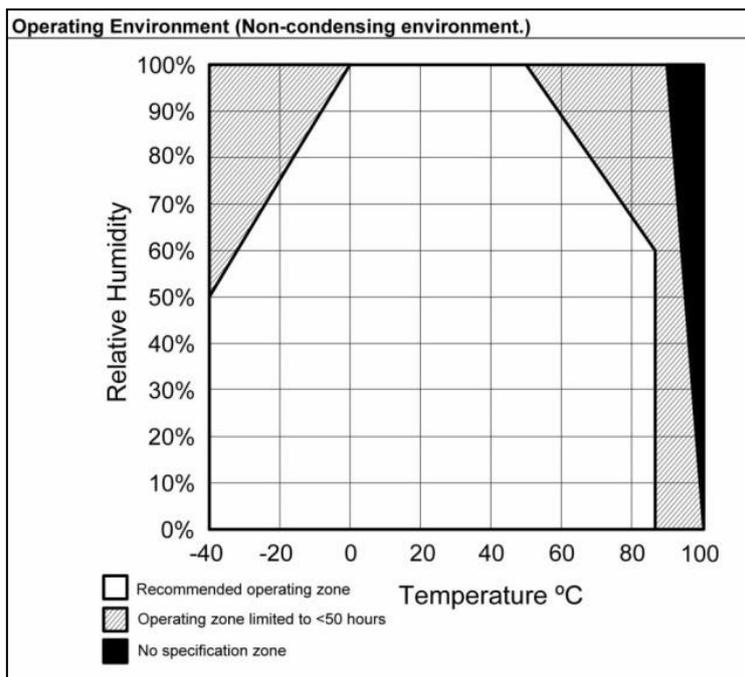
Nel condotto dell'aria solare

L'orario di funzionamento dell'impianto è stato impostato dalle ore 9:00 fino alle ore 18:00. La scrittura dei dati è eseguita ogni dieci secondi.

#### 2.2.1 Sensori di umidità

Le sonde utilizzate per il monitoraggio dell'umidità sono del tipo HIH – serie 4000 Honeywell con precisione  $\pm 3,5\%$  poste a monte e a valle dei componenti principali. Si tratta di un sensore di tipo capacitivo ottenuto

tramite lavorazione laser; l'elemento sensibile consiste in un polimero termoindurente capacitivo, il circuito elettronico è integrato nel sensore. Il range di utilizzo è riportato in figura 2.5.



2.5 Range di utilizzo

### 2.2.2 Sensori di temperatura

Le sonde utilizzate per il monitoraggio della temperatura sono di tipo LM35CAZ-National Semiconductor, precisione di  $\pm 0,5^\circ \text{C}$ , poste a monte e a valle dei componenti principali.

### 2.2.3 I sensori di velocità

I trasduttori utilizzati per il monitoraggio della velocità sono di tipo HD4V3TS2-Delta OHM omnidirezionali, con range di velocità 0,1 – 5,00 m/s e precisione  $\pm(0,2\text{m/s}+3\%\text{f.s.})$  con elettronica integrata, posti nei condotti di mandata all'edificio, di ritorno dallo stesso, in uscita dai letti adsorbenti e nel condotto dell'aria al ventilatore solare.

### 2.2.4 Misure di portata lato aria trattata

Le portate d'aria sono state misurate utilizzando le sonde di velocità sopra descritte. Le misure di velocità dell'aria sono state confrontate con quelle svolte tramite un anemometro ad elica ed eseguite secondo la norma EN 16211 utilizzando il metodo di misura a griglia su più punti.

Per il calcolo della portata oraria, vale la relazione:

$$Q = S \times v_m \times 3600$$

dove:

Q = quantità d'aria introdotta nella cappa, in  $\text{m}^3/\text{h}$ ;

S = Sezione d'ingresso dell'aria nella cappa, in  $\text{m}^2$ ;

$V_m$  = velocità media d'ingresso dell'aria nella cappa in m/s.

Il risultato ottenuto, è stato ulteriormente moltiplicato per un parametro k che dipende dalla tipologia di griglia utilizzata. Nel nostro caso per le griglie di mandata a doppio ordine di alette regolabili abbiamo un valore di  $k_{\text{mandata}}=0,8$  circa e per le griglie di ripresa a singolo ordine di alette regolabili  $k_{\text{ripresa}}=0,9$  circa.

### 2.2.5 Piranometro

La radiazione solare è stata misurata con un piranometro di Prima Classe secondo la norma ISO 9060, e secondo la pubblicazione "Guide to meteorological Instruments and Methods of Observation", quinta edizione (1983) dell'WMO (figura 2.6), installato sul piano dei collettori con la medesima inclinazione (25°). Lo strumento misura l'irraggiamento su una superficie piana ( $\text{Watt}/\text{m}^2$ ).

L'irraggiamento misurato è la somma dei tre tipi di irraggiamento:

l'irraggiamento diretto proveniente dal sole al netto della potenza assorbita dall'atmosfera;

l'irraggiamento riflesso dovuto alla riflessione dell'onda luminosa proveniente dal sole che dipende dall'ambiente che circonda il piranometro: considerando che l'ambiente intorno al prototipo è composto da erba, verde o secca a seconda della stagione, il coefficiente di Albedo oscilla tra 20 e 26 e così la quota parte di potenza che si somma all'irraggiamento diretto;

l'irraggiamento diffuso: quota parte della potenza assorbita dall'atmosfera viene diffusa dalla stessa.

La radiazione diretta, preponderante rispetto alla diffusa in condizioni di cielo sereno, tende a ridursi all'aumentare dell'umidità e della nuvolosità presente nell'aria, fino ad annullarsi in condizioni di cielo completamente coperto.

Il piranometro si basa su un sensore a termopila. La superficie sensibile della termopila è coperta con vernice nera opaca che permette al piranometro di non essere selettivo alle varie lunghezze d'onda. Il campo spettrale del piranometro è determinato dalla trasmissione delle due cupole in vetro tipo K5.

L'energia radiante è assorbita dalla superficie annerita della termopila, creando così una differenza di temperatura tra il centro della termopila (giunto caldo) ed il corpo del piranometro (giunto freddo). La differenza di temperatura tra giunto caldo e giunto freddo è convertita in una Differenza di Potenziale grazie all'effetto Seebeck. Il piranometro è provvisto di due cupole concentriche con diametro esterno di 50 mm e 30 mm rispettivamente; questo al fine di garantire un adeguato isolamento termico della termopila dal vento e per ridurre la sensibilità all'irradiazione termico. Le cupole proteggono la termopila dalla polvere che depositandosi sulla parte annerita ne potrebbe modificare la sensibilità spettrale.

Le caratteristiche tecniche dello strumento sono:

sensibilità tipica: 0..1,5,10V (0-2000  $\text{W}/\text{m}^2$ );

impedenza: 33  $\Omega$  ÷ 45  $\Omega$ ;

campo di misura: 0-2000  $\text{W}/\text{m}^2$ ;

campo di vista:  $2\pi$  sr;

campo spettrale: 305 nm ÷ 2800 nm (50%) (trasmissione delle cupole) 335 nm ÷ 2200 nm (95%);

temperatura di lavoro: 40 °C ÷ 80 °C;

Le caratteristiche tecniche secondo ISO 9060 sono:

tempo di risposta: <28 sec (95%);

off-set dello Zero:

risposta ad una radiazione termica di  $200\text{W}/\text{m}^2$ : <15  $\text{W}/\text{m}^2$ ;

risposta ad un cambiamento della temperatura ambiente di 5K/h: <|±4|  $\text{W}/\text{m}^2$ ;

instabilità a lungo termine: <|±1.5| % (1 anno);

non linearità: <|±1| %;

risposta secondo legge del coseno: < |±18|  $\text{W}/\text{m}^2$ ;

selettività spettrale: < |±5| %;

risposta in funzione della temperatura: <4 %;

risposta in funzione del Tilt: <|±2| %.



**2.6 Piramometro installato**

### 2.2.6 Controllo del funzionamento della macchina

Attraverso i segnali provenienti dai trasduttori sopra descritti il software come detto monitora le prestazioni della macchina e ne controlla il funzionamento.

In particolare permette di cambiare il controllo della stessa in modalità manuale o automatica; nella modalità automatica regola:

- La velocità del ventilatore principale attraverso un controllore PID;
- La velocità del ventilatore solare
- Il tempo di apertura delle elettrovalvole dello scambiatore evaporativo a pacco
- L'alternanza dei letti adsorbenti

Il controllore PID agisce sulla velocità di rotazione del ventilatore principale in base al set point di temperatura ed umidità assoluta scelto, per regolare la portata di aria proveniente dai letti, di quella primaria e quella secondaria, e quindi gli scambi termici e il grado di deumidificazione.

La velocità del ventilatore solare viene gestita da un controllore PID per regolare la portata di aria al letto in rigenerazione, in base alla temperatura della stessa, in modo da controllare la velocità di riattivazione del letto. Il sistema di controllo permette anche lo spegnimento del ventilatore e dell'elettronica a bordo dello stesso nel caso le temperature raggiungano valori pericolosi per l'integrità del componente. (cfr. 2.1.1).

Il tempo di aperture delle valvole viene gestito dal software in modo da garantire la completa bagnatura delle pareti rivestite di floccato dei canali del flusso secondario (nello scambiatore evaporativo a pacco). La logica con cui questo viene controllato è stata oggetto di un'ottimizzazione durante tutto l'arco della campagna di misura.

Anche il controllo automatico di commutazione dei letti ha subito diverse modifiche durante la campagna di misura.

### 2.3 Differenze fra la configurazione 2014 e quella 2015

Il prototipo, nella configurazione 2014, e così monitorato fino al maggio 2015, si presentava con alcune differenze negli elementi e nel funzionamento rispetto a quanto presentato in questo capitolo.

In particolare la modifica più importante apportata riguarda lo scambiatore evaporativo a pacco.

Le prestazioni di questo elemento misurate nella campagna estiva 2014 sono state inferiori rispetto a quelle attese tradotte in minore potenza frigorifera sviluppata dalla macchina. Le principali cause di riduzione della prestazione rispetto ai risultati attesi possono essere essenzialmente imputate alla bassa

bagnabilità della superficie del secondario dello scambiatore. Si è riscontrato, infatti, che lo strato di rivestimento anticorrosivo utilizzato in resina epossidica ha ridotto notevolmente la bagnabilità della superficie rispetto ad una finitura in alluminio naturale. Dalla letteratura si evince, infatti, che l'angolo di contatto dell'acqua su superfici di materiale polimerico è maggiore di  $90^\circ$  dando luogo ad un comportamento idrofobo. Al contrario, l'angolo di contatto dell'acqua su una superficie di alluminio è minore di  $90^\circ$  dando luogo ad un comportamento idrofilo.

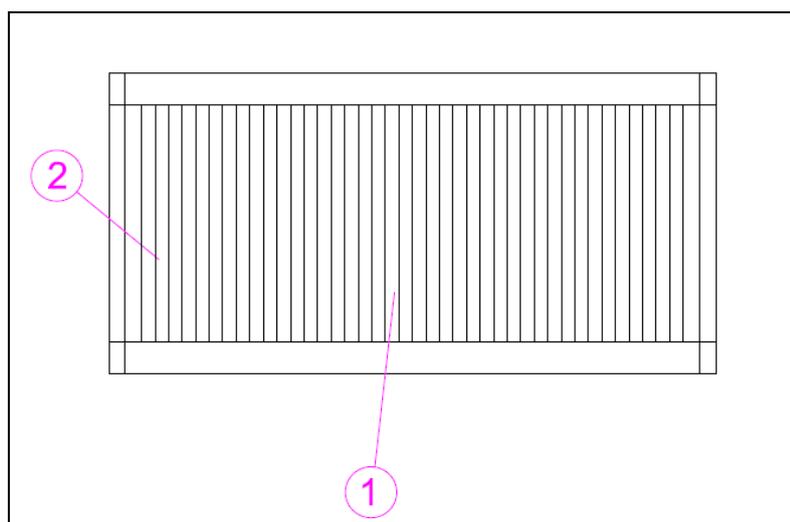
E' possibile affermare dunque che il rivestimento in resina epossidica delle superfici dello scambiatore pur garantendo una migliore protezione alla corrosione e conseguentemente una maggiore durabilità del componente stesso, non risulta però una scelta vantaggiosa dal punto di vista della bagnabilità delle pareti dello scambiatore diretto; questo ha determinato una minore sottrazione di calore per evaporazione e un conseguente minor raffreddamento sia dell'aria primaria che di quella secondaria. Nella figura 2.7 si vede come le gocce di acqua rimangono sferiche e non bagnano la superficie dello scambiatore.



**2.7 Particolare dello scambiatore evaporativo a pacco**

Per questo motivo nel giugno 2015 lo scambiatore evaporativo a pacco è stato sostituito con uno con pareti rivestite di floccato. Tale materiale migliora la bagnabilità delle pareti; questo parametro è stato posto sotto indagine nella campagna di misure 2015.

Una volta installato il nuovo scambiatore evaporativo, sono state eseguite delle prove preliminari al fine di migliorarne il funzionamento. In particolare sono state eseguite delle misure di velocità dell'aria in diversi punti della bocca di uscita dello scambiatore evaporativo (sezione di mandata all'edificio nella figura 2). Ciò ha evidenziato una sua distribuzione non omogenea delle velocità; in particolare è stata notevole la differenza di velocità registrata tra i punti più vicini all'asse della sezione e quelli alla periferia della stessa (figura 2.8). In particolare, facendo una prova a portata massima si è riscontrata una velocità dell'aria di circa  $0.45 \text{ m/s}$  nel punto 1 in figura 2.8 e di circa  $0.9 \text{ m/s}$  nel punto 2.



**2.8 Sezione di mandata**

Ciò ha evidenziato una distribuzione dell'aria non uniforme nei canali primari dello scambiatore a causa della "zona d'ombra" causata dal ventilatore centrifugo posto nella parte centrale dello scambiatore (sezione di ingresso). Si è visto che la diminuzione dell'efficienza di scambio termico nelle zone laterali è causata da un diverso rapporto tra la velocità dell'aria nei canali primari e quelli secondari. Infatti durante le prove tra i due punti è stata misurata una notevole differenza di temperatura dell'aria passante. Se nel punto (1) sono state registrate temperature intorno ai 20°C, nel punto (2) queste hanno mostrato valori anche superiori 26°C.

Per ridurre questo effetto, a valle della sezione di mandata, sono stati inseriti due deflettori convergenti in modo tale da guidare l'aria verso il centro dello scambiatore, evitare una portata d'aria eccessiva alla periferia dello stesso, e in generale rendere omogenea la temperatura dell'aria primaria.

In più è da sottolineare che il flusso principale attraversa condotti orizzontali più corti i quali offrono una minore resistenza al passaggio dell'aria rispetto a quelli percorsi dal flusso secondario, più lunghi e diretti prima verso il basso e poi verso l'alto.

La presenza dei due deflettori ha permesso quindi anche un riequilibrio delle portate d'aria primaria e secondaria. Il rapporto tra le portate d'aria nei canali secondari e primari è, infatti, un parametro molto importante che influenza notevolmente l'evaporazione dell'acqua e in definitiva il raffreddamento del flusso d'aria primario.

Anche il sistema di bagnatura dello scambiatore è stato modificato; infatti, nella configurazione 2014, il flusso d'aria secondario confluiva direttamente verso l'alto, dove incontrava ed investiva l'acqua nebulizzata tramite degli ugelli, in modo da ottenere l'effetto di evaporazione. L'acqua veniva quindi raccolta nella bacinella posta nella parte inferiore dello scambiatore e successivamente rimandata agli ugelli, tramite una pompa di ricircolo, per essere nuovamente nebulizzata e ripetere il processo. L'acqua persa per evaporazione veniva reintegrata tramite un prelievo dalla rete e il suo consumo massimo è stato di 15 l/h.

La modifica di questo processo ha permesso dunque l'eliminazione di una pompa, sostituita dalle due elettrovalvole, con una conseguente riduzione della potenza elettrica richiesta dagli organi ausiliari.

Il floccato, presente nel nuovo scambiatore di calore, per il tipo di finitura che presenta ha le fibre ortogonali alla superficie che ricopre. Se le pareti sono orizzontali questo rivestimento garantisce la distribuzione dell'acqua su tutta la superficie bagnabile delle stesse.

Nel caso dello scambiatore in esame le pareti di scambio termico sono verticali e le fibre orizzontali; nel primo periodo di prova è stato riscontrato come, a causa di vie preferenziali date dalla presenza delle bacchette di separazione tra i singoli canali secondari, tale configurazione generasse rivoli di acqua verso il basso. Questi non permettono di bagnare completamente la superficie delle pareti del secondario dello scambiatore con un unico getto di acqua prolungato nel tempo e, conseguentemente, un opportuno raffreddamento dell'aria primaria in mandata all'edificio.

Nella prima fase di taratura del sistema di apertura delle elettrovalvole dello scambiatore, sono stati adottati cicli di bagnatura della durata di 30 s con pause di 300 s.

Nella filosofia di funzionamento della macchina, l'acqua usata per bagnare le pareti che risulta in eccesso, cade nella bacinella dello scambiatore e tramite un tubo di comunicazione va a riempire la vasca di raccolta della torre evaporativa dalla quale la pompa di circolazione la preleva e la invia ai letti adsorbenti, e nella quale è inserito il tubo del troppo pieno; con i cicli di bagnatura così frequenti, non essendo poi l'acqua ricircolata all'interno dello scambiatore, questa viene persa, determinando l'aumento del suo consumo. Se da un lato quindi questi cicli hanno garantito buone prestazioni dello scambiatore evaporativo, sono risultate in contrasto con la necessità di limitare il consumo di acqua, in accordo con una logica di progettazione ecosostenibile.

Per questo motivo dopo un primo periodo di prova con queste condizioni sono state svolte prove e modifiche volte all'ottimizzazione della logica di controllo dell'acqua utilizzata e alla riduzione del suo consumo, pur mantenendo le buone efficienze di raffreddamento raggiunte nel primo periodo di misurazione.

Altra importante variazione è stata l'introduzione dei trasduttori di velocità sopra descritti al fine di una puntuale e continua misura delle portate di aria in gioco. Infatti nel 2014 le portate d'aria sono state calcolate attraverso la misura delle velocità eseguite con un anemometro ad elica secondo la norma EN 16211 utilizzando il solo metodo di misura a griglia su più punti.

Il valore delle portate di aria non poteva pertanto essere rilevato con continuità.

Il ventilatore solare è stato sostituito in seguito ad un guasto che ne ha determinato il fermo, a causa di temperature dell'aria nel circuito solare che hanno raggiunto e superato i 60°C e sono state causa dell'avaria dell'elettronica. È stata inserita pertanto una sonda di temperatura sul ventilatore solare al fine di evitare temperature elevate raggiungibili nel caso di bassa portata di aria nel circuito solare, e salvaguardare l'elettronica attraverso il controllo del software di gestione descritto in precedenza. Nel contempo è stata anche sostituita la valvola di commutazione dei letti perché quella precedente non garantiva la perfetta tenuta al passaggio dell'aria dal letto in rigenerazione che si mescolava con l'aria di processo.

### 3 Descrizione del sistema fisico

Il sistema FREESCOO office presentato nel capitolo precedente, è stato sottoposto a monitoraggio nell'estate 2015 dopo che sono state eseguite le modifiche rispetto alla sua configurazione 2014.

Il prototipo è installato a servizio di un locale di prova ubicato all'interno del Centro Ricerche ENEA di Casaccia (Roma), nell'area Capanna nei pressi dell'edificio F-92 (figura 3.1). L'edificio in questione è un prefabbricato con pareti in lamiera.



3.1 Locale di prova e sistema FREESCOO

L'impianto ed il locale sono controllati da un sistema di supervisione e gestione Labview che acquisisce e memorizza tutti i parametri di funzionamento necessari al monitoraggio ed alla determinazione delle prestazioni dell'impianto stesso.

La campagna di misura è iniziata il 29 giugno 2015; a seguito dei primi giorni di test è risultato evidente che la potenza di raffreddamento del prototipo non era adeguata alle attese: questo è imputabile alla bassa bagnabilità delle pareti verticali dello scambiatore evaporativo anche se rivestite di floccato. Infatti, a differenza di pareti disposte orizzontalmente sulle quali l'acqua si distribuisce uniformemente, sulle pareti verticali vengono a formarsi rivoli di acqua verso il basso, che impediscono alla parete di bagnarsi uniformemente ed adeguatamente.

Il 2 luglio è stato provato un tempo di apertura delle elettrovalvole dello scambiatore pari a circa 15 minuti, verificando che le pareti fossero sufficientemente bagnate attraverso la misura dell'altezza dell'acqua nella vasca di raccolta della torre evaporativa.

I risultati hanno mostrato che:

- 1 Il troppo pieno posto nella vasca di raccolta della torre evaporativa comincia a svuotare l'acqua in eccesso dopo circa 10 minuti quando il livello è pari a 9,5 cm;
- 2 Il livello dell'acqua tuttavia continua a crescere anche dopo l'inizio dell'espulsione dell'acqua in eccesso;
- 3 Il livello dell'acqua nella vaschetta di raccolta si attesta al valore di 11,3 cm dopo 15 minuti di apertura delle elettrovalvole.

Questi risultati mostrano come le pareti dello scambiatore abbiano bisogno di un certo intervallo di tempo per bagnarsi adeguatamente. Durante l'intera campagna estiva quindi si è posta l'attenzione sull'ottimizzazione della logica che regola i tempi di apertura delle elettrovalvole dello scambiatore evaporativo a pacco e quindi l'acqua necessaria alle pareti del secondario dello scambiatore per bagnarsi adeguatamente. Si è scelto di bagnare le pareti con cicli di apertura delle elettrovalvole di 30 secondi ogni 300 s e quindi di misurare i risultati ottenuti. La campagna di misura in queste condizioni è stata svolta dal 13 al 27 luglio 2015.

Il 28 luglio è stato introdotto nell'acqua proveniente dalla rete un liquido tensioattivo, in modo da migliorare la bagnabilità delle pareti verticali dello scambiatore diretto e ridurre nel contempo il consumo di acqua; il ciclo di apertura delle elettrovalvole è stato ridotto a 12 secondi ogni 300 s di pausa. Il 26 agosto 2015 la logica di controllo del tempo di apertura delle elettrovalvole dello scambiatore è stata nuovamente modificata in base alle reali condizioni termigrometriche dell'aria in entrata allo scambiatore. Anche la logica alla base della regolazione del cambio dei letti è stata posta sotto attenzione nel corso dell'intera campagna estiva.

I risultati ottenuti nel primo periodo di misura, infatti, hanno mostrato come il cambio del letto avvenisse ogni 30 minuti senza che l'umidità specifica potesse scendere al di sotto dei 10 g/kg di set point. Il 28 luglio quindi è stato portato il tempo di attesa a 60 minuti, ma è stato riscontrato che neanche in questo modo si dava la possibilità al letto non in funzione di completare la propria rigenerazione. Il 26 agosto pertanto la logica di commutazione dei letti è stata impostata in modo da dare la precedenza alla completa rigenerazione del letto, così da ottenere l'obiettivo della massima deumidificazione possibile. In questo capitolo saranno analizzati gli effetti che queste modifiche hanno avuto sulle prestazioni della macchina in termini di raffreddamento e deumidificazione.

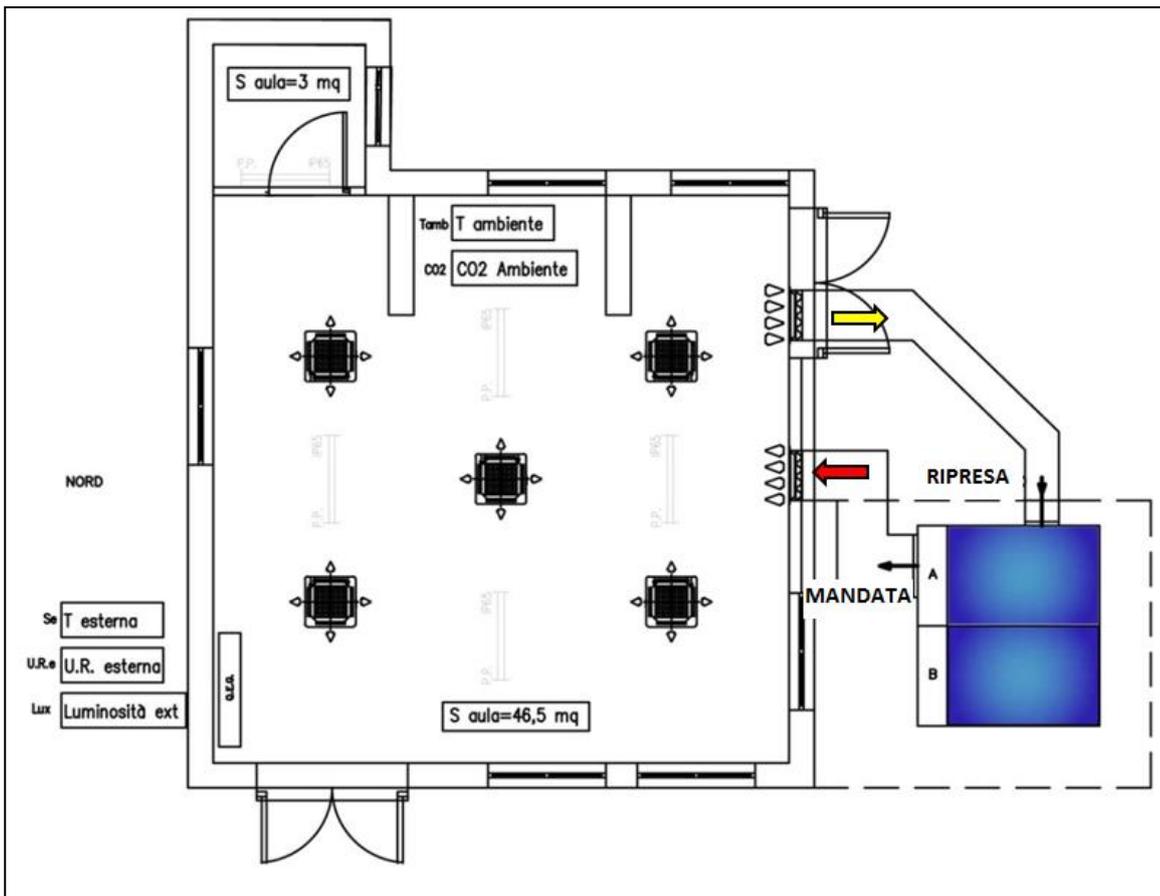
### 3.1 *Descrizione dell'edificio di prova*

Si fornisce preventivamente una descrizione del container (locale di prova) servito dall'impianto FREESCOO. Il container presenta una superficie di circa 50 m<sup>2</sup> (volume pari a 125 m<sup>3</sup>), in cui si trova una sala rispettivamente di 46,5 m<sup>2</sup> e un bagno di 3 m<sup>2</sup>. E' stato dotato di cinque fan coils da 2,5 kW ciascuno e di due bocchette per il trattamento dell'aria una collegata alla mandata dal prototipo di Solar DEC esaminato e una di ritorno allo stesso. Il sistema FREESCOO ha sostituito un precedente impianto con unità di trattamento aria di tipo convenzionale. La figura 3.2 mostra la disposizione dei terminali d'impianto all'interno del container e della macchina installata in prossimità del locale di prova.

L'edificio è servito dall'impianto AI.CO.WA., una pompa di calore che utilizza la CO<sub>2</sub> (R744) come fluido refrigerante per la produzione di acqua calda e di acqua refrigerata che alimenta i fan coils installati nel locale di prova. L'impianto AI.CO.WA. ha funzionato secondo due set point differenti: fino al 27 luglio esso ha eseguito il compito di mantenere il locale di prova alla temperatura di 26°C con una temperatura dell'acqua nel serbatoio freddo della pompa di calore pari a 7°C. Dal 27 luglio in poi esso ha avuto il solo scopo di mantenere il locale di prova alla temperatura di 27°C limitando fortemente il suo contributo alla deumidificazione; questo è ottenuto portando a 14°C l'acqua contenuta nel serbatoio freddo dell'impianto AI.CO.WA. che alimenta i fan coils. In entrambi i casi il sistema AI.CO.WA. non effettua il ricambio dell'aria, ma ricircola sempre la stessa; il ricambio dell'aria dell'edificio è sempre affidato al Solar Dec.

I fan coils utilizzati sono delle unità terminali, operanti sia con acqua calda sia con acqua refrigerata secondo la stagione. Nella figura 3.3 sono mostrati i fan coils, i tubi dell'acqua e i fili elettrici sul soffitto: l'installazione nel controsoffitto permette di nasconderli, lasciando muri e pavimenti completamente liberi. Il controsoffitto non è presente per motivi didattici poiché il locale fa parte della "Scuola delle Energie" del C.R. Casaccia. Sul fondo della figura si vedono anche la bocchetta di mandata dell'impianto FREESCOO (sopra la lavagna) e quella di ritorno allo stesso (sotto la finestra sul fondo).

Un limite riscontrabile negli impianti a soli fan coils risiede nell'impossibilità di offrire un soddisfacente rinnovo dell'aria interna ed una regolazione dell'umidità dell'aria. Per tali motivi è interessante l'idea di associare all'impianto a pompa di calore la tecnologia Solar DEC.



3.2 Planimetria generale del locale climatizzato in scala 1:100



3.3 Vista interna del locale di prova

All'esterno dell'edificio è stato creato un massetto in cemento di 4 x 3,5 m<sup>2</sup> per l'installazione ed il posizionamento della macchina.

### 3.2 Segnali acquisiti: misurati e calcolati

Il software di gestione Labview è stato configurato per scrivere i valori delle grandezze misurate dalle sonde installate sulla macchina, i valori delle grandezze calcolate, e non misurate direttamente e il tempo su un file di 68 canali. La scrittura del file viene effettuata ogni 10 s durante tutto l'arco della giornata a partire dalle ore 00:00:44 alle 23:58:00. Al termine della giornata il software chiude il file di scrittura e ne inizia uno nuovo. Le grandezze sono riportate sul file di scrittura dati secondo la legenda sotto riportata (si presenta anche una descrizione del significato della grandezza stessa):

- T<sub>Ritorno</sub>** (°C): è la temperatura di ritorno dell'aria dall'edificio verso la macchina;
- T<sub>In Coll Dx</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria in entrata al collettore solare termico destro;
- T<sub>Out Coll</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria in uscita da entrambi i collettori solari una volta che le due portate d'aria sono state miscelate;
- T<sub>In/Out Letto Sx</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria in entrata o in uscita dal letto adsorbente sinistro a seconda che esso si trovi rispettivamente in fase di deumidificazione o in fase di rigenerazione;
- T<sub>In/Out Letto Dx</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria in entrata o in uscita dal letto adsorbente destro a seconda che esso si trovi rispettivamente in fase di deumidificazione o in fase di rigenerazione;
- T<sub>Out Letti</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria trattata alternativamente dai due letti adsorbenti misurata a valle della valvola a saracinesca;
- T<sub>In Hx Evap</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria miscelata (tra l'aria di ritorno dall'edificio e l'aria proveniente dai letti adsorbenti) in entrata allo scambiatore evaporativo a pacco;
- T<sub>Mandata</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria di mandata all'edificio, ossia la temperatura dell'aria primaria (flusso principale) in uscita dallo scambiatore indiretto;
- U<sub>R Est</sub>** (%): è l'umidità relativa dell'aria dell'ambiente esterno all'edificio di prova;
- U<sub>R Out Letto</sub>** (%): è l'umidità relativa dell'aria trattata alternativamente dai due letti adsorbenti misurata a valle della valvola a saracinesca;
- U<sub>R Mandata</sub>** (%): è l'umidità relativa dell'aria di mandata all'edificio;
- U<sub>R Ritorno</sub>** (%): è l'umidità relativa dell'aria di ritorno dall'edificio
- U<sub>R In/Out Letto Sx</sub>** (%): è l'umidità relativa dell'aria in entrata o in uscita dal letto adsorbente sinistro a seconda che esso si trovi rispettivamente in fase di deumidificazione o in fase di rigenerazione;
- T<sub>W In Torre</sub>** (°C): è la temperatura dell'acqua del circuito torre evaporativa - letti adsorbenti in ingresso alla torre evaporativa (ossia proveniente dai letti adsorbenti) che deve essere raffreddata;
- T<sub>W Out Torre</sub>** (°C): è la temperatura dell'acqua del circuito torre evaporativa - letti adsorbenti in uscita dalla torre evaporativa (ossia indirizzata ai letti adsorbenti);
- T<sub>In Aria Torre</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria in ingresso alla torre evaporativa, ossia l'aria secondaria (flusso secondario) in uscita dallo scambiatore evaporativo a pacco;
- T<sub>Out Aria Torre</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria secondaria in uscita dalla torre evaporativa e scaricata in ambiente;
- T<sub>Edificio</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria nell'edificio di prova
- T<sub>W Hx</sub>** (°C): è la temperatura dell'acqua spruzzata dagli ugelli dello scambiatore evaporativo a pacco che bagna le pareti dello scambiatore diretto;
- T<sub>In Coll Sx</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria in entrata al collettore solare termico sinistro;
- U<sub>R Edificio</sub>** (%): è l'umidità relativa dell'aria dell'edificio di prova;
- Piranometro** (W/m<sup>2</sup>): è l'irraggiamento misurato con il piranometro;
- Vel<sub>Ritorno</sub>** (m/s): è la velocità dell'aria di ritorno dall'edificio;
- Vel<sub>Mandata</sub>** (m/s): è la velocità dell'aria di mandata all'edificio, ossia la velocità dell'aria primaria;

- Vel<sub>Ads</sub>** (m/s): è la velocità dell'aria trattata alternativamente dai due letti;
- Vel<sub>Solare</sub>** (**Vel<sub>Coll</sub>**) (m/s): è la velocità dell'aria in uscita dai collettori solari, diretta verso il ventilatore solare e utilizzata per la rigenerazione dei letti adsorbenti;
- T<sub>Bacinella Hx</sub>** (°C): è la temperatura dell'acqua della bacinella di raccolta dello scambiatore evaporativo;
- T<sub>Out Coll Fan Solare</sub>** (°C): è la temperatura dell'aria proveniente dai collettori solari misurata nella sezione immediatamente a valle del ventilatore solare. Il suo segnale è utilizzato per il controllo e la salvaguardia del ventilatore solare stesso e della sua elettronica;
- Tensione Carico** (V): è la tensione di carico utilizzata per il calcolo della potenza elettrica assorbita dai componenti della macchina;
- Corrente Carico** (A): è la corrente di carico utilizzata per il calcolo della potenza elettrica assorbita dai componenti della macchina;
- UR<sub>In/Out Letto Dx</sub>** (%): è l'umidità relativa dell'aria in entrata o in uscita dal letto adsorbente destro a seconda che esso si trovi rispettivamente in fase di deumidificazione o in fase di rigenerazione
- X<sub>Out Letti</sub>** (g/kg): è l'umidità specifica dell'aria in uscita dai letti adsorbenti. Non è un parametro misurato, ma è stato calcolato a partire dalla misura di **T<sub>out letti</sub>** e **UR<sub>out letti</sub>** e il calcolo della pressione di saturazione dell'aria in queste condizioni;
- X<sub>Mandata</sub>** (g/kg): è l'umidità specifica dell'aria di mandata all'edificio. Non è un parametro misurato, ma è stato calcolato a partire dalla misura di **T<sub>mandata</sub>** e **UR<sub>mandata</sub>** e il calcolo della pressione di saturazione dell'aria in queste condizioni;
- X<sub>Est</sub>** (g/kg): è l'umidità specifica dell'aria esterna. E' stato calcolato a partire dalla misura di **T<sub>est</sub>** e **UR<sub>est</sub>** e il calcolo della pressione di saturazione dell'aria in queste condizioni;
- X<sub>Edificio</sub>** (g/kg): è l'umidità specifica presente all'interno del locale di prova. E' stato calcolato a partire dalla misura di **T<sub>Edificio</sub>** e **UR<sub>Edificio</sub>** e il calcolo della pressione di saturazione dell'aria in queste condizioni;
- M<sub>Mandata</sub>** (kg/h): è la portata in massa dell'aria primaria di mandata all'edificio calcolata a partire dalla misura di **Vel<sub>mandata</sub>**;
- M<sub>Hx 2</sub>** (kg/h): è la portata in massa dell'aria primaria di mandata all'edificio pari alla portata uscente dai letti adsorbenti.
- M<sub>Ads</sub>** (kg/h): è la portata in massa dell'aria in uscita dai letti adsorbenti calcolata a partire dalla misura di **Vel<sub>ADS</sub>**;
- X<sub>Ritorno</sub>** (g/kg): è l'umidità specifica presente all'interno del locale di prova. E' stato calcolato a partire dalla misura di **T<sub>Ritorno</sub>** e **UR<sub>Ritorno</sub>** e il calcolo della pressione di saturazione dell'aria in queste condizioni;
- M<sub>Coll</sub>** (kg/h): è la portata in massa dell'aria in uscita dai collettori solari e indirizzata al ventilatore solare calcolata a partire dalla misura di **Vel<sub>Coll</sub>**;
- M<sub>Ritorno</sub>** (kg/h): è la portata in massa dell'aria di ritorno calcolata a partire dalla misura di **Vel<sub>Ritorno</sub>**;
- M<sub>Hx</sub>** (kg/h): è la portata in massa dell'aria in entrata allo scambiatore evaporativo a pacco e pari alla somma di **M<sub>mandata</sub>** e **M<sub>Hx 2</sub>**;
- Pel<sub>Vent Princ</sub>** (W): è la potenza elettrica impiegata dal ventilatore principale;
- Pel<sub>Vent Solare</sub>** (W): è la potenza elettrica impiegata dal ventilatore solare;
- P<sub>Altro</sub>** (W): è la potenza elettrica impiegata per l'alimentazione delle sonde e delle elettrovalvole;
- Pel<sub>Pompa Hx</sub>** (W): era la potenza elettrica impiegata per l'alimentazione della pompa dello scambiatore evaporativo ora sostituita dalle due elettrovalvole dello scambiatore evaporativo. Nella configurazione 2015 restituisce un valore nullo;
- Pel<sub>Pompa Torre</sub>** (W): è la potenza elettrica impiegata dalla pompa della torre evaporativa;
- Pel<sub>Tot</sub>** (W): è la potenza elettrica complessivamente impiegata dalla macchina;

**Onoff:** è un segnale binario 0 – 1 che indica lo stato di accensione della macchina intesa come funzionamento del ventilatore principale, della pompa della torre e delle elettrovalvole dello scambiatore evaporativo (si ricorda che il ventilatore solare è indipendente e sempre funzionante);

**Pid<sub>Princ</sub> (Fan Mandata):** valore compreso tra 0 e 1 che indica quanto è impiegato il ventilatore principale;

**Litri Acqua (l):** misura del consumo di acqua della macchina attraverso un conta litri installato all'entrata dell'acqua di rete nella macchina;

**Pid<sub>Solare</sub> (Fan Solare):** valore compreso tra 0 e 1 che indica quanto è impiegato il ventilatore solare;

**Vent<sub>Princ</sub>:** segnale binario 0 – 1 che indica se il ventilatore è in funzione o no;

**Elettrovalvole<sub>Hx Evap</sub>:** segnale binario 0 – 1 che indica se le elettrovalvole dello scambiatore evaporativo sono aperte;

**Pompa<sub>Torre</sub> (Evaporativa):** segnale binario che indica se la pompa della torre evaporativa è in funzione;

**(Motore) Serranda<sub>Dx/Sx</sub>:** segnale binario che indica quale letto adsorbente si trova in fase di deumidificazione (rigenerazione). Se il segnale è 0 il letto destro si trova in fase di rigenerazione (e il letto sinistro in deumidificazione) se invece il segnale è 1 avviene il contrario;

**Ads<sub>Letto Dx</sub>:** segnale binario che indica se il letto destro è in rigenerazione (0) o in deumidificazione (1).

**Tset<sub>Bui</sub> (°C):** è la temperatura di set point dell'edificio posta pari a 25°C;

**x<sub>Set Bui</sub> (g/kg):** è l'umidità specifica di set point dell'edificio posta pari a 10 g/kg;

**Dt<sub>Set Rig</sub> (°C):** è il  $\Delta T$  di set point per il quale si effettua la commutazione dei due letti adsorbenti secondo la logica adottata nel caso che la macchina sia in off (cfr 3.4.6) e posto pari a 8°C;

**Elettroval<sub>Sx</sub>:** segnale binario 0 – 1 che indica se l'elettrovalvola del letto sinistro è aperta o no.;

**Elettroval<sub>Dx</sub>:** segnale binario 0 – 1 che indica se l'elettrovalvola del letto destro sta inviando acqua al letto destro (1) o no (0)

**Cambio Letto Per Rigenerazione Completata:** segnale binario 0 – 1 che indica se il cambio avviene per il completamento della rigenerazione o no;

**Cambio Letto Ragg Max Potenza:** segnale binario 0 – 1 che indica se invece il cambio del letto adsorbente avviene per il raggiungimento della massima potenza di deumidificazione;

**Distacco Carico Da Batteria:** segnale binario 0 – 1 che indica se la macchina preleva energia elettrica dalle batterie (0) o dalla rete (1);

**Funz Rete Elettrica:** segnale binario che indica se la potenza elettrica viene prelevata dalla rete (1) o fornita dai pannelli fotovoltaici (0);

**Time:** indica data e ora della misura in gg:mm:aaaa e hh:mm:ss.

### 3.2.1 Formule delle grandezze calcolate

Le umidità specifiche sono state calcolate dalla relazione

$$x = 0,622 \times \frac{\frac{UR}{100} \times p_{sat}}{p_{atm} - \frac{UR}{100} \times p_{sat}}$$

$$p_{sat} = 611,85 \times 10^{\frac{17,502 \cdot T}{240,9 + T}}$$

Dove:

x è l'umidità specifica espressa in g/kg

$p_{sat}$  è la pressione di saturazione espressa in hPa.

UR è l'umidità relativa

T è la temperatura dell'aria umida espressa in °C

Le potenze, espresse in W, impiegate dai ventilatori sono legate al controllo dei regolatori PID che gestiscono la loro velocità di rotazione.

$$P_{el\ princ} = On\ off * (4.14 * PID_{princ}^2 - 5.21 * PID_{princ})$$

$$P_{el\ vent\ solare} = On\ off_{solare} * (1.98 * PID_{solare}^2 - 2.21 * PID_{solare})$$

$$P_{el\ pompa\ torre} = On\ off * on\ off_{pompa\ torre} * P_n\ pompa$$

$$P_{tot} = Corrente\ di\ carico \times Tensione\ di\ carico$$

$$P_{altro} = P_{tot} - P_{el\ princ} - P_{el\ vent\ solare} - P_{el\ pompa\ torre}$$

Le entalpie specifiche (riferite alla entalpia a 0°C del diagramma psicometrico), non direttamente riportate nel file Labview, ma comunque utilizzate sono calcolate con

$$h_i = c_{p_a} T_i + x_i (c_{p_{vap}} T_i + r)$$

Con

$h_i$  entalpia specifica espressa in J/kg

$c_{p_a}$  e  $c_{p_{vap}}$  sono rispettivamente in calori specifici dell'aria secca e del vapore espressi in J/kgK

$r$  è il calore latente di evaporazione dell'acqua espresso in J/kg

$x_i$  e  $T_i$  sono l'umidità specifica dell'aria nelle condizioni  $-i-$

### 3.3 Il ciclo dell'aria

Il sistema FREESCOO office è stato impostato in modo da mantenere una portata di mandata fissata per tutto il periodo di funzionamento pari a circa 1000 m<sup>3</sup>/h. L'obiettivo dei test sperimentali è la verifica delle prestazioni e la validazione dei risultati nel caso di funzionamento come unità per il trattamento dell'aria di rinnovo. Lo scopo principale del sistema è dunque la deumidificazione della portata d'aria che proviene dall'esterno. In realtà, come detto, il sistema è in grado di attuare anche un parziale raffreddamento dell'aria di mandata contribuendo così all'abbattimento del carico sensibile per il raffreddamento del locale di prova. Le caratteristiche dei punti principali del ciclo sono riportati in Tabella 3.1.

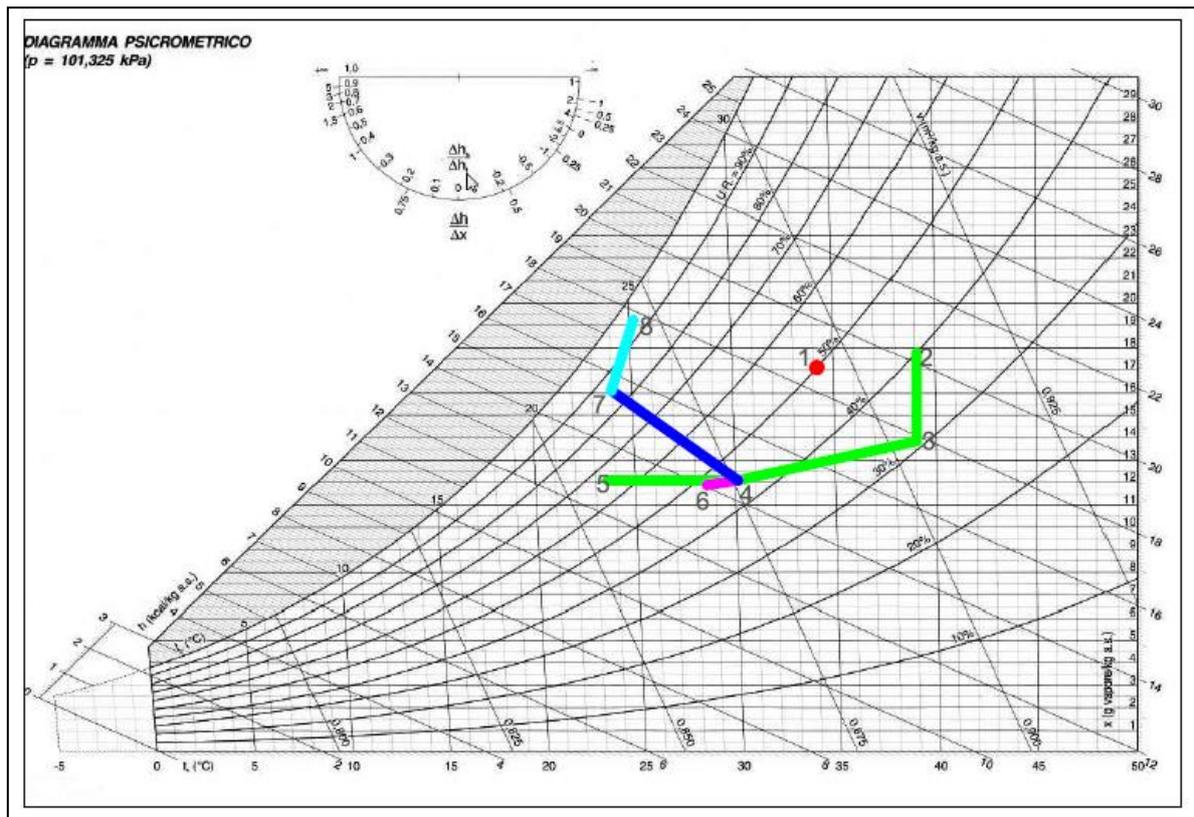
Gli stessi punti sono rappresentati nel diagramma psicometrico di figura 3.4. Si noti come i punti che rappresentano l'aria solare non sono rappresentati perché fuori dal limite del diagramma.

In figura 3.5 gli stessi punti sono rappresentati sulla macchina in corrispondenza dei diversi componenti nei quali avvengono le trasformazioni dell'aria considerati.

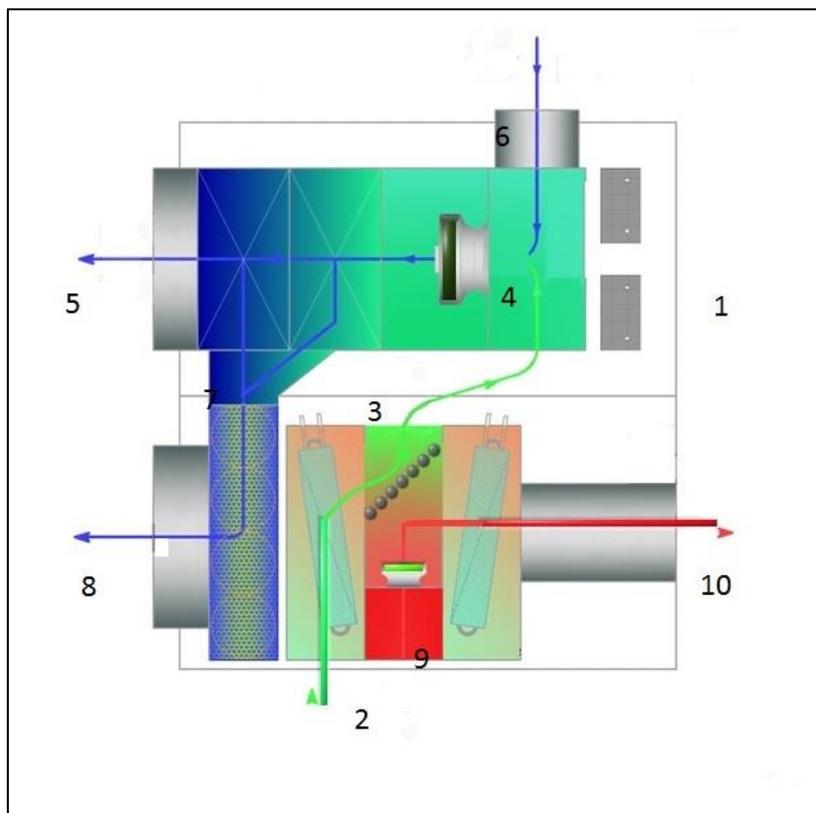
I valori della tabella si riferiscono alla giornata del 3 agosto 2015 alle ore 14:00. Da questi primi risultati si nota come la macchina riesca ad abbassare la temperatura dell'aria di processo di quasi 16°C e al contempo a ridurre il contenuto di umidità di 5,7 g/kg. Nello scambiatore evaporativo a pacco il salto entalpico dell'aria primaria che avviene a umidità relativa costante è di 6,7 kJ/kg e nei letti adsorbenti è pari a 19,4 kJ/kg.

		T	x	h	h	
		°C	g/kg	kJ/kg	kcal/kg	
Aria di processo	1	Aria esterna	33,8	17,2	78,1	18,7
	2	Letto in (entrata letto in deumidificazione)	38,7	17,8	84,8	20,3
	3	Letto out	38,7	13,9	65,4	15,6
	4	Miscelazione (HX in)	29,4	12,1	60,5	14,4
	5	SC1 + SC2 (Mandata)	23,0	12,1	53,8	12,9
Edificio	6	Aria di ritorno	28,2	12,0	59,1	14,1
Aria secondaria negli scambiatori di calore evaporativi	5	Prim. HX1+HX2 (mandata)	23,0	12,1	53,8	12,9
	7	Second. HX1+HX2 (uscita second hx)	23,3	16,0	64,2	15,3
Torre di raffreddamento	7	Ingresso torre (uscita second hx)	23,3	16,0	64,2	15,3
	8	Uscita torre	24,3	19,0	72,8	17,4
Aria solare (rigenerazione)	1	Aria esterna	33,8	17,2	78,1	18,7
	9	Collettore solare	58,7	17,2	104,0	24,8
	10	Desorbimento (uscita letto in rigenerazione)	53,8	17,7	100,1	23,9

Tabella 3.1 Caratteristiche dei punti principali del ciclo



3.4 Diagramma psicometrico



3.5 Punti del ciclo dell'aria sulla macchina

### 3.4 Scambiatore evaporativo

Nella valutazione delle prestazioni del nuovo scambiatore evaporativo, come detto, la logica di controllo del tempo di apertura delle elettrovalvole installate su di esso ha subito una serie di modifiche volte all'ottimizzazione delle sue prestazioni in termini di scambio termico e in definitiva di raffreddamento dell'aria di mandata all'edificio rispetto alla temperatura dell'aria in entrata ai letti adsorbenti.

Le pareti verticali del secondario dello scambiatore non hanno presentato un'adeguata e omogenea bagnatura a causa dei rivoli di acqua che venivano a formarsi. Questo aspetto ha degradato le prestazioni dell'elemento in termini di potenza di raffreddamento ed efficienza. Si è cercato quindi di trovare una logica di bagnatura delle pareti che limiti fortemente questo aspetto negativo.

- A 13 luglio: E' stato impostato un ciclo di bagnatura delle pareti del secondario dello scambiatore con tempi di apertura delle elettrovalvole pari a 30 secondi con pause di 300 secondi. Le pareti verticali dello scambiatore sono risultate adeguatamente e uniformemente bagnate. Le prestazioni del componente sono migliorate; si è però riscontrato un consumo di acqua eccessivo e uno spreco della stessa attraverso la sua fuoriuscita dal troppo pieno.
- B 29 luglio: E' stato introdotto nell'acqua prelevata dalla rete un fluido tensioattivo in quantità limitata a 10 g/m<sup>3</sup> di acqua, ma tale da migliorare la bagnabilità e ridurre l'acqua sprecata limitando il tempo di apertura delle elettrovalvole.  
Dopo l'introduzione del fluido tensioattivo (28 luglio) si è ridotto il tempo di apertura delle elettrovalvole a 12 secondi ogni 300 di pausa.
- C 26 agosto: Alla luce dei dati di funzionamento analizzati, si è proceduto a modificare ulteriormente la logica e il tempo di apertura delle elettrovalvole che controllano la quantità di acqua spruzzata dagli ugelli dello scambiatore, al fine di una ulteriore riduzione del consumo di acqua. In particolare è stata introdotta una logica di dosaggio dell'acqua proporzionale alle reali esigenze ovvero sulla base delle condizioni termo igrometriche e di portata dell'aria in ingresso allo scambiatore. Il software di gestione valuta la portata di acqua dell'aria primaria necessaria al raggiungimento della saturazione.

$$W = M_{mandata}(x_{in\ sat} - x_{mandata})$$

Dove:

$W$  è la portata di acqua menzionata espressa in kg/h;

$x_{in\ sat}$  è l'umidità specifica dell'aria primaria nel caso questa fosse in condizioni di saturazione (ovvero la sua temperatura fosse la temperatura a bulbo umido della portata d'aria di mandata);

$M_{mandata}$  è la portata dell'aria primaria (ovvero quella di mandata) espressa in kg/h;

$x_{mandata}$  è l'umidità specifica dell'aria primaria in entrata allo scambiatore che si mantiene costante fino all'uscita da esso ed espressa in kg/h.

A questo punto il software calcola il tempo del ciclo (che non è più fisso e pari a 300 s) come il tempo necessario a raggiungere gli 0,6 kg di acqua presente nella portata d'aria sottoforma di vapore: questo tempo di ciclo è però vincolato ad essere compreso tra 300 s e 900 s. Il tempo di apertura delle elettrovalvole è fissato a 10 s.

Ciò ha permesso di ridurre a valori ancora più bassi il consumo di acqua giornaliero medio.

### 3.5 Letti adsorbenti

Accanto allo scambiatore è stata monitorata anche l'efficienza di deumidificazione dei letti adsorbenti e, a tal proposito, ottimizzata la logica di commutazione degli stessi.

- 1) 29 giugno: L'umidità assoluta della portata d'aria di mandata all'edificio veniva messa a confronto con quella di set point impostata (obiettivo finale del trattamento dell'aria). In base ai dati il sistema di gestione eseguiva un controllo. Nel caso fossero trascorsi 30 minuti da quando il set point non veniva più raggiunto il controllore eseguiva la commutazione dei letti. Nel caso in cui il letto che entrava in funzione non avesse però raggiunto il giusto stato di esercizio in termini di percentuale di essiccazione, sia perché la macchina stesse lavorando al massimo sia perché le condizioni ambientali non permettessero una rigenerazione completa (si pensi ad una giornata calda e molto umida, ma con irraggiamento basso per la presenza di nuvolosità) il controllore commutava i due letti alternativamente, aspettando però il tempo di controllo impostato.
- 2) 28 luglio: Visti i continui cambi di letto osservati durante le prove, il tempo di controllo è stato raddoppiato e portato a 60 minuti.
- 3) 26 agosto: La logica di cambio letto è stata ulteriormente modificata. Essa confronta ancora l'umidità all'interno dell'edificio e del set point con un tempo di controllo di 30 minuti e nel caso le condizioni di set point non siano soddisfatte prima di effettuare il cambio letto viene valutata la differenza tra la temperatura di uscita dal letto in rigenerazione e la temperatura dell'aria proveniente dal collettore solare; se questa differenza è inferiore a 6°C la rigenerazione si considera completata e il cambio può avvenire.
- 4)

Questa nuova logica di controllo garantisce che il letto che entra in funzione abbia completato la rigenerazione e possa fornire la massima potenza di deumidificazione all'aria da trattare. In tutti i periodi di prova durante il cambio del letto, le elettrovalvole del circuito torre - letti adsorbenti vengono invertite, la pompa di circolazione dell'acqua della torre e il ventilatore solare vengono spenti, in modo da aumentare la temperatura e il grado di rigenerazione del letto. A fine commutazione, quando la valvola di commutazione si è spostata completamente, il ventilatore solare e la pompa di circolazione vengono riaccesi. Nel caso di macchina in off, ovvero nel caso siano spenti il ventilatore principale, le elettrovalvole e la pompa di circolazione (la macchina non effettua il raffreddamento), il sistema di controllo esegue la commutazione dei due letti se la differenza tra i segnali di temperatura, provenienti da due sonde di temperatura una posta in uscita dal letto in fase di rigenerazione e l'altro che misura la temperatura dell'aria solare proveniente dal collettore solare, è inferiore o uguale a 8°C fino al 29 luglio, e a 6°C successivamente.

## 4 Campagna di misure estiva

Da quanto detto la campagna di misura estiva è stata svolta in modo da regolare il controllo della macchina per ottimizzarne le prestazioni in termini di raffreddamento e deumidificazione dell'aria. Essa ha avuto inizio il 13 luglio dopo alcuni interventi tecnici necessari alla messa in funzione della macchina.

Le diverse logiche di regolazione sopradescritte dividono la campagna in tre periodi fondamentali che si possono identificare come segue:

- 13 – 27 luglio: si è seguita la logica A per lo scambiatore e la logica 1) per la commutazione dei letti.
- 29 luglio – 25 agosto: logica B per lo scambiatore e 2) per i letti adsorbenti.
- 26 agosto: logica C per lo scambiatore e 3) per i letti adsorbenti.

### 4.1 Periodo I

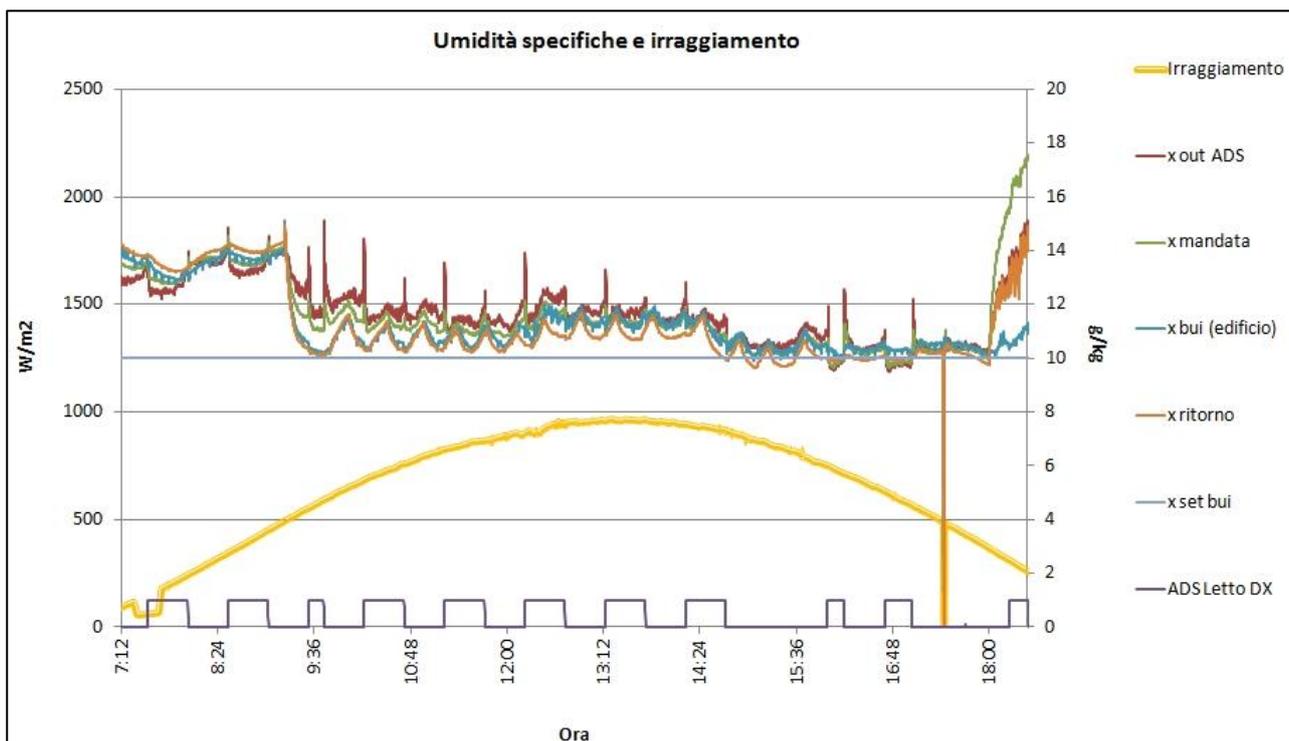
Questa campagna di misure è stata analizzata sotto due diversi punti di vista. Da un lato è stato studiato il funzionamento del prototipo in modo continuo per 10 giorni; d'altro canto è stato approfondito lo studio per una giornata tipo presa come campione caratteristico dei 10 giorni considerati. L'orario di funzionamento del sistema FREESCOO è impostato dalle 07:00 alle 18:00; l'impianto AI.CO.WA. invece ha avuto un orario di funzionamento dalle 09:00 alle 17:00: esso è stato utilizzato per il mantenimento della temperatura interna all'edificio a 26°C (entrava in funzione quando la temperatura interna superava i 27°C); la temperatura dell'acqua di mandata ai fan coils era impostata a 7°C: in questo modo l'impianto AI.CO.WA. contribuiva alla deumidificazione dell'aria interno all'edificio di prova.

La giornata scelta come campione rappresentativo è il 20 luglio 2015. In Tabella 4.1 sono riportate le caratteristiche della giornata considerata relative alle ore in cui il sistema FREESCOO è in funzione.

Nella figura 4.1 sono riportati gli andamenti delle umidità specifiche e dell'irraggiamento.

Energia solare irradiata kWh/m <sup>2</sup>	T est media °C	x est media g/kg
7,73	30,8	16,7

Tabella 4.1 Condizioni ambiente



4.1 Umidità specifiche

A causa di misure non realistiche della sonda di umidità esterna, che è risultata guasta, non è stato possibile per questa prima campagna di prove riportare questo valore. Per questo motivo l'umidità specifica dell'aria aspirata dall'esterno e successivamente elaborata nei letti adsorbenti non è quella misurata dalla sonda di umidità esterna, ma è pari a  $x_{in/out \text{ letto } dx}$  o  $x_{in/out \text{ letto } sx}$ , a seconda del fatto che si trovi in funzione il letto destro o quello sinistro. Questi andamenti infatti rappresentano l'andamento dell'umidità specifica in entrata nel letto adsorbente (o in uscita da esso) nel caso che il letto sia in funzione (o meno).

Analizzando l'andamento delle umidità specifiche si nota come  $x_{out \text{ ADS}}$  (umidità in uscita dai letti adsorbenti) si attesti a valori superiori alla  $x_{set \text{ bui}}$  pari a 10 g/kg. Gli andamenti delle altre umidità, in particolare la  $x_{mandata}$  (in verde l'umidità), la  $x_{bui}$  (in blu) e la  $x_{ritorno}$  (in arancione), che si riferiscono rispettivamente all'aria di mandata, alle condizioni interne dell'edificio e all'aria di ritorno da esso, hanno valori molto simili tra loro e inferiori rispetto alla  $x_{out \text{ ADS}}$ ; questo è dovuto al contributo alla deumidificazione dei fan coils installati che si riflette nell'umidità specifica della portata d'aria di ritorno la quale, miscelata con la portata di aria proveniente dai letti, abbassa l'umidità dell'aria di mandata. In ogni caso il sistema non è stato in grado di garantire il valore di set point dell'umidità dell'edificio e questo è testimoniato dal fatto che il cambio del letto si sia verificato ogni 30 minuti secondo la logica di controllo 1).

La figura 4.2, che si riferisce al letto di destra, offre una migliore visione del funzionamento dei letti adsorbenti. La umidità specifica  $x_{in/out \text{ letto } dx}$  varia molto nel caso in cui il letto sia in funzione o in rigenerazione; la deumidificazione che si opera nell'attraversamento dei letti adsorbenti è dell'ordine dei 4-5 g/kg e comunque sono stati raggiunti valori non inferiori a 12 g/kg.

L'andamento di  $ADS_{\text{letto } dx}$ , che se pari a 1 indica il funzionamento del letto destro, evidenzia il cambio di letto operato dal sistema; esso è messo a confronto con l'on/off della elettrovalvola destra. Questa anticipa il cambio letto di circa 5 minuti; contemporaneamente la pompa della torre evaporativa viene spenta in modo da raffreddare il letto adsorbente che si trova a fine rigenerazione prima che esso entri realmente in funzione. Si nota dall'andamento di  $T_{w \text{ in torre}}$  come l'acqua di ritorno alla torre presenti dei picchi in corrispondenza del cambio di letto a testimonianza di questo aspetto, mentre la temperatura dell'acqua in uscita dalla torre ( $T_{w \text{ out torre}}$ ) abbia un andamento più piatto.

Nella stessa figura sono riportate anche le temperature dell'aria in ingresso ( $T_{in/out \text{ Letto } dx}$ ) e in uscita dai letti adsorbenti ( $T_{out \text{ letti}}$ ). Quando il letto è in funzione esso opera un raffreddamento dell'aria di processo dell'ordine dei 5-6°C e ciò a riprova dell'effetto di raffreddamento nei letti adsorbenti già anticipato nel capitolo 3.

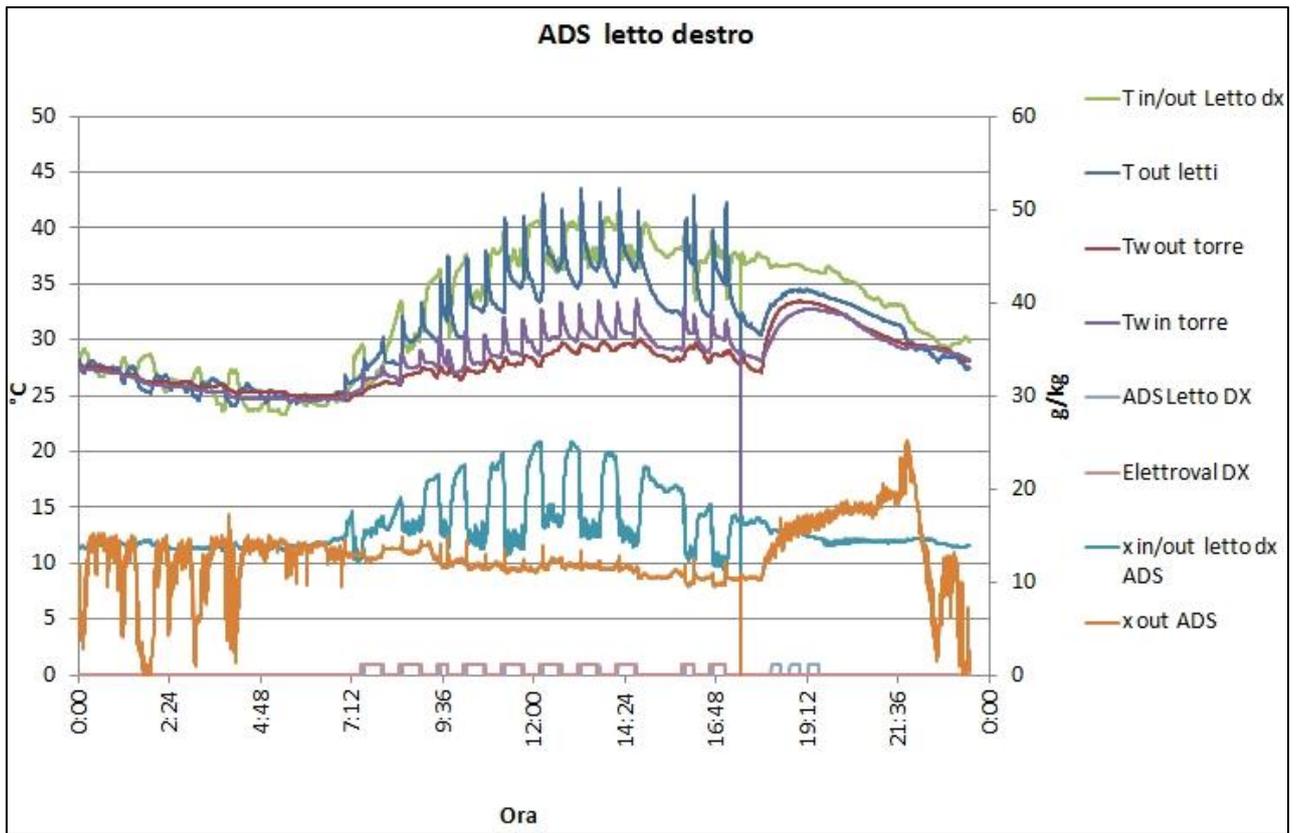
I picchi di  $T_{out \text{ letti}}$  e  $x_{out \text{ ADS}}$  si verificano sempre in corrispondenza della commutazione dei letti, ovvero quando la valvola a saracinesca sta ruotando. L'alternanza tra valori minimi e massimi di  $T_{in/out \text{ letto } dx}$  e  $x_{in/out \text{ letto } dx}$  segue  $ADS_{\text{letto } dx}$ .

La figura 4.3 mostra l'andamento delle temperature esterna (in verde), dell'edificio (in blu) della mandata (in rosso), il set point dell'edificio (in viola) e la posizione della valvola di commutazione dei letti (in celeste) che se pari a 1 indica il funzionamento del letto destro (e la rigenerazione del letto sinistro).

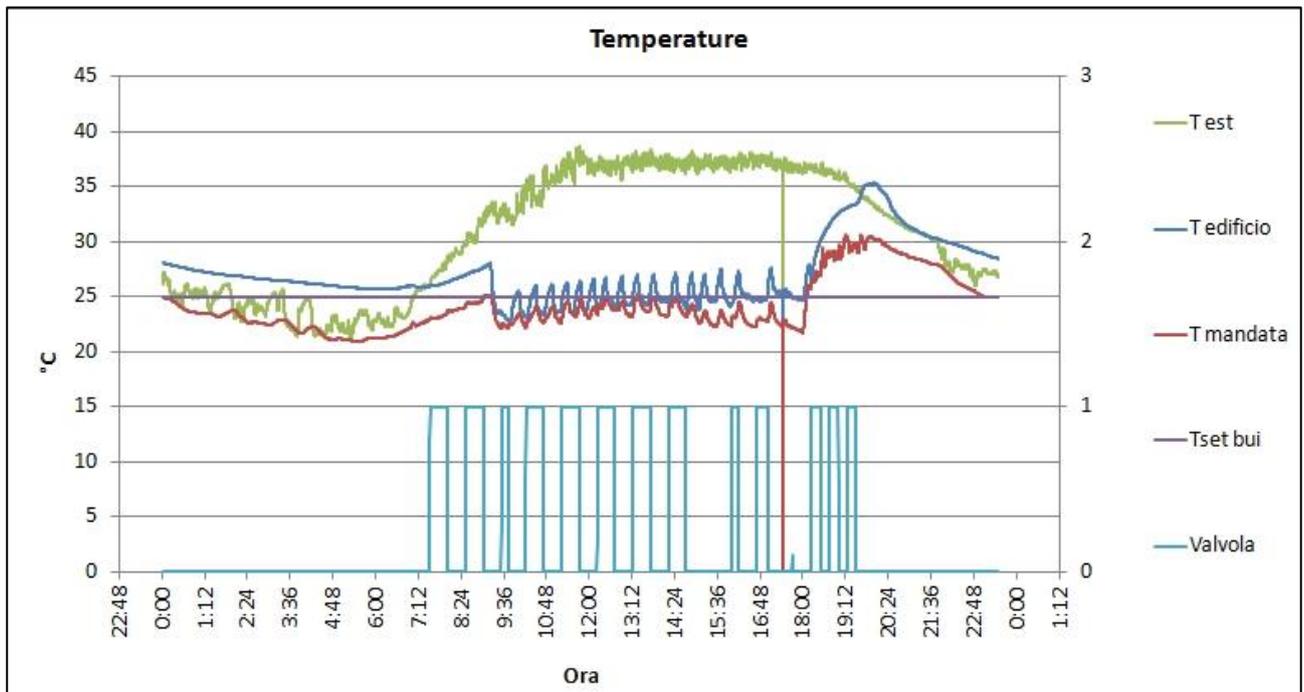
A fronte di temperature esterne che si attestano a valori prossimi ai 38°C il prototipo FREESCOO offre una temperatura di mandata che oscilla intorno ai 22 e i 24°C in corrispondenza dell'accensione dei fan coils presenti nell'edificio; tuttavia il raffreddamento ottenuto nel sistema FREESCOO permette una riduzione della temperatura dell'aria di 16 - 14°C. Le oscillazioni della temperatura dell'edificio sono anch'esse dovute alla presenza dei fan coils che contribuiscono al raffreddamento dell'aria dell'edificio.

Le potenze elettriche assorbite dal ventilatore principale (in blu), dal ventilatore solare (in rosso), dalla pompa della torre evaporativa (in arancione) del sistema FREESCOO sono riportate in figura 4.4. La  $P_{altro}$  (in viola) è la potenza assorbita dai motori delle elettrovalvole e dal motore della serranda dei letti adsorbenti. In corrispondenza del cambio del letto la potenza del ventilatore solare si annulla in modo da spegnerlo; questo per evitare che l'aria solare (molto calda) si mescoli con l'aria di processo mentre la valvola di commutazione è in movimento.

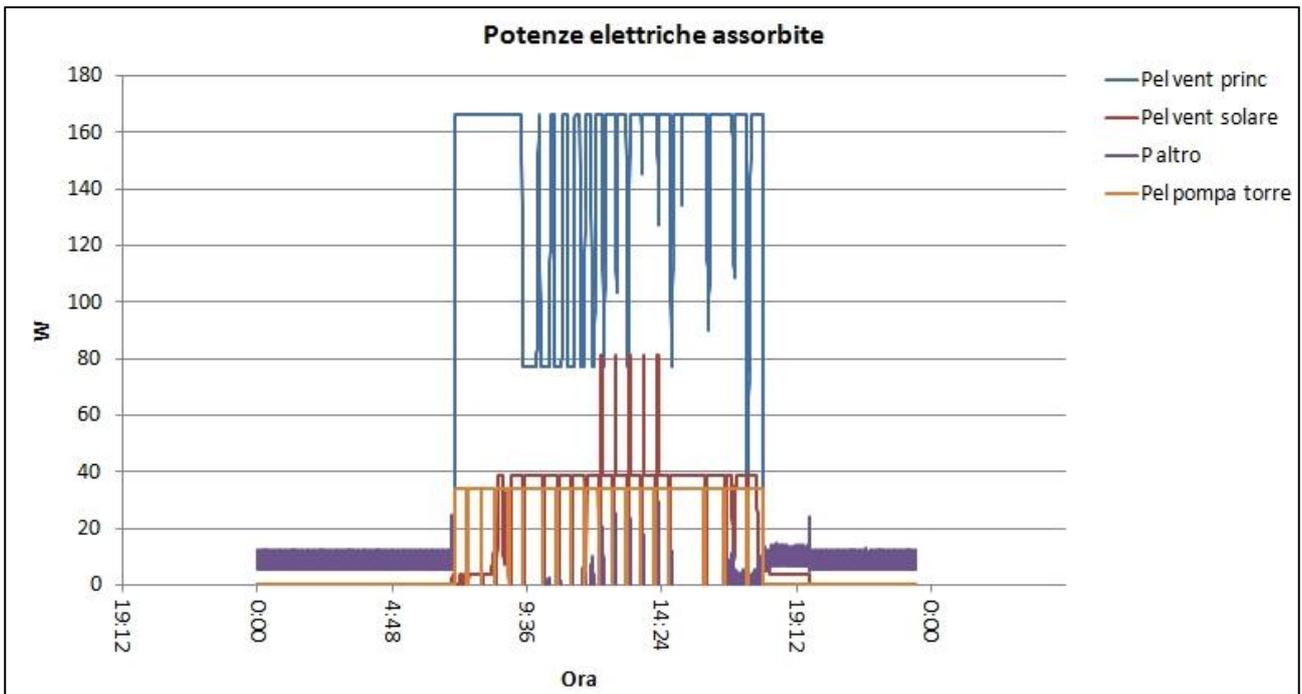
Gli andamenti delle potenze dipendono dal controllore PID che regola la velocità di rotazione dei ventilatori e della pompa della torre di raffreddamento (figura .4.5)



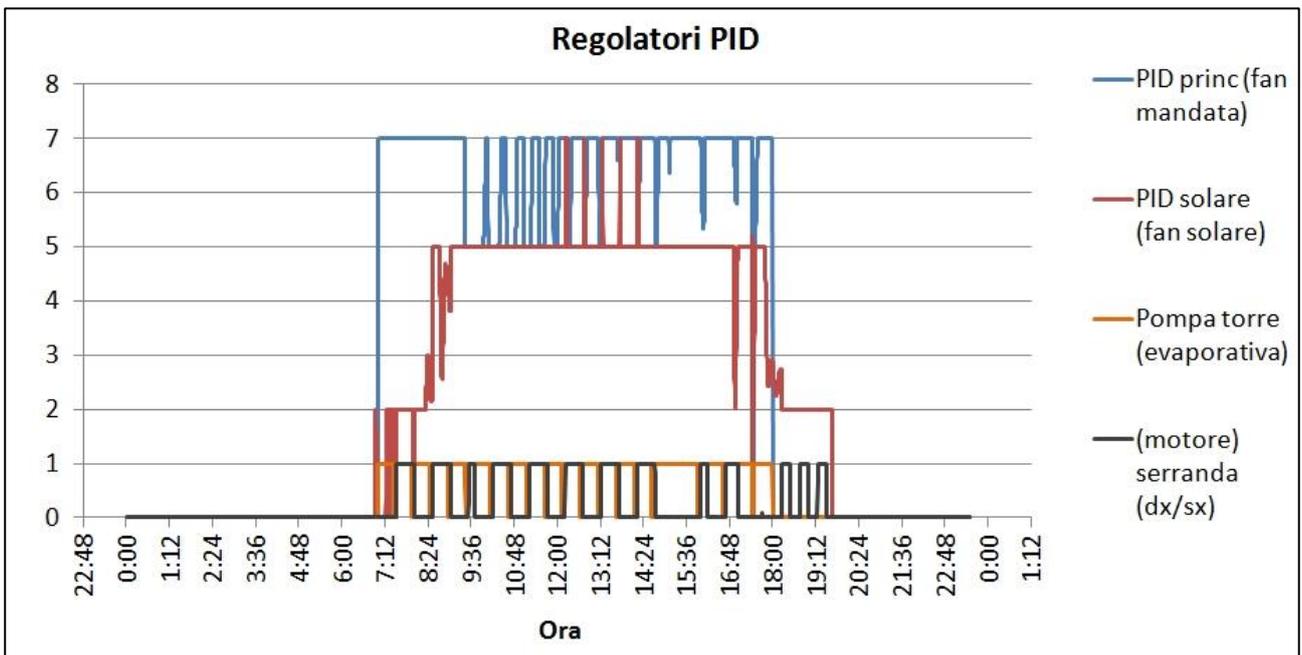
4.2 ADS letto destro



4.3 Temperature



4.4 Potenze elettriche

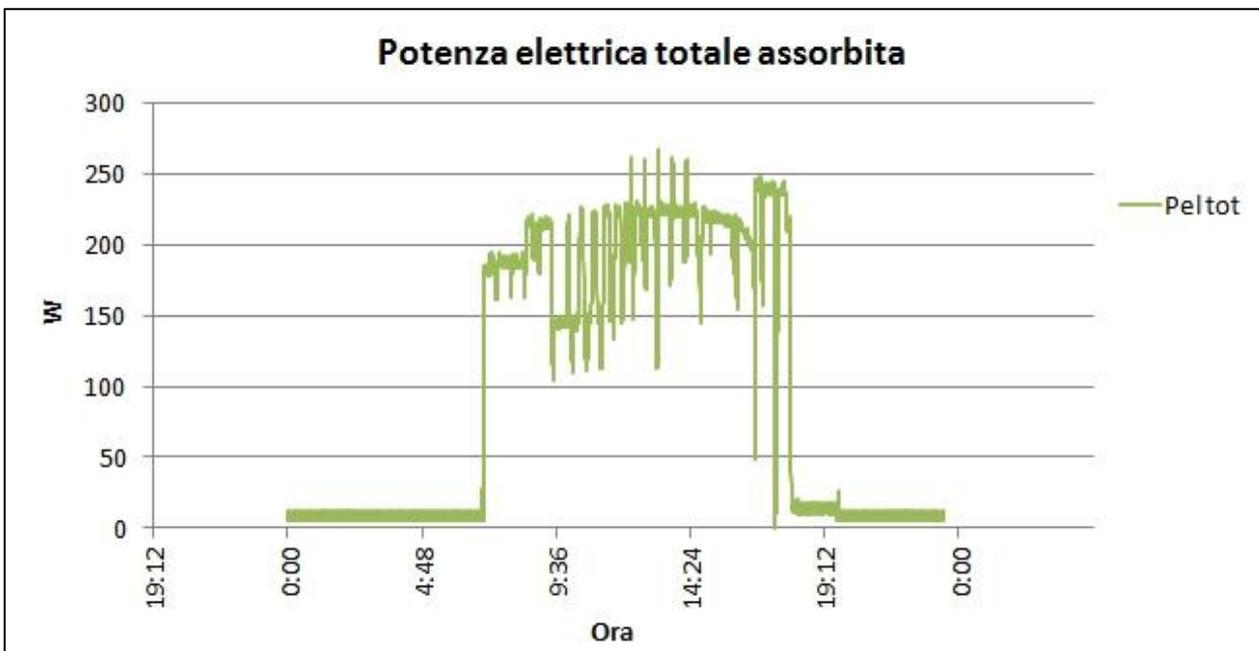


4.5 Controllori PID

Da questi andamenti si evince come il ventilatore solare venga mantenuto intorno al 50% della velocità di rotazione salvo picchi (che si riflettono in picchi di potenza) dovuti al sistema di controllo che ne aumenta la velocità nel caso la temperatura dell'aria proveniente dai collettori solari salga oltre la soglia di pericolosità (60°C).

Si nota come la pompa della torre venga spenta ogni volta che si effettua il cambio di letto adsorbente: questo per far sì che l'acqua presente nel letto che si trova alla fine della fase di adsorbimento possa fluire verso la vaschetta di raccolta della torre evitando così che si riscaldi con il calore proveniente dal collettore solare.

La potenza totale assorbita è mostrata in figura 4.6.

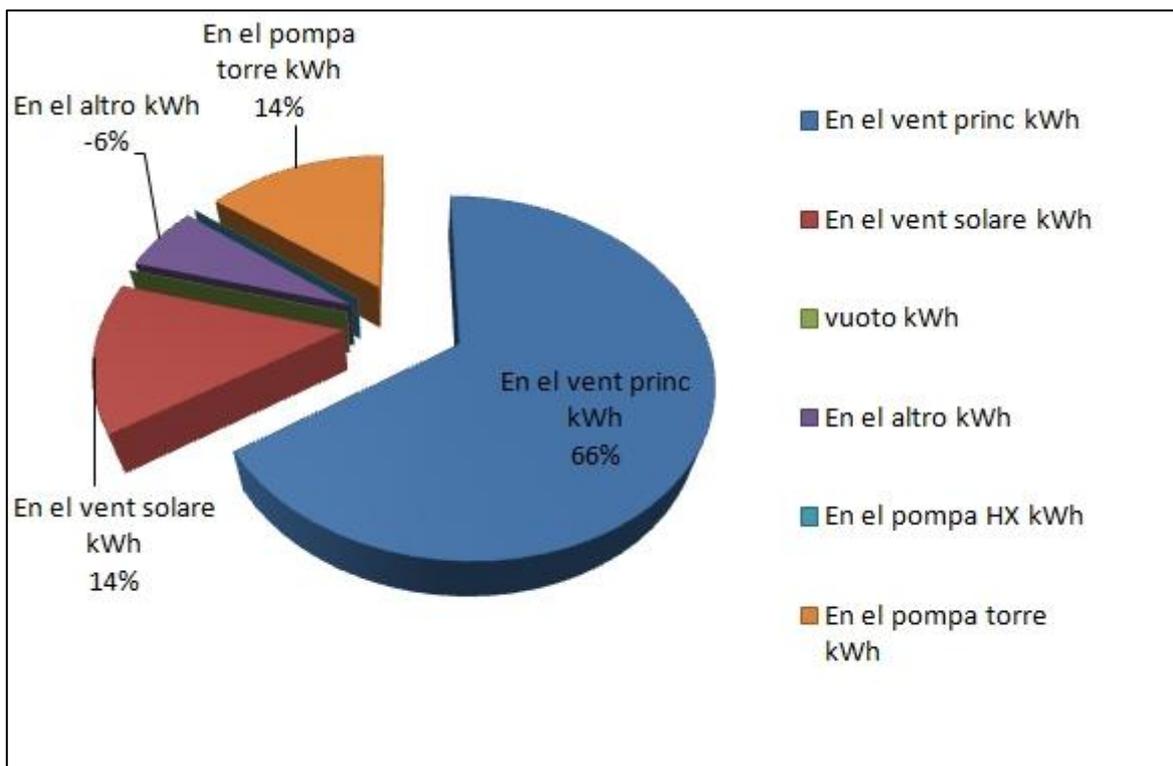


4.6 Potenza elettrica totale

Essa si attesta a valori sempre inferiori a 250 W; si nota come i picchi di potenza corrispondano all'incremento di potenza richiesta dal ventilatore solare. L'andamento della potenza è dovuto all'interazione degli effetti delle potenze assorbite da tutti i componenti.

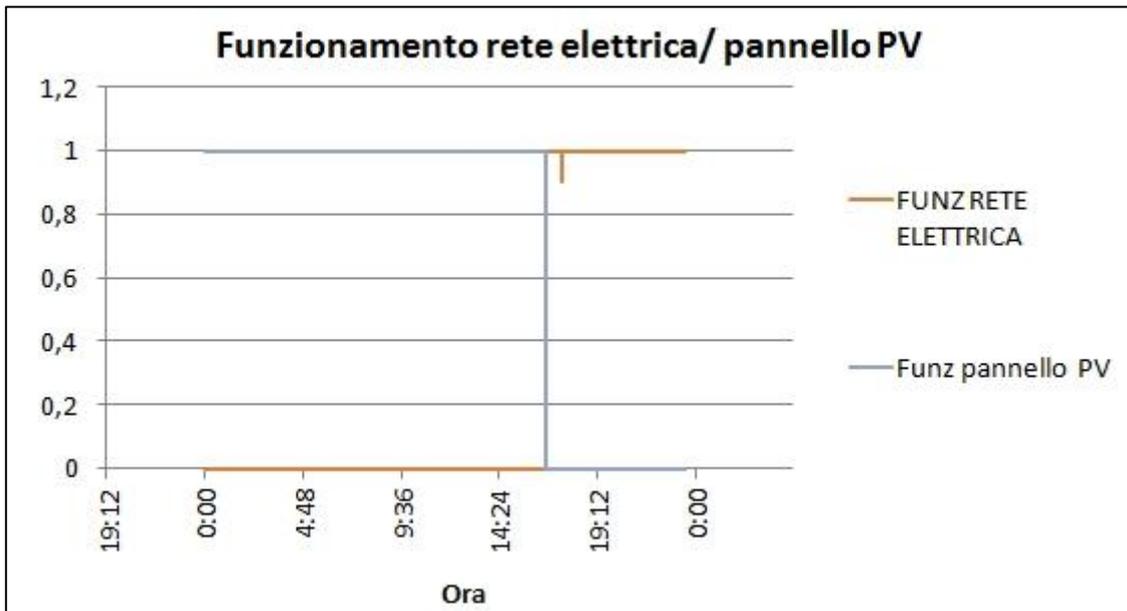
In definitiva l'energia richiesta dai vari componenti si ripartisce secondo le percentuali mostrate in figura 4.7. Il ventilatore principale ha la maggiore incidenza.

L'energia consumata dalla pompa dello scambiatore evaporativo è nulla perché questo componente è stato eliminato nella configurazione 2015.



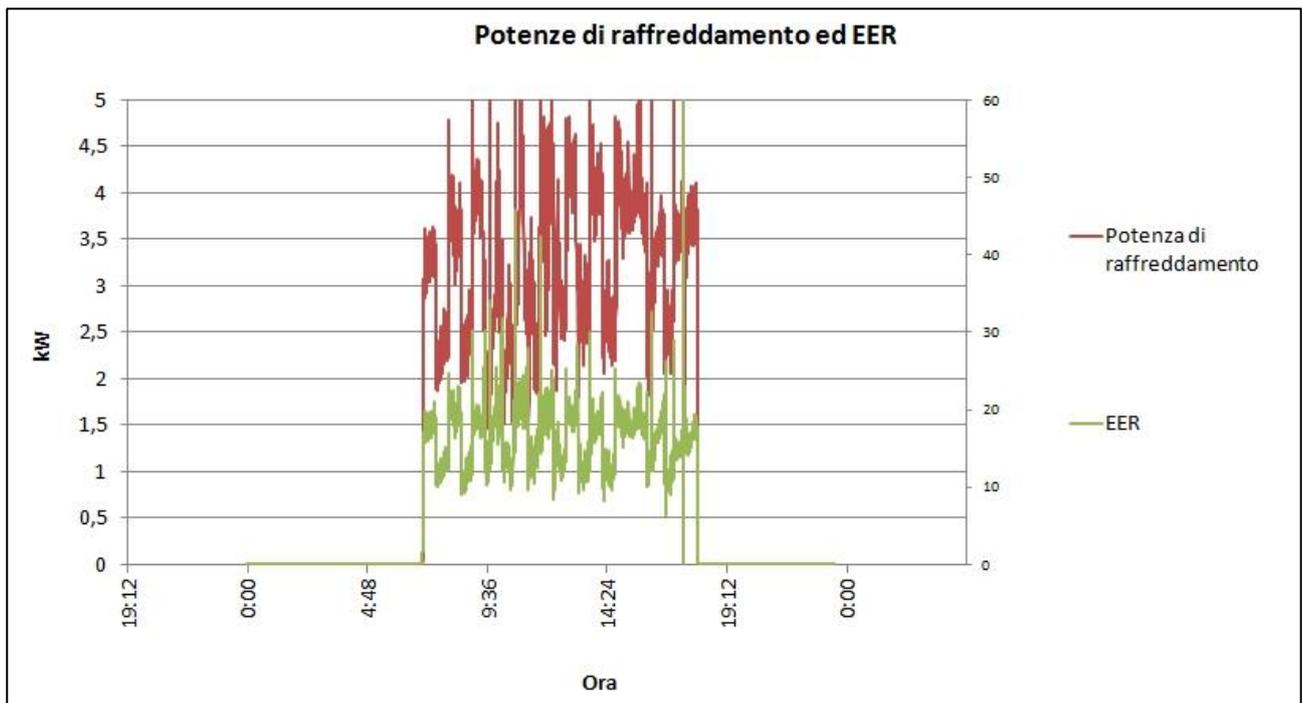
4.7 Energie assorbite in %

La figura 4.8 mostra come l'energia richiesta dai componenti dell'impianto sia stata fornita dal pannello fotovoltaico dalle 0:00 fino alle 17:00, ossia dall'inizio della registrazione dei dati e per quasi l'intero periodo di funzionamento impostato per la macchina. Si intende come funzionamento da pannello fotovoltaico l'energia fornita dalle batterie di accumulo dell'elettricità. Infatti il pannello fotovoltaico fornisce energia elettrica alla macchina per via indiretta attraverso le batterie che provvede a ricaricare. La figura testimonia dunque la grande autonomia della macchina nel suo funzionamento off grid.



4.8 Funzionamento rete elettrica/PV

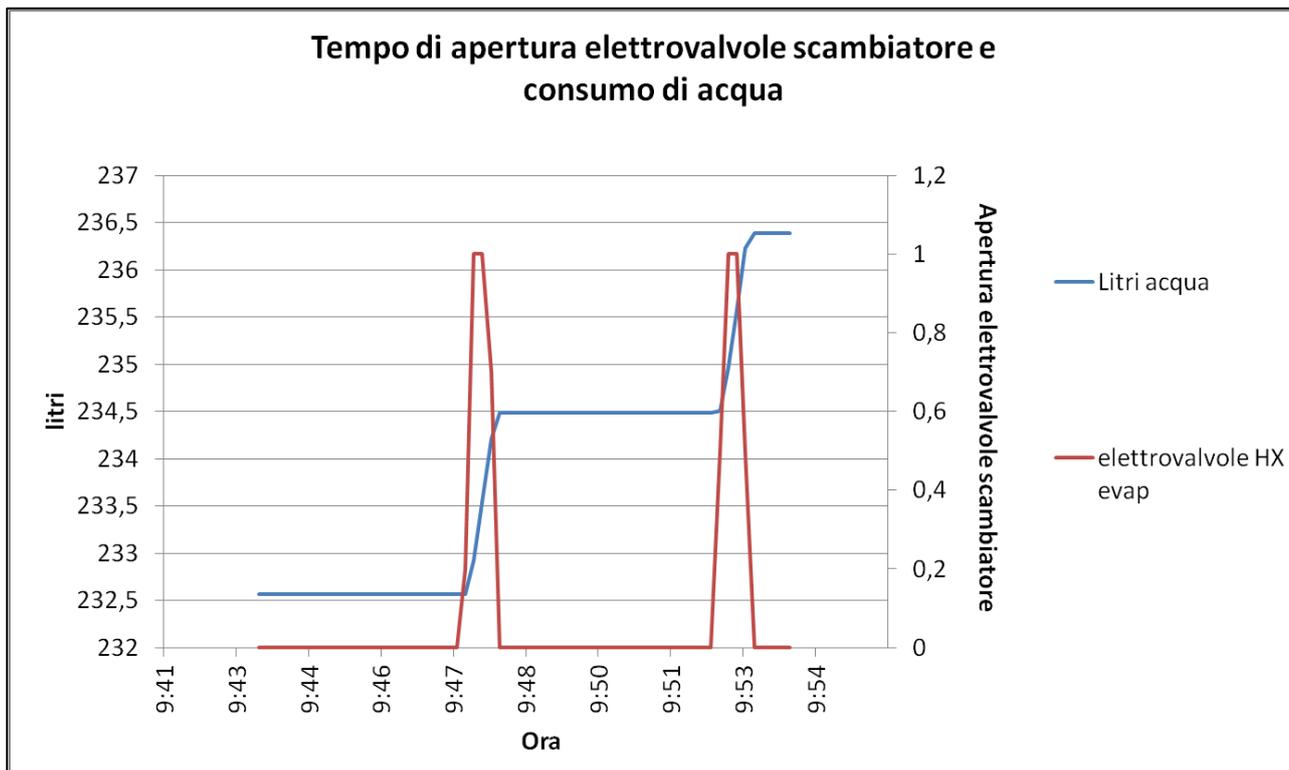
Questa caratteristica del prototipo, influisce anche sulla sua efficienza. La potenza di raffreddamento e l'EER istantaneo sono riportati nella figura 4.9.



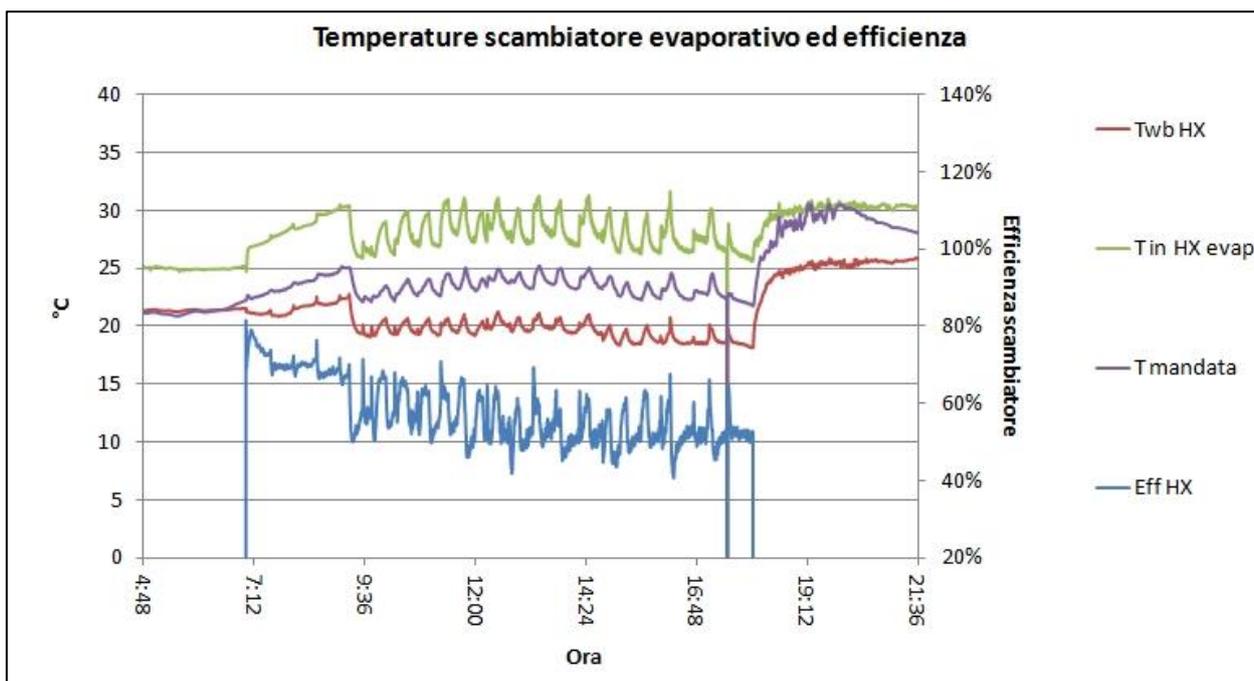
4.9 Potenza di raffreddamento e EER

A fronte di una potenza di raffreddamento totale, data dalla somma delle potenze dei letti adsorbenti e dello scambiatore evaporativo, che oscilla intorno a valori di 3,5 kW si ha un buon rapporto EER che si attesta superiore a 20.

Nella giornata TIPO esaminata il set up delle elettrovalvole prevede un apertura di 30 s per ogni 300 (figura 4.10). Questo ha portato ad un consumo totale di acqua di 231 l, corrispondente ad un consumo orario di 22 l/h, valore che risulta elevato in termini di impatto ambientale.



4.10 Elettrovalvole HX



4.11 Temperature scambiatore evaporativo ed efficienza

Nella figura 4.11 sono rappresentate le temperature dell'aria in entrata nello scambiatore (in verde) e di uscita (in viola), la temperatura di bulbo umido (in rosso) e l'efficienza dello scambiatore (in blu). Dall'analisi della figura si vede come la diminuzione di temperatura dell'aria trattata sia dell'ordine dei 7 – 8°C.

Riassumendo la giornata del 20 luglio ha registrato le prestazioni riportate di seguito.

L'energia di raffreddamento prodotta nella giornata è stata pari a 35,1 kWh pari a 88500 BTU (Tabella 4.2 e Tabella 4.3) a fronte di 2,2 kWh di energia elettrica consumata (Tabella 4.4).

Energia solare incidente kWh	En coll kWh	En HX kWh	En ADS kWh	En AHU kWh	En edificio kWh	En el consumata tot kWh
37,1	22,0	24,3	31,9	35,1	5,6	2,2

Tabella 4.2 Energie di raffreddamento prodotte in kWh

Energia solare incidente BTU	En coll BTU	En HX BTU	En ADS BTU	En AHU BTU	En edificio BTU	En tot BTU
126526,2	75214,4	82888,7	108765,0	119749,1	19103,2	7351,6

Tabella 4.3 Energie di raffreddamento in BTU

En el vent princ kWh	En el vent solare kWh	En el pompa torre kWh
1,6	0,3	0,3

Tabella 4.4 Energia consumata

A fronte di questi valori l'efficienza della macchina può essere espressa come (Tabella 4.5):

Efficienza dei collettori solari rapporto tra l'energia prodotta dai collettori solari e trasferita all'aria solare e l'energia solare:  $Eff_{coll} = \frac{En_{collettori}}{En_{solare\ incidente}}$ ;

Cop termico rapporto tra energia di raffreddamento ed energia termica fornita dai collettori solari:

$$COP_{th} = \frac{En_{AHU}}{En_{collettori}}$$

EER rapporto tra l'energia di raffreddamento e l'energia elettrica totale consumata:  $EER = \frac{En_{AHU}}{En_{tot}}$ ;

Accanto a questo valore che non considera la differenza fra energia prelevata dalla rete o autoprodotta; è possibile affiancare un rapporto EER calcolato con il solo contributo dell'energia prelevata dalla rete e definito come  $EER_{Rete} = \frac{En_{AHU}}{En_{Rete}}$  dove compare esplicitamente a denominatore la sola energia prelevata.

Il consumo totale di acqua è stato di 231 litri.

La Tabella 4.5 mostra una buona efficienza dei collettori solari che si riflette in una buona capacità di rigenerazione dei letti adsorbenti. In più l'EER medio si attesta a 16,3, valore in linea con lo stato della tecnica per i sistemi di solar cooling. Il valore EER rete invece testimonia come sia stata prodotta un livello di energia di raffreddamento 128,6 volte superiore alla quantità di energia primaria elettrica assorbita dalla rete elettrica.

Efficienza collettori media	EER medio	EER rete	Cop termico medio	Efficienza Scambiatore media	Conta litri l
59%	16,3	128,6	1,2	58%	231

Tabella 4.5 Efficienza

In Tabella 4.6 sono riportate le percentuali del tempo di funzionamento con l'energia elettrica fornita dalla rete, prodotta dal pannello fotovoltaico nell'intera giornata e nel solo periodo di accensione della macchina (07:00 – 18:00).

Funzionamento rete elettrica %	Funzionamento PV %	Funzionamento PV tempo di funzionamento %
29%	71%	88%

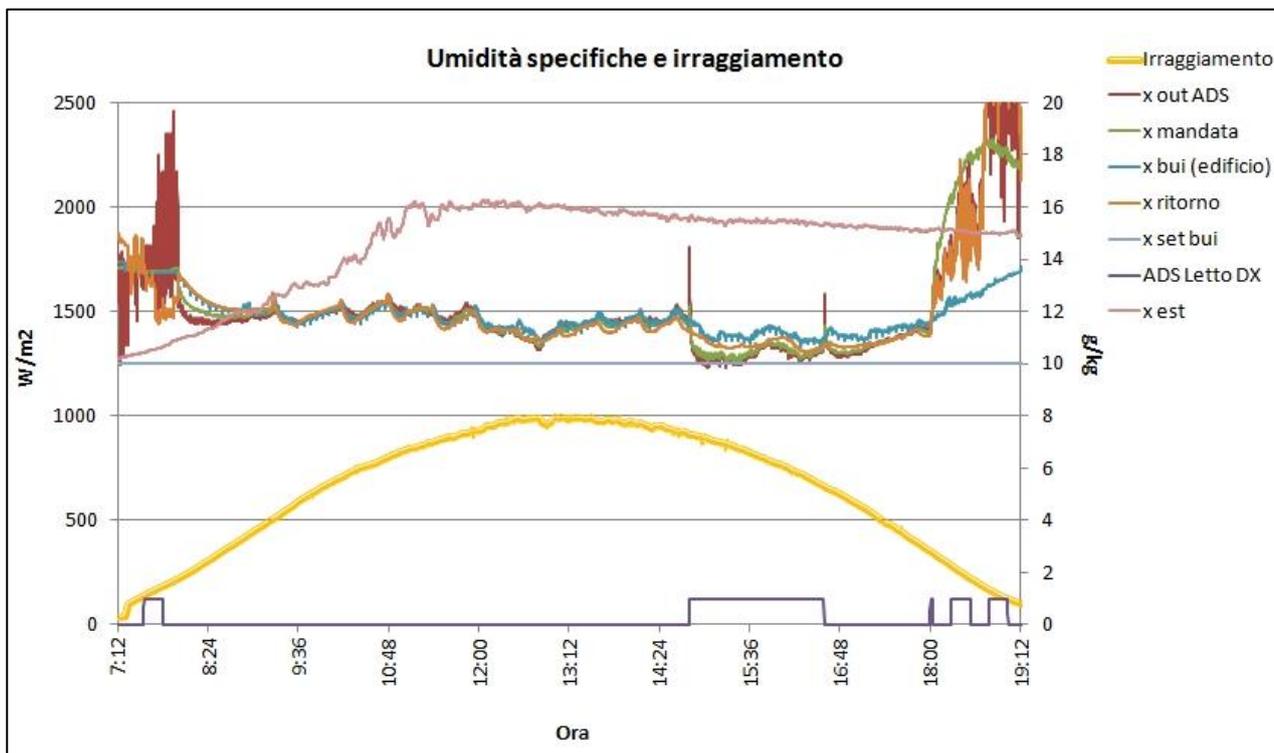
Tabella 4.6 Funzionamento da pannello fotovoltaico % di tempo per l'intera giornata e per il periodo di accensione della macchina

#### 4.2 Periodo II

Prima dell'inizio del secondo periodo della campagna di misurazioni (29 luglio 26 agosto 2015) il giorno 28 luglio è stato aggiunto all'acqua proveniente dalla rete il fluido tensioattivo; il tempo di apertura delle elettrovalvole dello scambiatore evaporativo è stato impostato a 12 secondi con pause di 300 s. La commutazione dei letti è stata impostata in modo che essa abbia luogo nel caso il set point di umidità specifica dell'edificio non venga raggiunto per 60 minuti. I fan coils dell'impianto AI.CO.WA. sono stati impostati per entrare in funzione nel caso la temperatura interna all'edificio raggiunga i 28°C, così da mantenere la temperatura dell'ambiente climatizzato a 27°C e in modo da contribuire in minima parte alla deumidificazione dello stesso, come già anticipato precedentemente. Sono state sostituite le sonde di temperatura e umidità poste alla misura delle condizioni dell'aria esterna, a causa del guasto verificatosi della sonda di umidità.

La giornata scelta come campione rappresentativo della seconda campagna di misure è il 04 agosto 2015. In Tabella 4.7 sono riportate le caratteristiche della giornata considerata relative alle ore in cui il sistema FREESCOO è in funzione.

Nella figura 4.12 sono riportati gli andamenti delle umidità specifiche limitatamente al periodo di funzionamento della macchina.



4.12 Umidità specifiche

Energia specifica irraggiata kWh/m <sup>2</sup>	T est media °C	x est media g/kg
7,7	29,54	12,81

Tabella 4.7 Condizioni ambiente

La sonda di umidità dell'aria esterna, che risultava guasta durante la prima campagna di misura, è stata sostituita e quindi il suo andamento è riportato (colore rosa). Tuttavia l'umidità specifica dell'aria aspirata dall'esterno e successivamente elaborata nei letti adsorbenti, è rimasta riferita alla  $x_{in/out \text{ letto dx}}$  o  $x_{in/out \text{ letto sx}}$ , e non direttamente alla misura di  $x_{est}$  ottenuta dalla  $UR_{est}$  per coerenza dei risultati e perché appare più corretto riferirsi alle condizioni dell'aria in ingresso ai letti adsorbenti piuttosto che a valori di temperatura e umidità misurati in punti distanti dagli stessi.

Analizzando l'andamento delle umidità specifiche si nota innanzi tutto come il sistema di controllo della commutazione dei letti adsorbenti non abbia funzionato correttamente, mantenendo, per la giornata considerata, in funzione il letto di sinistra nonostante per molte ore l'umidità dell'aria di mandata non sia stata inferiore al valore di set point impostato.

Anche il mancato cambio di letto è causa del fatto che  $x_{out \text{ ADS}}$  si attesti a valori che oscillano intorno ai 13-14 g/kg contro un umidità specifica esterna superiore ai 15 g/kg. Gli andamenti delle altre umidità, in particolare la  $x_{mandata}$  (in verde), la  $x_{bui}$  (in blu) e la  $x_{ritorno}$  (in arancione), hanno valori molto simili tra loro e oscillanti intorno al valore di 12 g/kg; Si noti inoltre come alle ore 14:47 l'entrata in funzione del letto adsorbente destro (completamente rigenerato) permetta un brusco calo delle umidità specifiche considerate che solo a questo punto scendono sotto il valore di 10 g/kg. Il picco di  $x_{out \text{ ADS}}$  è indice dello spostamento della valvola di commutazione dei letti.

Solo a questo punto il sistema di controllo sembra funzionare. Infatti dopo 60 minuti da quando la  $x_{mandata}$  non ha più raggiunto il valore di set point si nota l'entrata in funzione del letto di sinistra, che però non contribuisce in maniera apprezzabile all'abbattimento dell'umidità, perché appare chiaro il fatto che non abbia avuto il tempo di raggiungere un adeguato grado di rigenerazione.

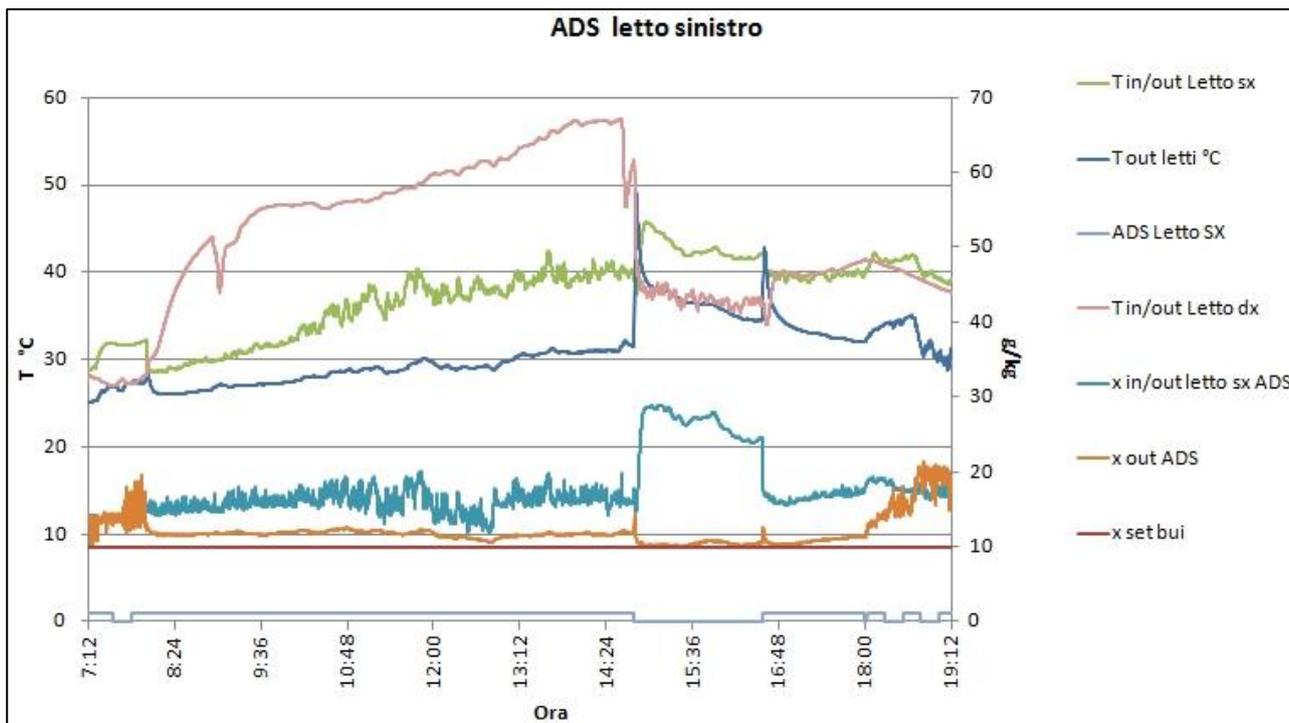
La figura 4.13, che si riferisce al letto di sinistra, sottolinea questo fatto: l'umidità specifica in uscita dai letti adsorbenti ( $x_{out \text{ ADS}}$ ) ha un brusco calo in corrispondenza dell'entrata in funzione del letto di destra (quando il segnale  $ADS_{\text{letto sx}}$  è nullo). Le  $x_{in/out \text{ Letto sx}}$  e  $T_{in/out \text{ letto sx}}$  corrispondentemente sottolineano come il letto sinistro sia passato in fase di rigenerazione perché il loro valore aumenta repentinamente.

Quando si ha il ritorno in funzione del letto di sinistra, come detto, esso non ha completato la rigenerazione: si confronti a tal proposito la temperatura del letto di destra a fine rigenerazione (riportata in rosa nella figura), prossima ai 58°C, e la temperatura del letto di sinistra inferiore ai 50°C.

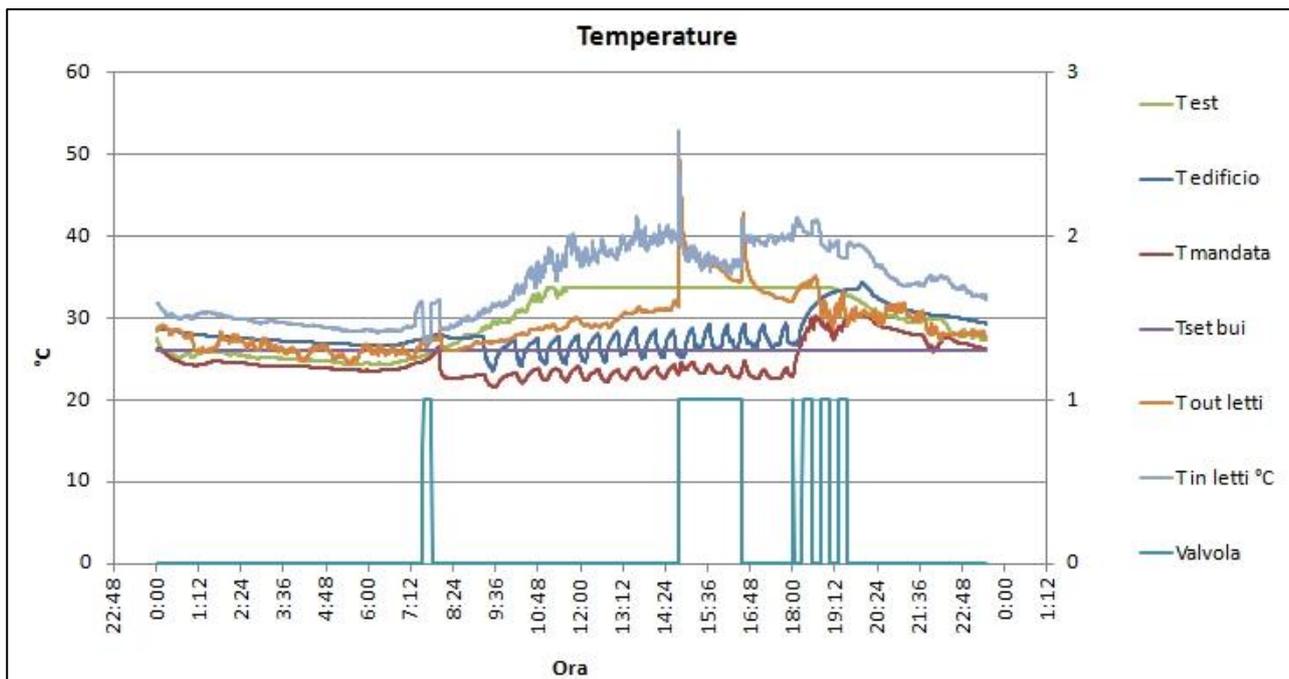
Nella stessa figura sono riportate anche le temperature dell'aria in uscita dal letto adsorbente. Quando il letto sinistro è in funzione esso opera un raffreddamento dell'aria di processo dell'ordine dei quasi 7°C e ciò a riprova dell'effetto di raffreddamento nei letti adsorbenti già anticipato nel capitolo 3.

La figura 4.14 mostra l'andamento delle temperature esterna (in verde), dell'edificio (in blu) della mandata (in rosso), il set dell'edificio (in viola) e la posizione della valvola di commutazione dei letti (in azzurro) che se pari a 1 indica il funzionamento del letto destro (e la rigenerazione del letto sinistro).

A fronte di temperature dell'aria in entrata ai letti adsorbenti che si attestano a valori di 38°C il prototipo FREESCOO offre una temperatura di mandata che oscilla intorno ai 22 e i 24 con un raffreddamento di 16°C.

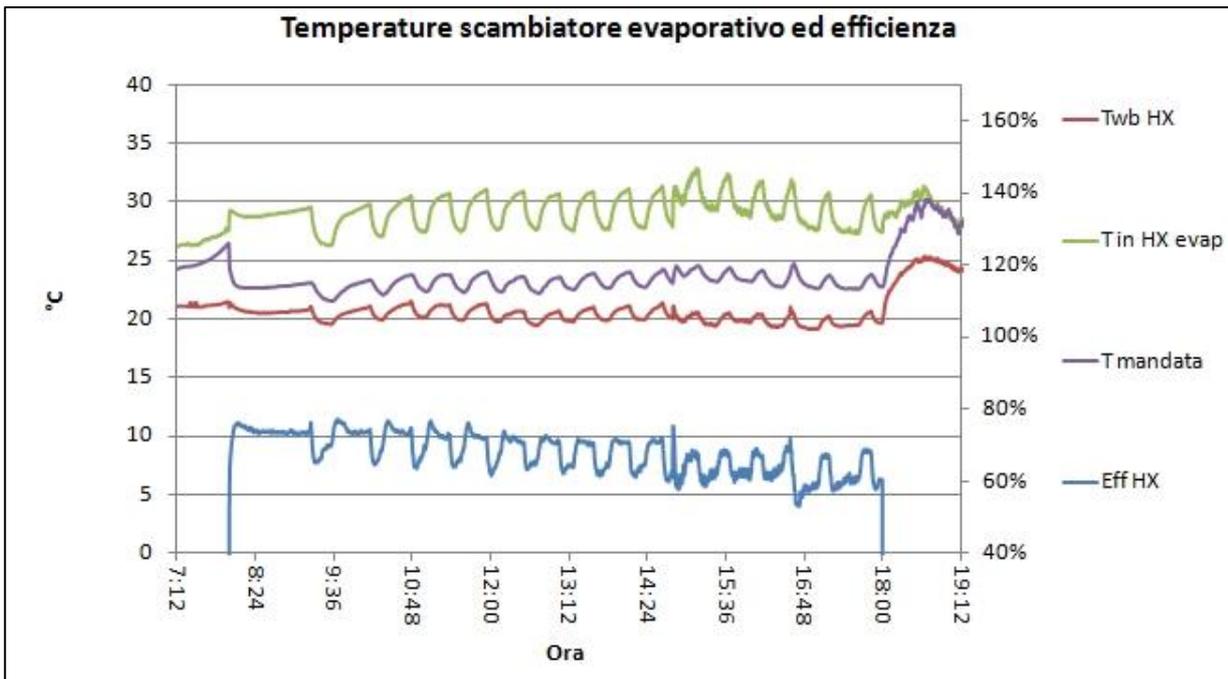


4.13 ADS letto sinistro



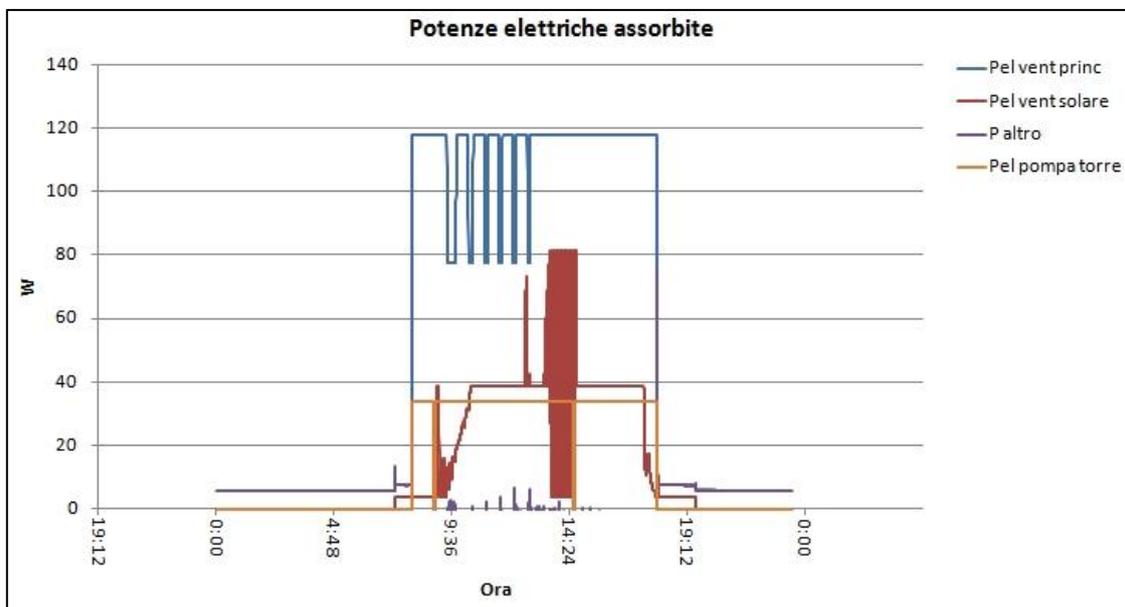
4.14 Temperature

Nella figura 4.15 sono invece riportate le temperature dell'aria in ingresso e in uscita dallo scambiatore evaporativo a pacco. Essa subisce un raffreddamento di circa 7°C passando dai 30°C in entrata (linea verde) ai 23°C in uscita (in viola). Nella stessa figura sono riportate anche la temperatura a bulbo umido dell'aria in entrata nello scambiatore evaporativo e l'efficienza prossima al 70%, confrontabile con l'efficienza registrata nel periodo 13 luglio 27 luglio, quindi l'aggiunta del fluido tensioattivo ha migliorato la bagnabilità delle pareti e permesso di diminuire il consumo di acqua, senza pregiudicare le prestazioni dello scambiatore evaporativo.

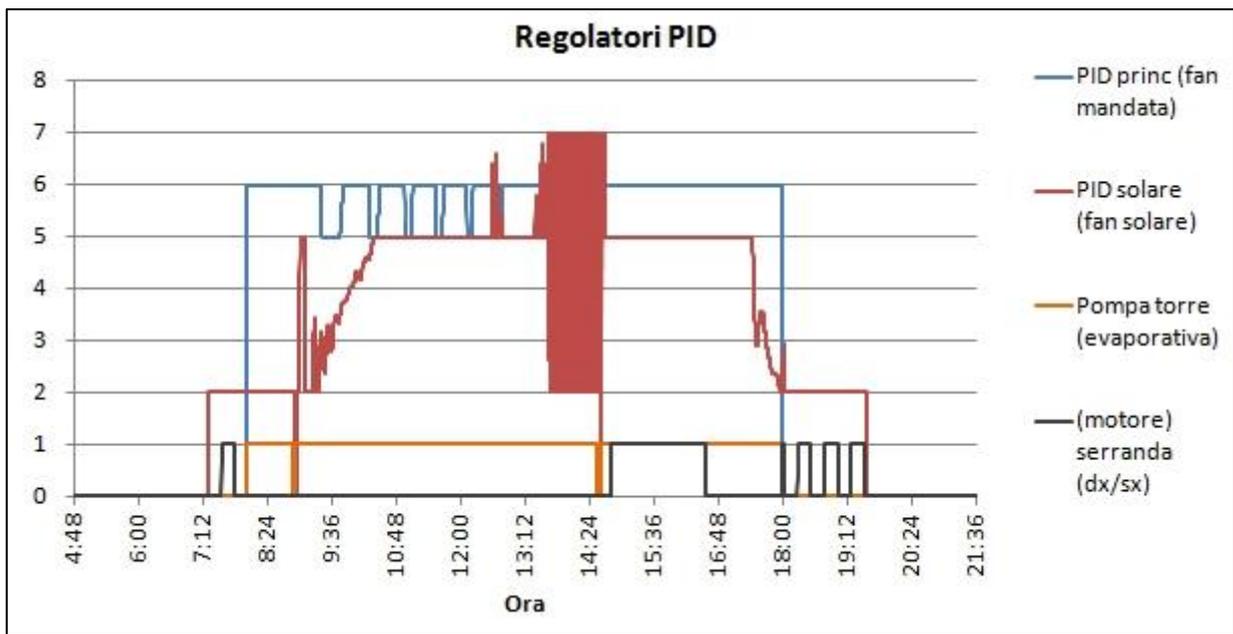


**4.15 Temperature scambiatore evaporativo ed efficienza**

Le potenze elettriche assorbite dai componenti del sistema FREESCOO sono riportate in figura 4.16. Gli andamenti dei controllori PID dei ventilatori sono riportati in figura 4.17

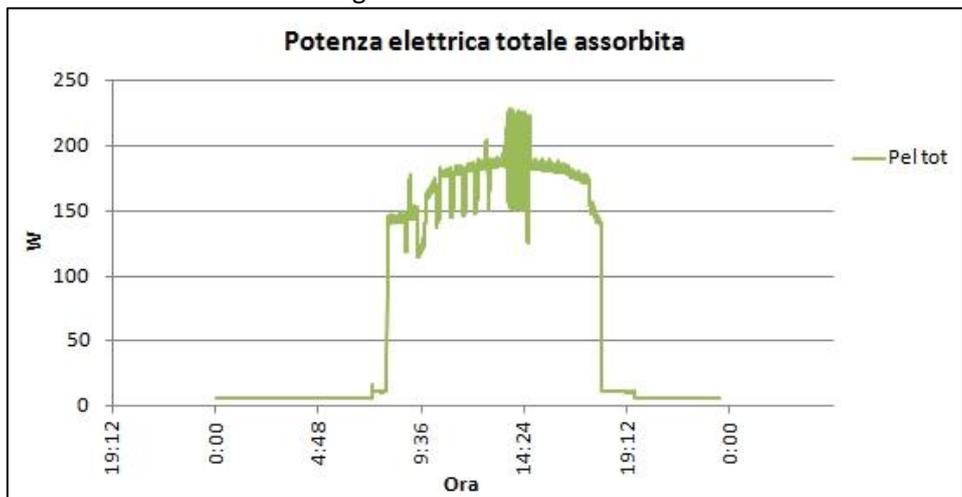


**4.16 Potenze elettriche**



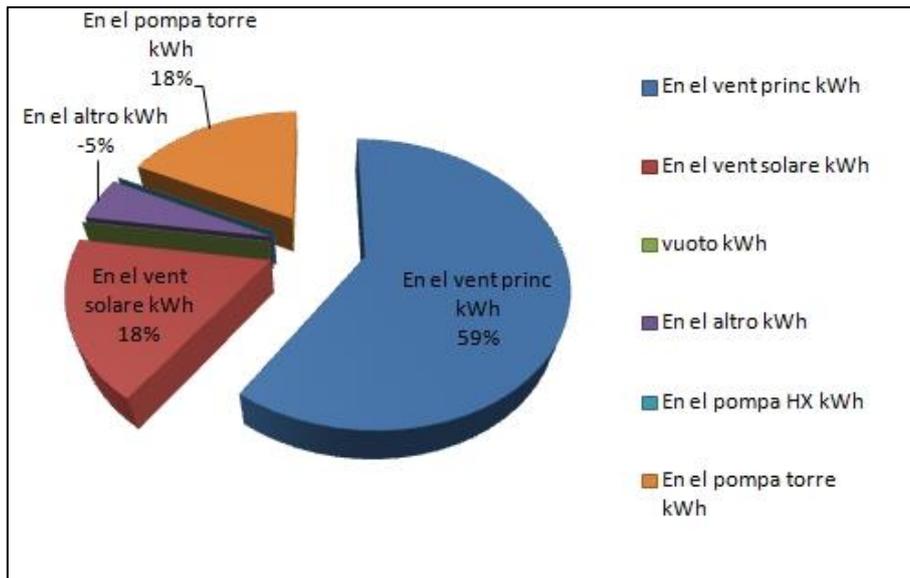
4.17 Controllori PID

Da questi andamenti si evince come il ventilatore solare venga mantenuto intorno al 50% della velocità di rotazione salvo picchi (che si riflettono in picchi di potenza) dovuti al sistema di controllo che ne aumenta il valore nel caso la temperatura dell'aria proveniente dai collettori solari salga oltre la soglia di pericolosità (60°C). Anche qui si nota come la pompa della torre venga spenta ogni volta che si effettua il cambio di letto adsorbente come già sottolineato nella prima campagna di misura. La potenza totale assorbita è mostrata in figura 4.18.



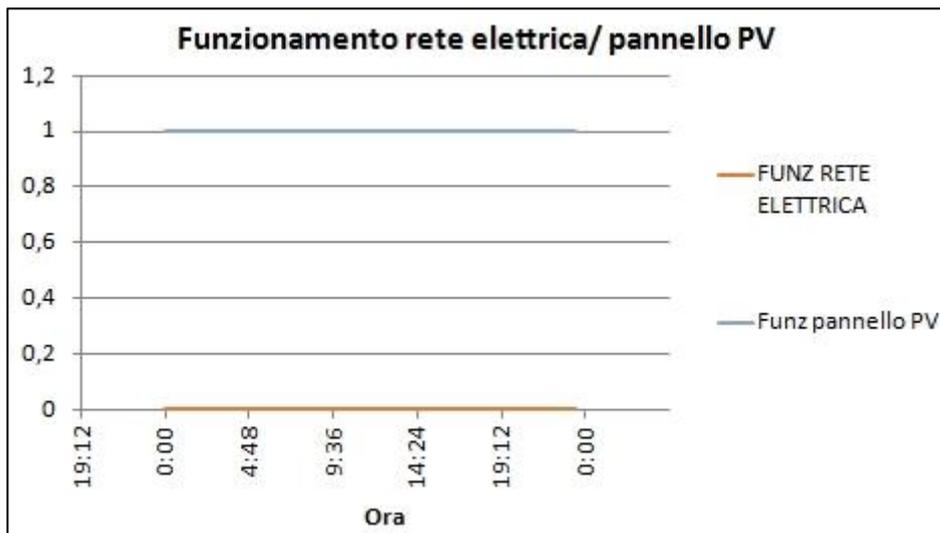
4.18 Potenza elettrica assorbita

Essa si attesta a valori sempre inferiori a 200 W; si nota come i picchi di potenza corrispondano all'incremento di potenza richiesta dal ventilatore solare. In definitiva l'energia richiesta dai vari componenti si ripartisce secondo le percentuali mostrate in figura 4.19. Il ventilatore principale ha la maggiore incidenza.

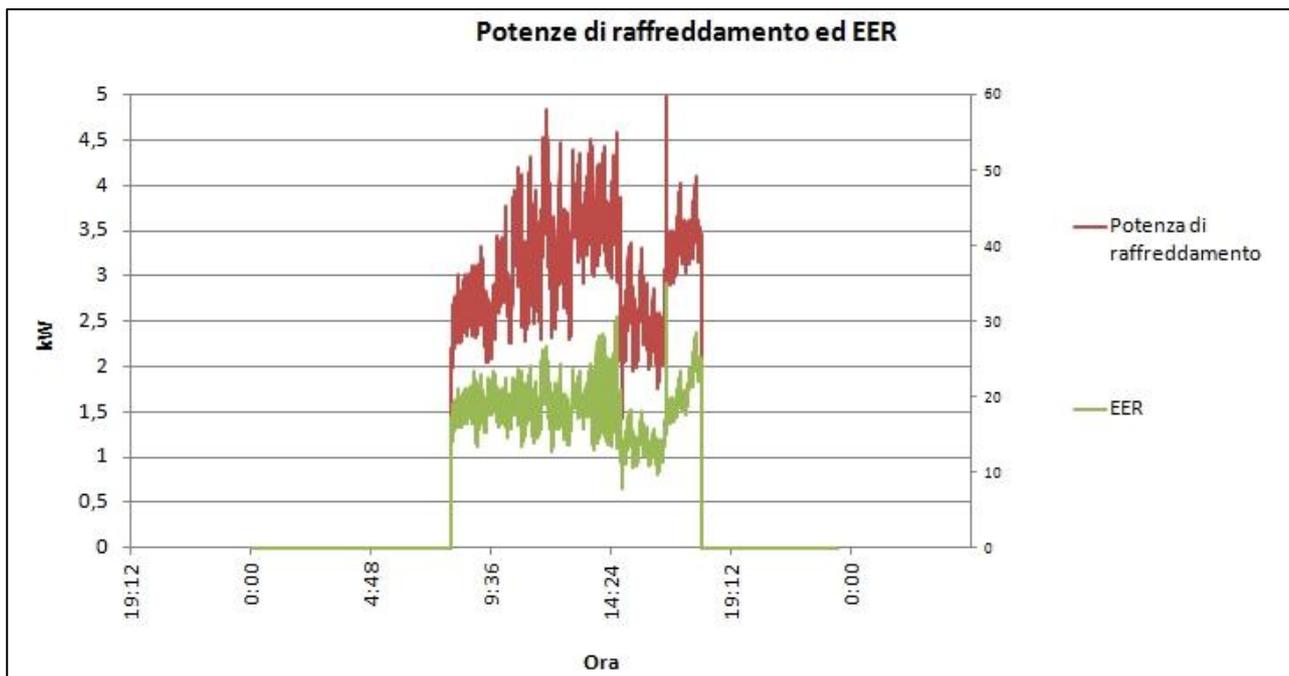


**4.19 Ripartizione energia elettrica consumata dai componenti in funzione**

La figura 4.20 mostra come l'energia richiesta dai componenti dell'impianto sia stata fornita dal pannello fotovoltaico per l'intero periodo di funzionamento della macchina. Questa caratteristica del prototipo, che permette un suo impiego anche in modalità off grid, influisce anche sulla sua efficienza. La potenza di raffreddamento e l'EER istantaneo sono riportati nella figura 4.21.



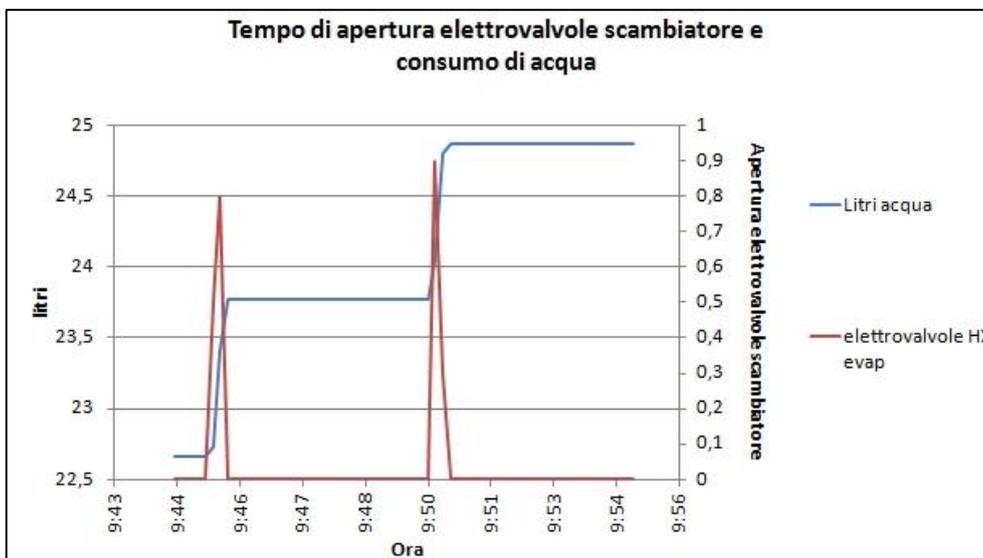
**4.20 Funzionamento rete elettrica/PV**



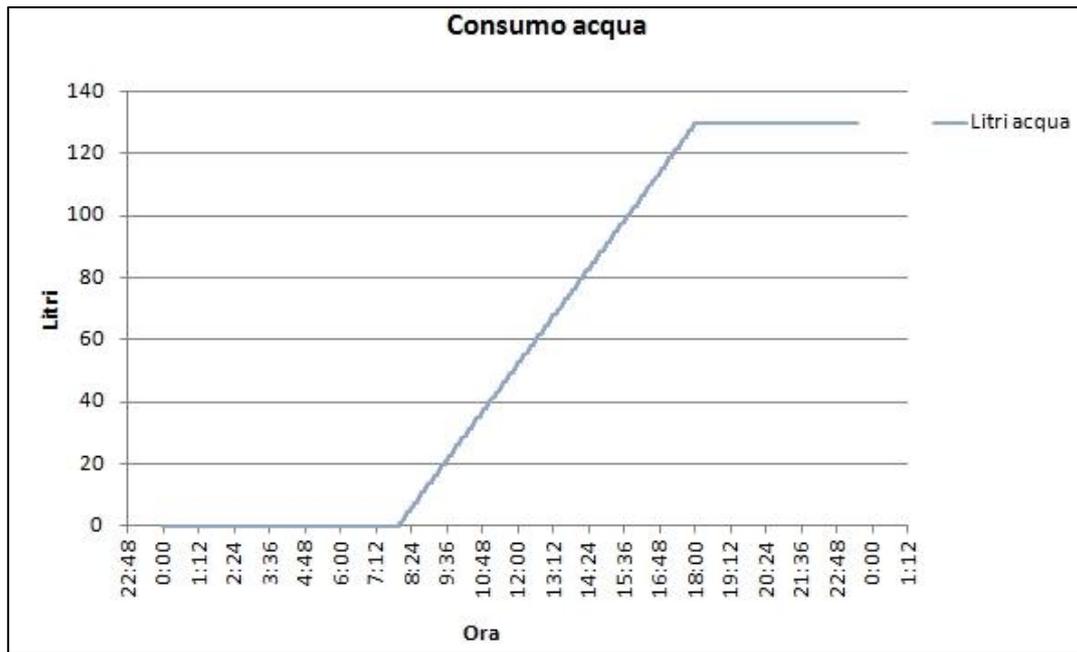
4.21 Potenza di raffreddamento e EER

A fronte di una potenza di raffreddamento totale, data dalla somma delle potenze dei letti adsorbenti e dello scambiatore evaporativo, che oscilla intorno a valori di 3 kW si ha un buon rapporto EER che si attesta superiore a 15 con picchi di oltre 20.

Nella giornata TIPO esaminata il set up delle elettrovalvole prevede un apertura di 12 s per ogni 300 (figura 4.22). Questo ha portato ad un consumo totale di acqua di 129 l, corrispondente ad un consumo orario di 14 l/h come evidenziato nella figura 4.23.



4.22 Elettrovalvole HX



4.23 Consumo di acqua

Riassumendo la giornata del 04 agosto ha registrato le prestazioni riportate di seguito.

L'energia di raffreddamento prodotta nella giornata è stata pari a 30,5 kWh pari a 104188 BTU (Tabella 4.8 e Tabella 4.9) a fronte di 1,7 kWh di energia elettrica consumata e ripartita come mostrato in Tabella 4.10.

Energia solare incidente kWh	En coll kWh	En HX kWh	En ADS kWh	En AHU kWh	En edificio kWh	En tot kWh
37,8	23,3	24,9	24,3	30,5	11,0	1,7

Tabella 4.8 Energie di raffreddamento prodotte in kWh

Energia solare incidente BTU	En coll BTU	En HX BTU	En ADS BTU	En AHU BTU	En edificio BTU	En tot BTU
128835,00	79346,36	85079,92	83001,3	104188,0	37501,38	5828,33

Tabella 4.9 Energie di raffreddamento in BTU

En el vent princ kWh	En el vent solare kWh	En el pompa torre kWh
1,1	0,3	0,3

Tabella 4.10 Energia consumata

L'efficienza della macchina calcolata come descritto nel paragrafo **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** è riportata nella Tabella 4.11.

Efficienza collettori media	Cop termico medio	EER medio	Efficienza media Scambiatore evaporativo	Conta litri
62%	1,1	17,9	68%	129

Tabella 4.11 Efficienze

In Tabella 4.12 sono riportate le percentuali del tempo di funzionamento con l'energia elettrica fornita dalla rete, prodotta dal pannello fotovoltaico nell'intera giornata e nel solo periodo di accensione della macchina (07:00 – 18:00).

Funzionamento rete elettrica %	Funzionamento PV %	Funzionamento PV tempo di funzionamento %
0%	100%	100%

Tabella 4.12 Funzionamento da pannello fotovoltaico % di tempo per l'intera giornata e per il periodo di accensione della macchina

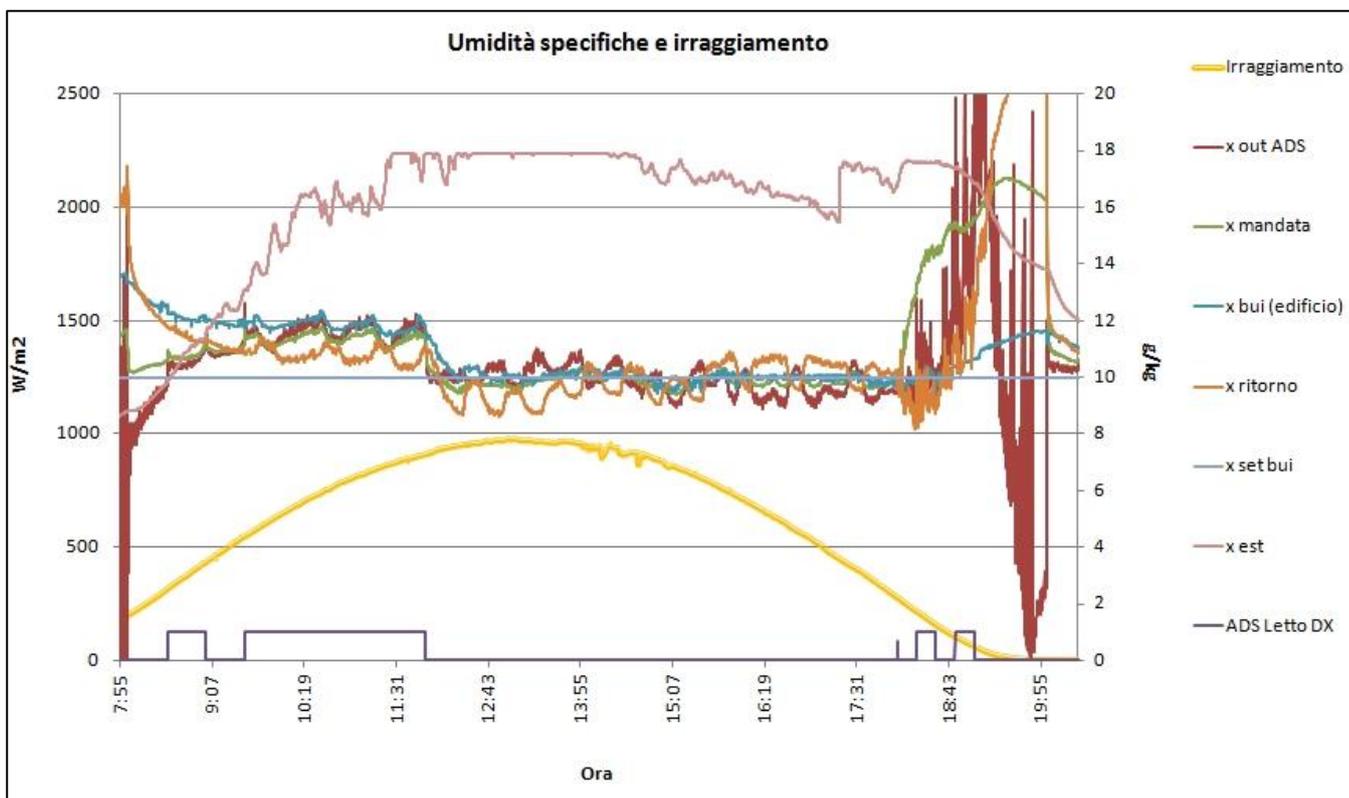
### 4.3 Periodo III

Alla luce dei dati di funzionamento analizzati, alla fine di Agosto si è proceduto a modificare ulteriormente la logica di apertura delle elettrovalvole che controllano l'acqua che viene spruzzata al fine di ridurre ancora il suo consumo. In particolare è stata introdotta una logica di dosaggio dell'acqua proporzionale alle reali esigenze ossia sulla base delle condizioni termo igrometriche e di portata dell'aria in ingresso allo scambiatore. Ciò ha permesso di ridurre a valori ancora più bassi il consumo di acqua giornaliero medio. Anche la logica di controllo della commutazione dei letti ha subito una importante modifica. Il cambio letto infatti avviene se l'umidità specifica dell'aria di mandata risulta superiore al set point per 30 minuti continuativi, come nelle prove di luglio, ma ora viene data la priorità al completamento della rigenerazione del letto che dovrà entrare in funzione; si considera completata la rigenerazione del letto se la temperatura dell'aria dei collettori solari e la temperatura dell'aria in uscita da esso hanno una differenza inferiore ai 6°C.

La giornata scelta è stata quella del 30 Agosto che presenta valori di temperatura e umidità medie simili a quelli registrati per le altre giornate di prova. Il periodo di funzionamento impostato è 08:00 – 18:00.

In Tabella 4.13 sono riportate le caratteristiche della giornata considerata relative alle ore in cui il sistema FREESCOO è in funzione.

Nella figura 4.24 sono riportati gli andamenti delle umidità specifiche durante il periodo di funzionamento della macchina.



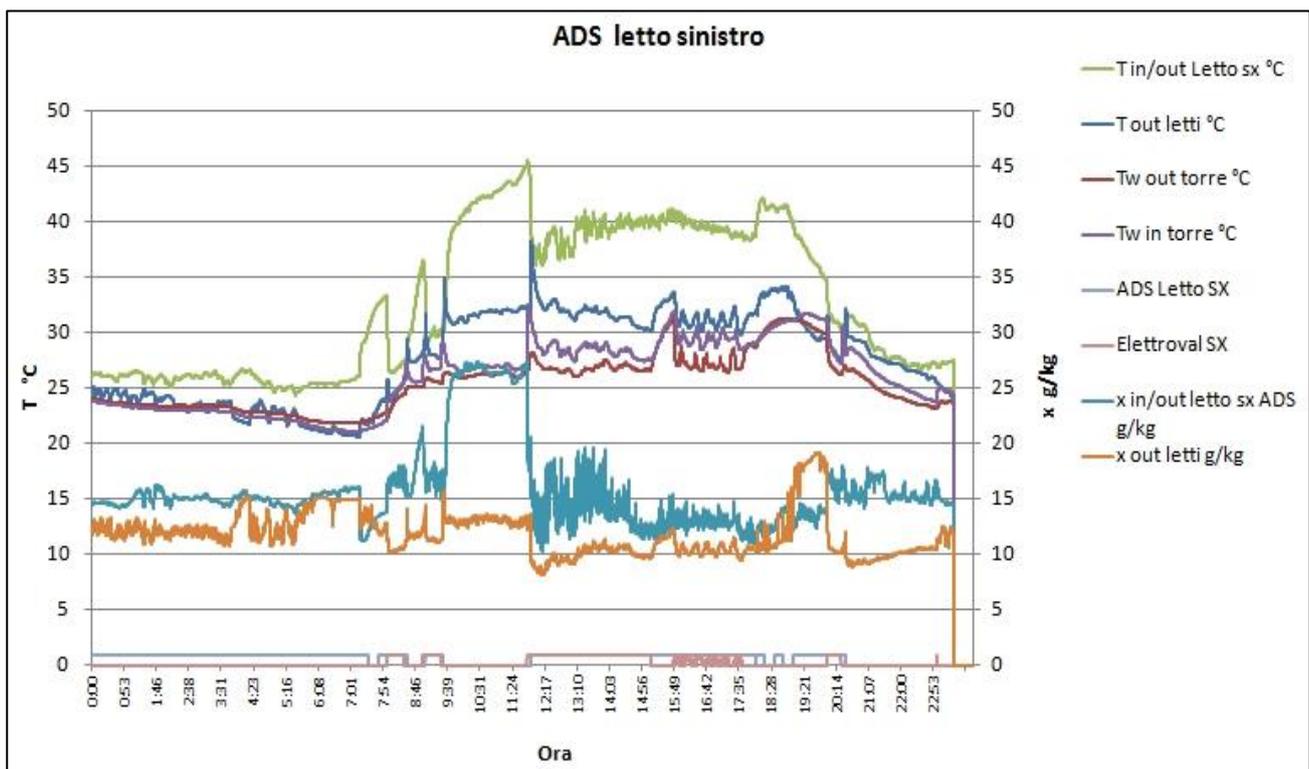
4.24 Umidità specifiche del 30 Agosto 2015

Energia specifica irraggiata kWh/m <sup>2</sup>	T est media °C	x est media g/kg
7,4	32,15	15,97

Tabella 4.13 Condizioni ambiente

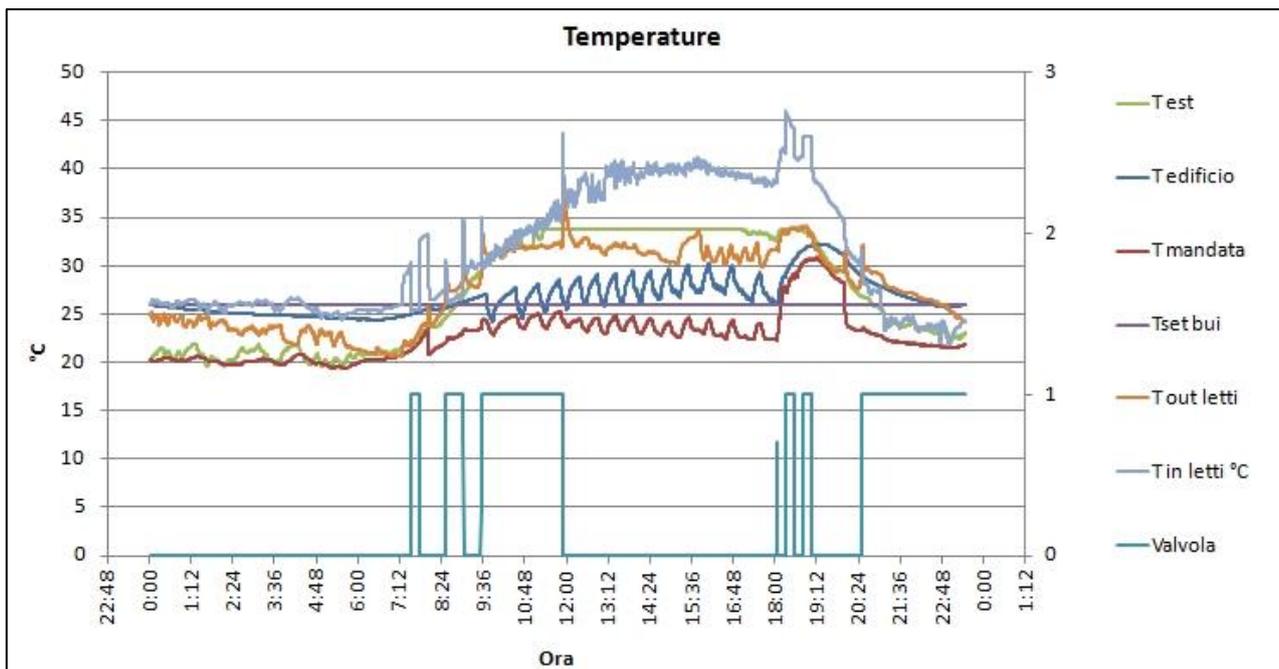
Analizzando l'andamento delle umidità specifiche si nota come l'umidità specifica esterna sia prossima ai 15 g/kg. Gli andamenti delle altre umidità, in particolare la  $x_{mandata}$  (in verde), la  $x_{bui}$  (in blu) e la  $x_{ritorno}$  (in arancione), hanno valori molto simili tra loro e oscillanti intorno al valore di 10 - 11 g/kg; Si noti che ora la commutazione dei letti funziona correttamente e come alle ore 11:45 l'entrata in funzione del letto adsorbente sinistro (completamente rigenerato) permetta un brusco calo di  $x_{out\ ADS}$  e delle altre umidità specifiche considerate che scendono sotto il livello di set point (10 g/kg) e vengano mantenute sotto questa soglia fino alla fine del tempo di funzionamento della macchina.

La figura 4.25, che si riferisce al letto di sinistra, sottolinea questo fatto: l'umidità specifica in uscita dai letti adsorbenti presenta un calo in corrispondenza dell'entrata in funzione del letto di sinistra (quando il segnale  $ADS_{letto\ sx}$  è 1). Le  $x_{in/out\ Letto\ sx}$  e  $T_{in/out\ letto\ sx}$  descrivono bene la fase di rigenerazione che il letto sinistro subisce prima della sua entrata in funzione.



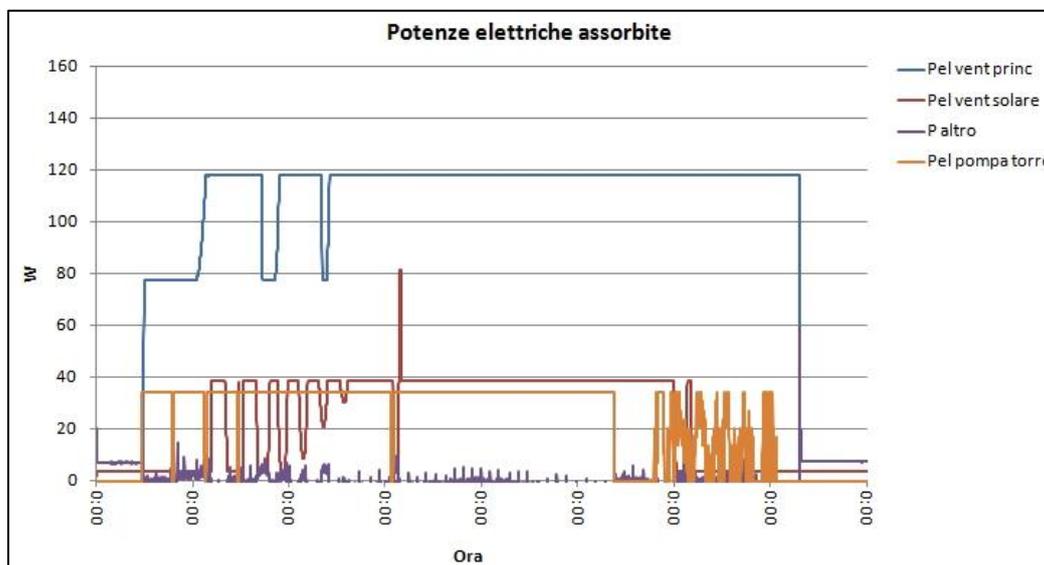
4.25 ADS letto sinistro

La figura 4.26 mostra l'andamento delle temperature esterna (in verde), dell'edificio (in blu) della mandata (in rosso), il set point dell'edificio (in viola) e la posizione della valvola di commutazione dei letti (in azzurro) che se pari a 1 indica il funzionamento del letto destro (e la rigenerazione del letto sinistro).



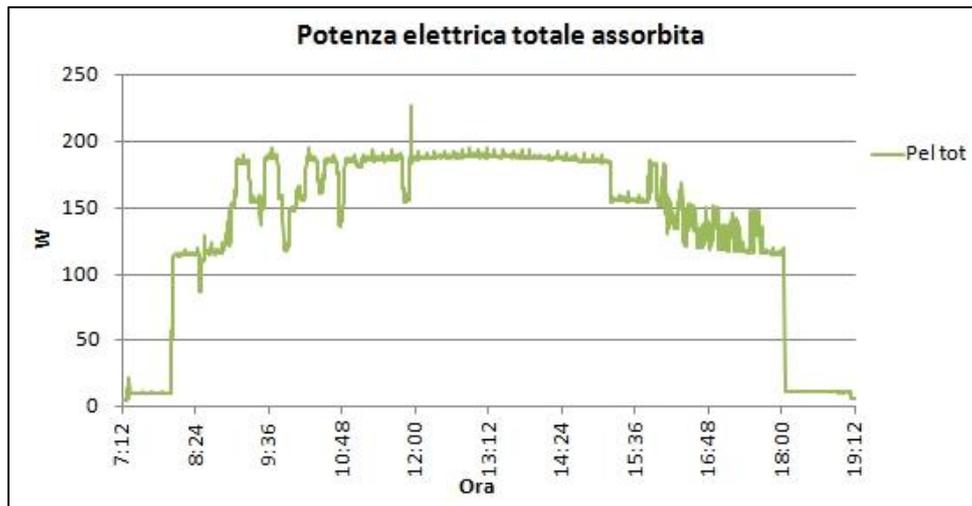
4.26 Temperature

A fronte di temperature dell'aria in entrata nei letti che superano anche i 40°C il prototipo FREESCOO offre una temperatura di mandata che oscilla intorno ai 23°C e i 24°C con un raffreddamento medio di 16°C. Le potenze elettriche assorbite dai componenti del sistema FREESCOO sono riportate in figura 4.27.



4.27 Potenze elettriche

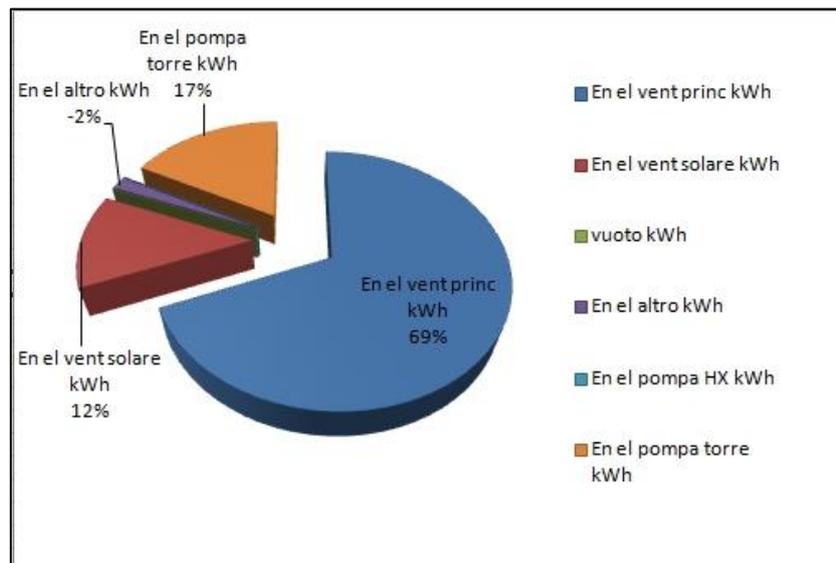
Da questi andamenti si evince come il ventilatore solare venga mantenuto intorno al 50% della velocità di rotazione salvo picchi dovuti al sistema di controllo che ne aumenta il valore nel caso la temperatura dell'aria proveniente dai collettori solari salga oltre la soglia di pericolosità (60°C). La potenza totale assorbita è mostrata in figura 4.28.



4.28 Potenza elettrica assorbita

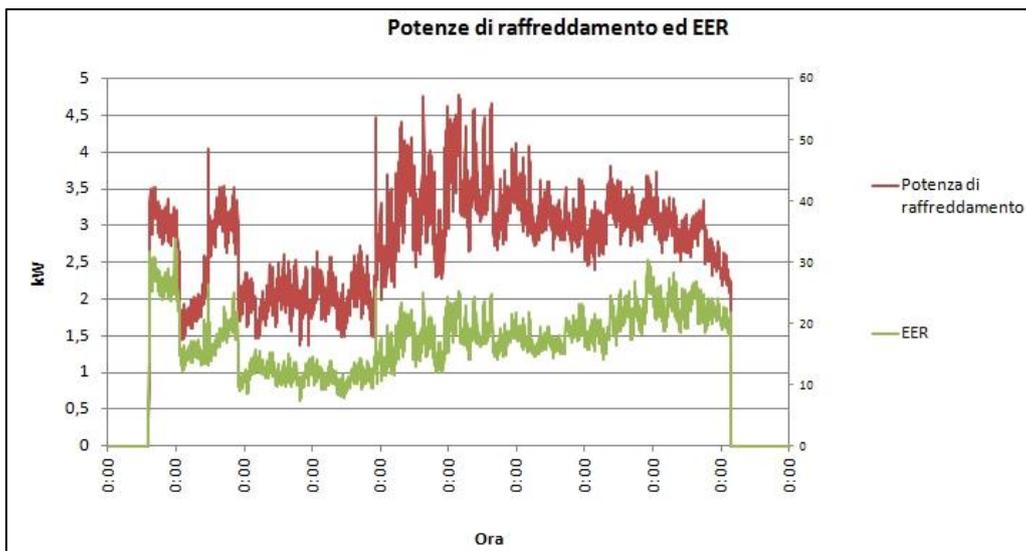
Essa si attesta a valori sempre inferiori a 200 W salvo i picchi di potenza che corrispondono all’incremento di potenza richiesta dal ventilatore solare.

L’energia elettrica utilizzata dai vari componenti si ripartisce secondo le percentuali mostrate in figura 4.29.



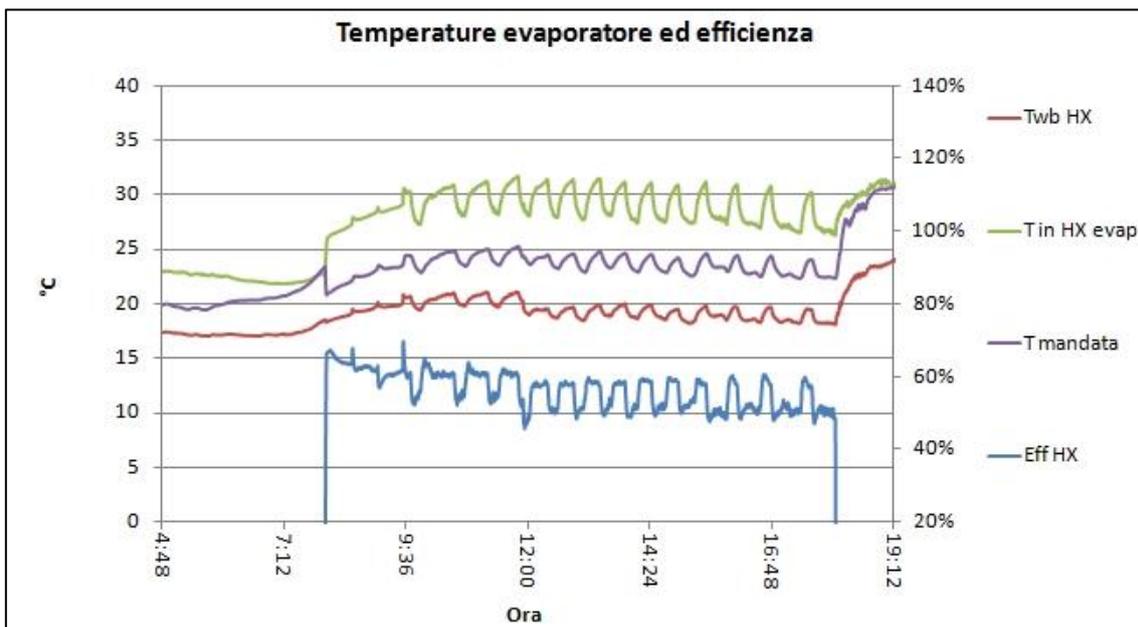
4.29 Ripartizione energia elettrica consumata dai componenti in funzione

La potenza di raffreddamento e l’EER istantaneo sono riportati nella figura 4.30. A fronte di una potenza di raffreddamento totale, data dalla somma delle potenze dei letti adsorbenti e dello scambiatore evaporativo, che oscilla intorno a valori di 3,3 kW, si ha un buon rapporto EER che si attesta sempre superiore a 15 con picchi di oltre 20. Il calcolo dell’EER è stato ottenuto considerando l’energia elettrica utilizzata dai componenti interni senza distinguere se essa sia stata autoprodotta dal sistema fotovoltaico o prelevata dalla rete. Questo dimostra che, a prescindere dell’autoproduzione di energia elettrica, il sistema presenta una notevole efficienza.



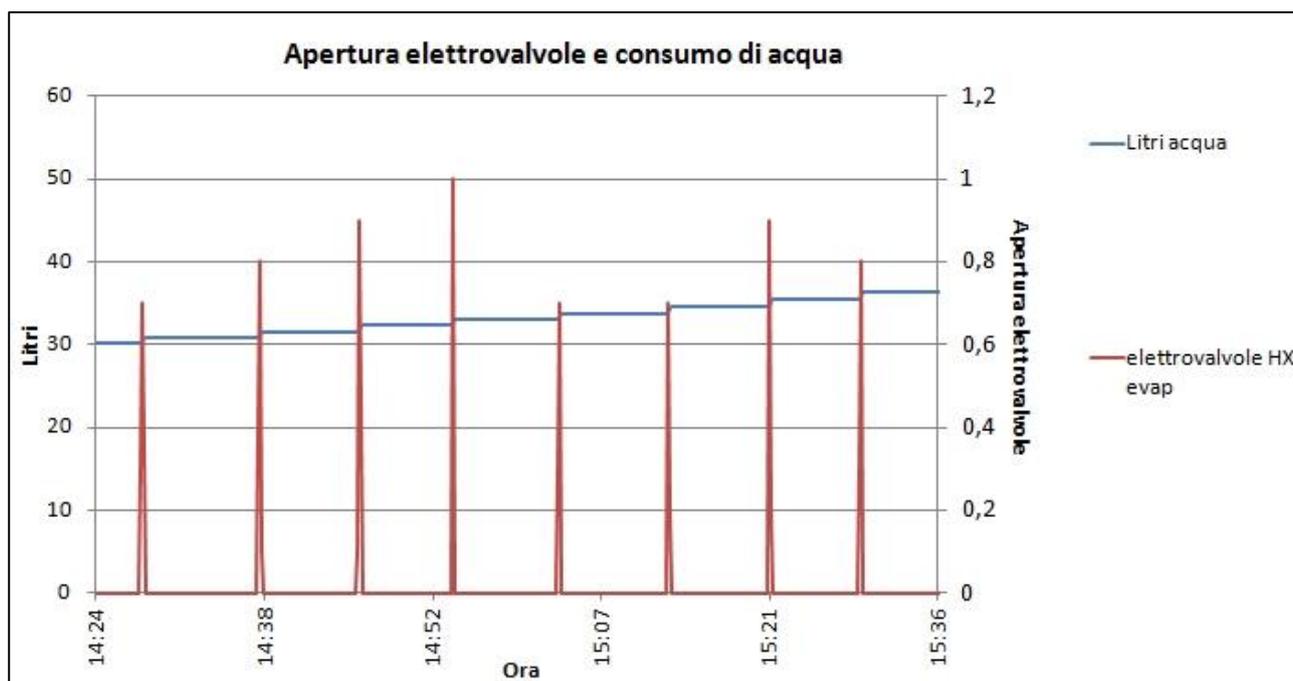
4.30 Potenza di raffreddamento e EER

Nella figura 4.31 sono rappresentate le temperature dell'aria in entrata nello scambiatore (in verde) e di uscita (in viola), la temperatura di bulbo umido (in rosso) e l'efficienza dello scambiatore (in blu). Dall'analisi della figura si vede come la diminuzione di temperatura dell'aria trattata sia dell'ordine dei 8 - 9°.



4.31 Temperature dello scambiatore evaporativo e efficienza

Nella figura 4.32 è riportato l'andamento nel tempo dell'apertura delle elettrovalvole dello scambiatore evaporativo (in rosso) e il consumo di acqua (in blu). Risulta evidente come con la logica utilizzata l'intervallo di tempo che intercorre tra due aperture delle elettrovalvole sia passato dai 5 minuti ad un tempo variabile fra 10 e 15 minuti.



4.32 Apertura elettrovalvole e consumo di acqua

Riassumendo la giornata del 30 agosto ha registrato le prestazioni riportate di seguito.

L'energia di raffreddamento prodotta nella giornata è stata pari a 28,5 kWh pari a 95865 BTU (Tabella 4.14) a fronte di 1,6 kWh di energia elettrica consumata e ripartita come mostrato in Tabella 4.15.

L'efficienza della macchina calcolata come nel paragrafo 4.1 è riportata nella Tabella 4.16. In Tabella 4.17 sono riportate le percentuali del tempo di funzionamento con l'energia elettrica fornita dalla rete, prodotta dal pannello fotovoltaico nell'intera giornata e nel solo periodo di accensione della macchina (07:00 – 18:00).

	Energia solare incidente	Energia collettore	Energia scambiatore	Energia letti adsorbenti	Energia raffreddamento totale	Energia edificio	Energia elettrica totale
kWh	35,6	22,2	23,6	22,4	28,1	12,8	1,6
BTU	121329,9	75782,0	80578,2	76293,3	95865,5	43692,6	5600,5

Tabella 4.14 Energie di raffreddamento prodotte in kWh

En el vent princ	En el vent solare	En el pompa torre
[kWh]	[kWh]	[kWh]
1,1	0,3	0,3

Tabella 4.15 Energia consumata

Efficienza collettori media	Cop termico medio	EER medio	Efficienza media Scambiatore evaporativo	Conta litri [l]
62%	1,3	17,1	56%	52

Tabella 4.16 Efficienze

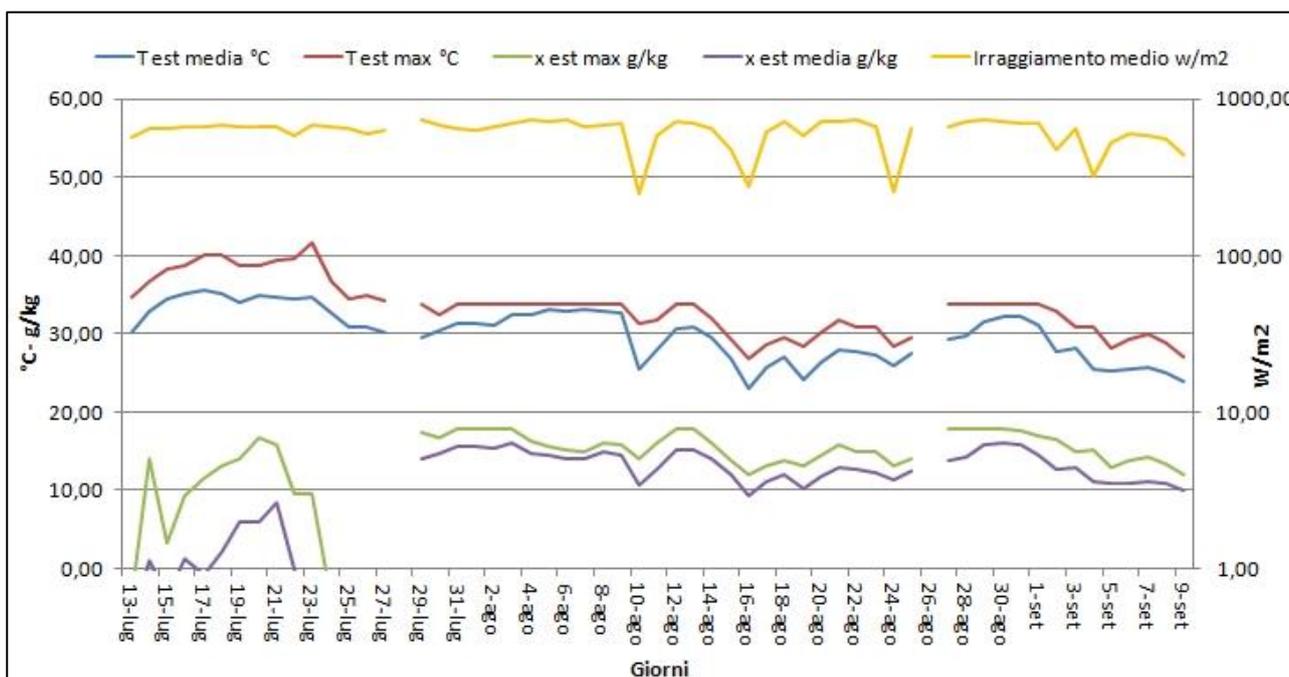
Funzionamento rete elettrica %	Funzionamento PV %	Funzionamento PV tempo di funzionamento %
0%	100%	100%

Tabella 4.17 Funzionamento da pannello fotovoltaico % di tempo per l'intera giornata e per il periodo di accensione della macchina

#### 4.4 Confronto fra le tre logiche di controllo

Si possono ora mettere a confronto le tre logiche di controllo della quantità d'acqua da utilizzare e della commutazione dei letti adsorbenti su periodi di prova continuativa per più giornate. La prima sperimentazione riguarda come detto il periodo 13 luglio 27 luglio che corrisponde a 156 ore di funzionamento della macchina, e una media giornaliera di 10,4 ore/giorno. Il secondo periodo di sperimentazione è stato 29 luglio 25 agosto pari a 264 ore di funzionamento e una media giornaliera di 9,4 ore/giorno. L'ultima parte della sperimentazione riguarda il periodo 27 agosto 9 settembre 133 ore di funzionamento e 9,5 ore/giorno di media.

Le condizioni climatiche che hanno caratterizzato i giorni di prova sono riportate in figura 4.33. Per evitare sovrapposizioni fra le linee del grafico l'irraggiamento è stato riportato in scala logaritmica in base 10.



4.33 Condizioni climatiche

Quello che appare evidente è come nel primo periodo di sperimentazione la sonda di umidità dell'aria esterna, a causa del guasto verificatosi, non è risultata attendibile.

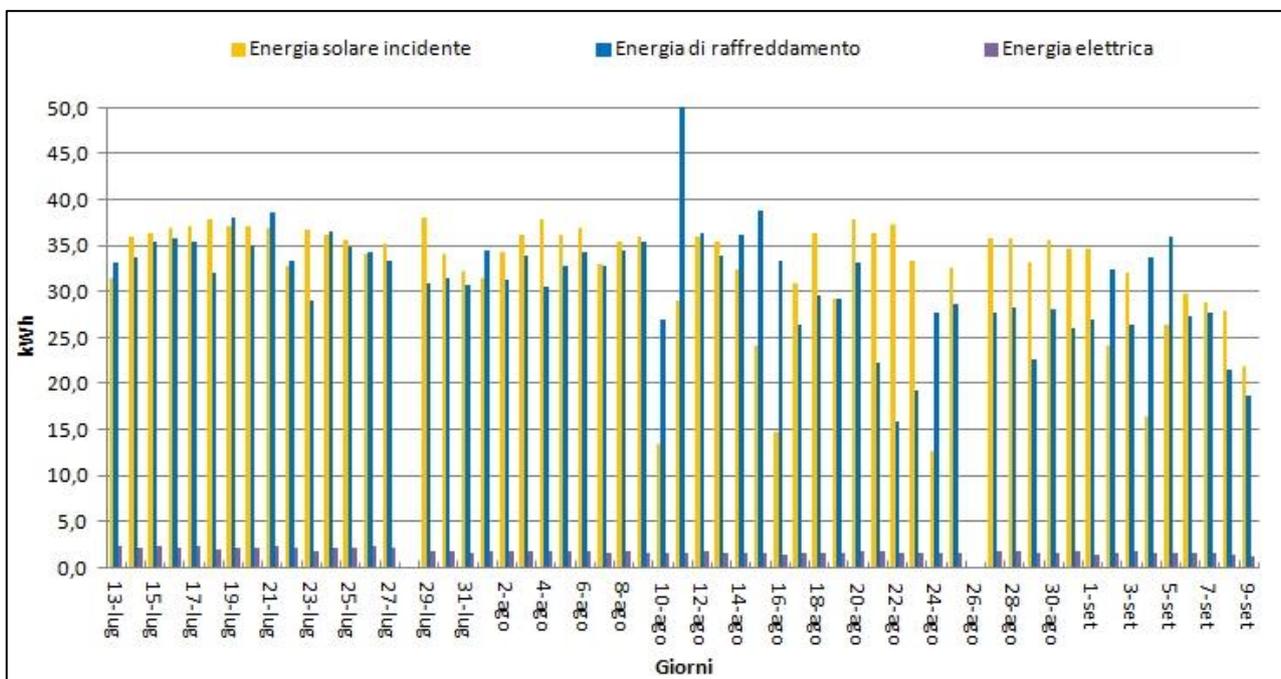
La Tabella 4.18 riporta i risultati medi giornalieri, divisi per periodo di sperimentazione, dell'energia solare incidente (e per unità di superficie), l'energia di raffreddamento prodotta dalla macchina e l'energia elettrica consumata (senza distinguere se essa sia stata prodotta dal pannello fotovoltaico o prelevata dalla rete). La figura 4.34 mostra le energie prodotte e consumate per ogni giorno di prova lungo tutto l'arco della sperimentazione.

L'energia elettrica consumata dalla macchina durante tutta la sperimentazione è stata pari a 100,2 kWh; la quota prelevata dalla rete rappresenta il 25% di quella complessivamente consumata e pari a 25,4 kWh. Quindi l'energia elettrica autoprodotta dai pannelli fotovoltaici montati a bordo della macchina rappresenta il 75% del totale ed è pari a 74,8 kWh e ripartita secondo lo schema di figura 4.35. La figura

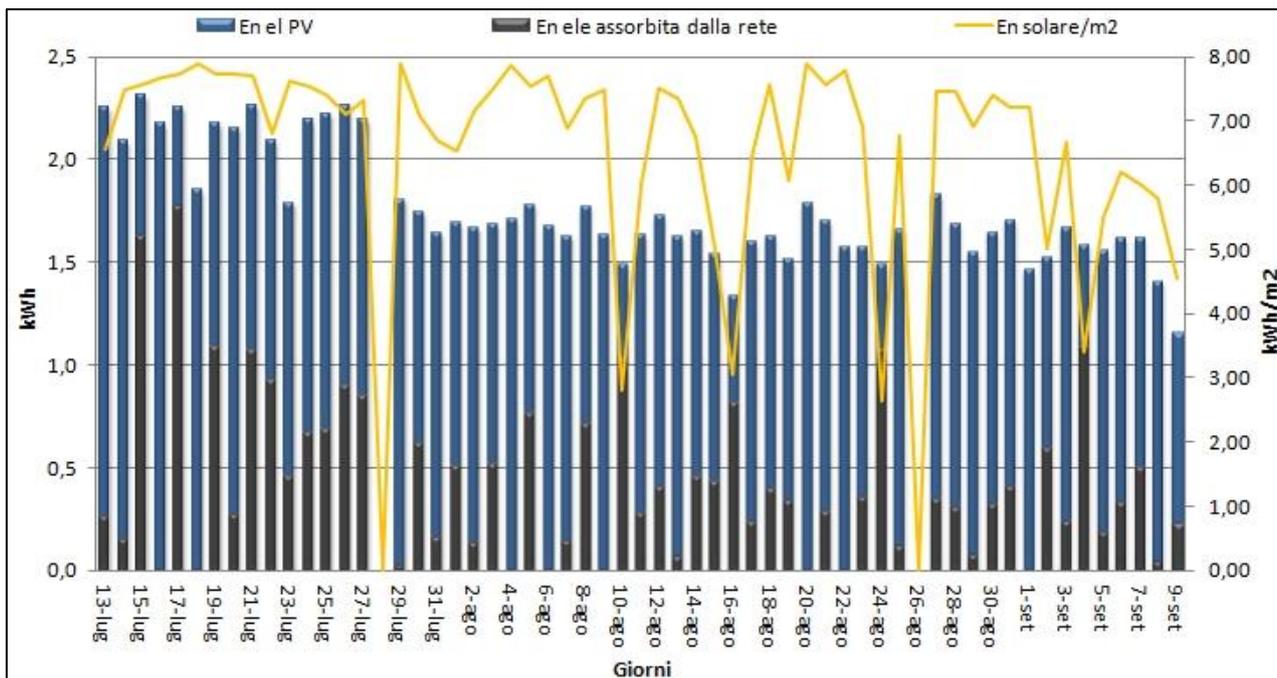
rappresenta anche l'energia specifica irradiata dal sole nella giornata. Si nota che nonostante essa sia elevata nei giorni 15 e 17 luglio, il sistema ha lavorato prevalentemente con l'energia prelevata dalla rete; questo è dovuto a prove tecniche in modalità manuale svolte in queste giornate dove si è lasciata funzionare la macchina con l'energia della rete; in altre giornate l'elevato consumo di energia prelevata dalle rete è la conseguenza di un limitato irraggiamento.

Periodo	Energia solare incidente	En (raffreddamento)	En el tot	En solare specifica
	kWh/giorno	kWh/giorno	kWh/giorno	kWh/(giorno m <sup>2</sup> )
Luglio 2015	35,8	34,5	2,2	7,5
Agosto 2015	31,9	31,5	1,6	6,6
Settembre 2015	32,4	27,4	1,6	6,7

Tabella 4.18 Energia solare, di raffreddamento e consumata



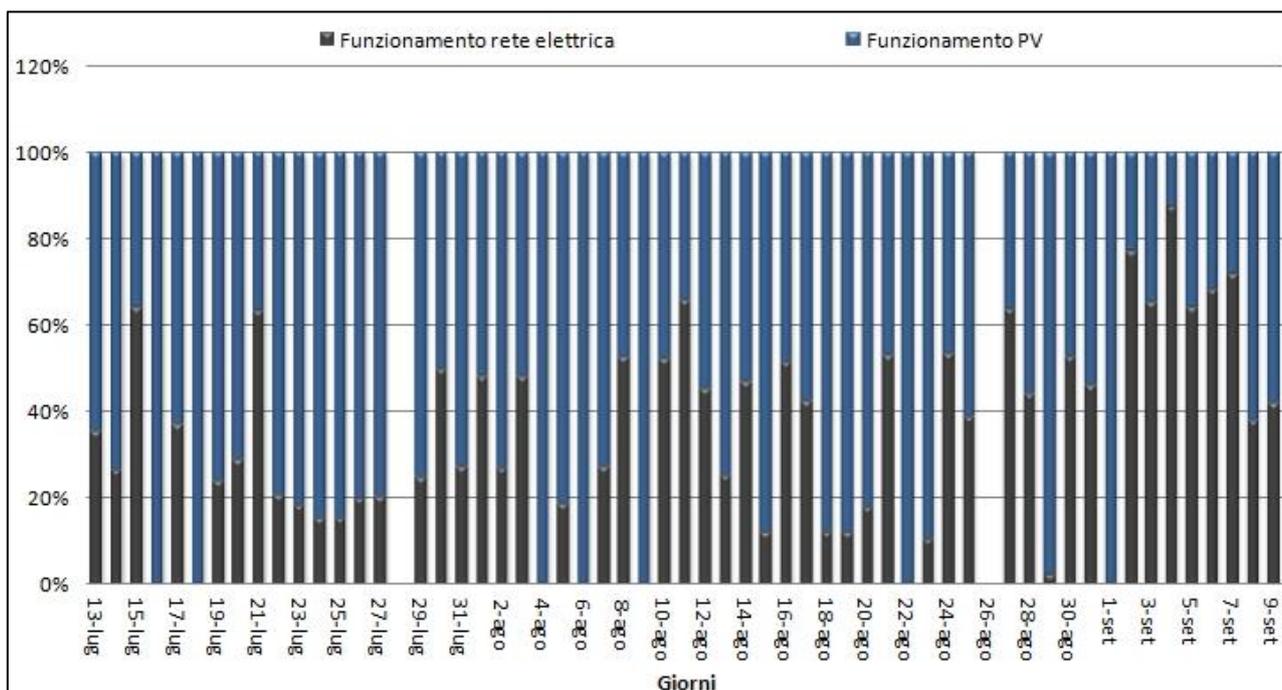
4.34 Energia soalre incidente, Energia di raffreddamento, Energia prodotta dai collettori, Energia elettrica consumata



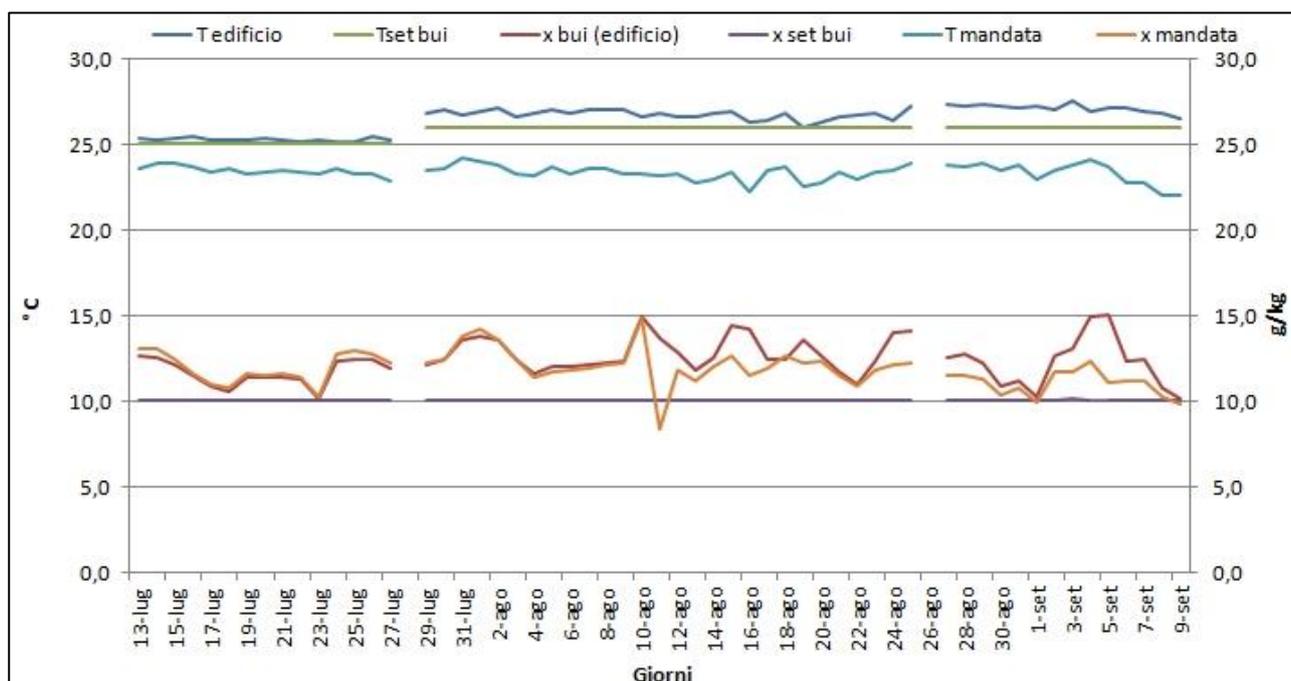
4.35 Energia elettrica prelevata dalla rete e autoprodotta

In figura 4.36 sono riportate le percentuali dei tempi di funzionamento delle varie fonti di energia elettrica sul totale del tempo (sia con la macchina in on che in off). Si noti a tal proposito che in alcuni giorni (ad esempio il 30 agosto) ad un tempo di prelievo dell’energia elettrica dalla rete rilevante, corrisponda un consumo (in termini di energia) limitato; questo comportamento è indice del fatto che la macchina lavori con l’energia elettrica della rete soprattutto nel periodo notturno, quando il consumo di energia elettrica è imputabile al solo ventilatore solare e agli elementi di servizio (come i trasduttori) e quando non è disponibile l’energia solare per la ricarica delle batterie. E’ da sottolineare che però sono pochi i giorni in cui la macchina ha funzionato utilizzando la sola energia solare autoprodotta (a differenza del 2014 come è mostrato nel capitolo 5).

Le condizioni dell’edificio sono riportate in figura 4.37 e in Tabella 4.19.



4.36 Funzionamento Rete, PV, No funzionamento sul totale del tempo in %



4.37 Condizioni dell'edificio

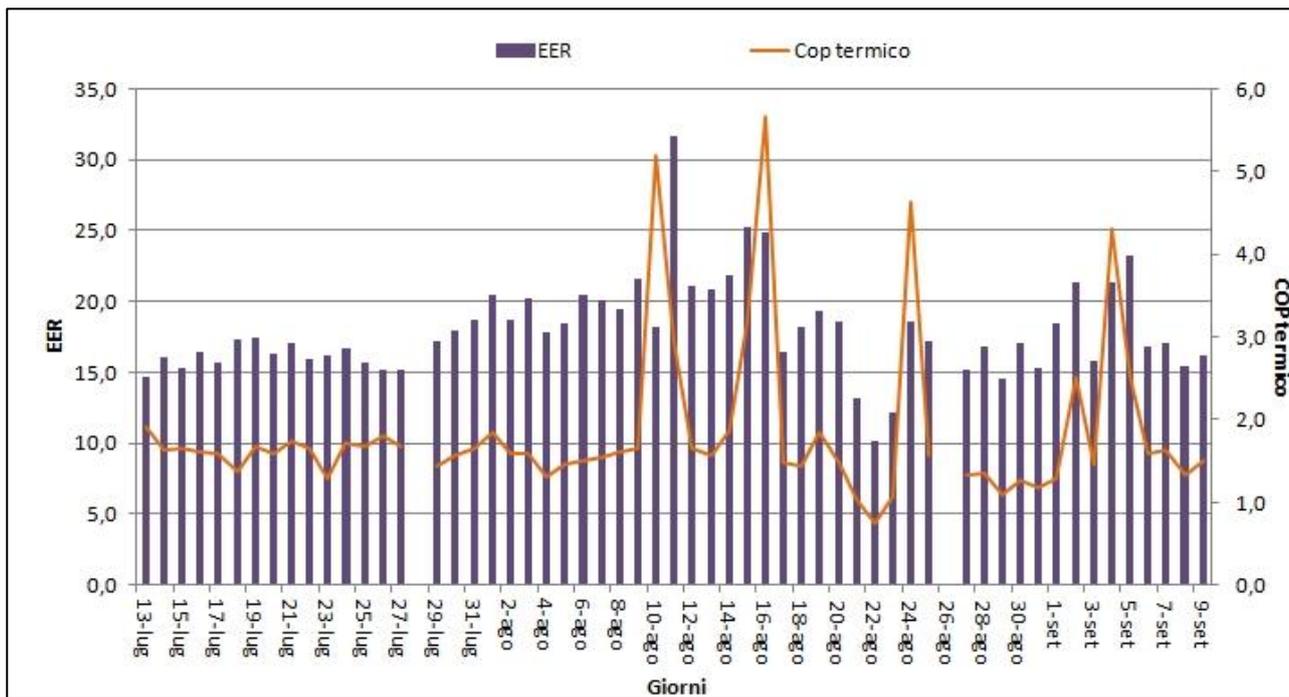
Giorno	T edificio °C	UR edificio %	x edificio g/kg	T mandata °C	x mandata g/kg	Tset bui °C	x set bui g/kg
Luglio	25,3	57,7	11,7	23,4	11,9	25	10
Agosto	26,7	58,3	12,8	23,3	12,1	26	10
Settembre	27,1	54,6	12,2	23,3	11,0	26	10

Tabella 4.19 Condizioni edificio

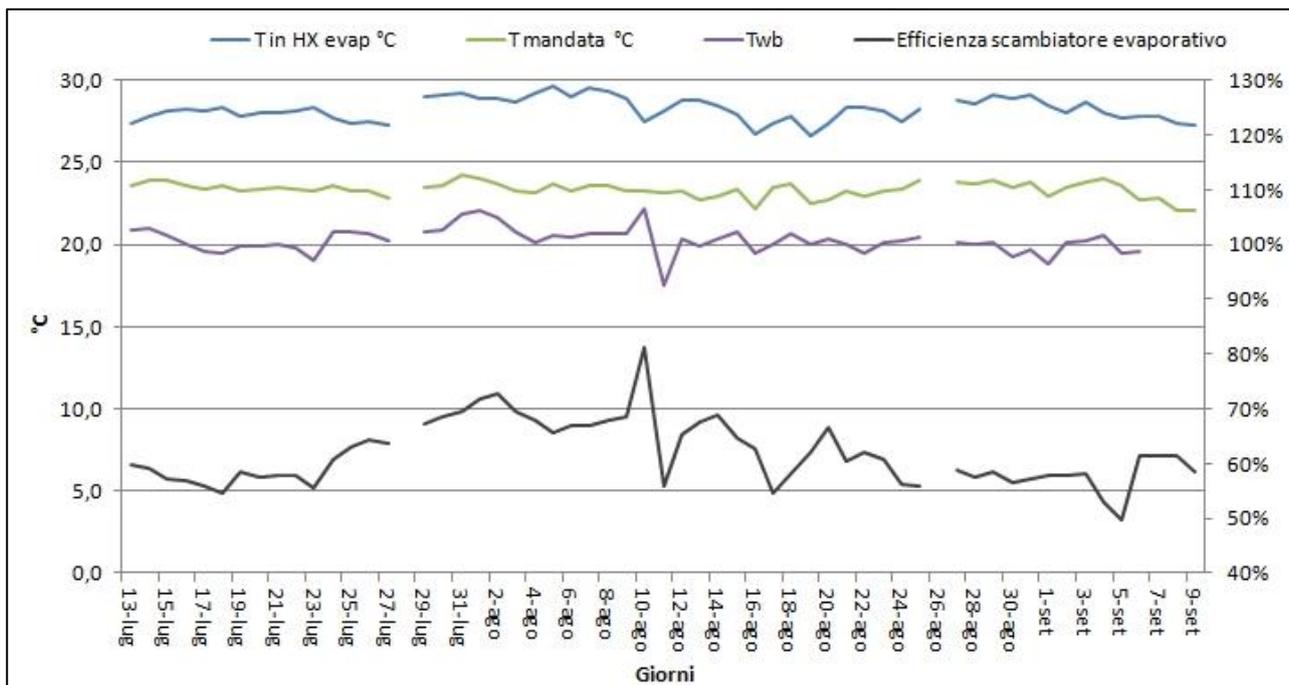
Nella prima parte della campagna di misura, a fronte di un set point imposto con temperatura di 25°C e umidità specifica pari a 10 g/kg, il sistema sperimentato presenta valori dell'umidità che non raggiungono quanto richiesto. Per quanto riguarda la temperatura essa è dovuta non solo all'azione di raffreddamento della macchina, ma anche al contributo (in realtà preponderante) dell'impianto Al.CO.WA. installato nell'edificio che per il periodo di riferimento è stato impostato a 26°C. La temperatura di mandata della macchina si attesta intorno ai 24°C a fronte di temperature medie esterne (relative al tempo di funzionamento della macchina) superiori ai 35°C e temperature massime prossime ai 42°C. Se si confronta il risultato ottenuto per la giornata del 20 luglio si può osservare che le temperature dell'ambiente esterno sono superiori ai 35°C per buona parte del periodo di funzionamento della macchina. Per le altre giornate di prova le condizioni ambientali sono state simili a testimonianza di un mese di luglio particolarmente caldo. La differenza di temperatura tra aria ambiente e aria di mandata è quindi di circa 13°C. L'umidità specifica dell'edificio risulta sempre superiore ai 10 g/kg impostati come set point. In particolare si nota come il suo valore nell'edificio sia inferiore a quello dell'aria di mandata. Questo fatto è indice della deumidificazione contemporanea dell'impianto di fan coils. Nel secondo e nel terzo periodo di sperimentazione, l'impianto Al.CO.WA. come già detto è stato impostato per il mantenimento della temperatura interna all'edificio di prova a 27°C intervenendo quando la stessa sale oltre i 28°C e con una temperatura dell'acqua di mandata ai fan coils di 14°C. Questo ha avuto una grande influenza in termini di umidità specifica dell'edificio perché si nota come essa sia aumentata; al contrario l'umidità specifica di mandata che ha visto il suo andamento diminuire, a seguito delle diverse impostazioni di commutazione dei letti adsorbenti, con un conseguente miglioramento delle prestazioni di deumidificazione della macchina. Anche l'andamento delle temperature dell'edificio seguono la diversa regolazione dei fan coils. Tutto questo testimonia quindi che il sistema

FREESCOO debba essere combinato con un diverso sistema di climatizzazione (come le pompe di calore) e il suo ruolo sia quello di operare un opportuno ricambio dell'aria con una buona qualità (temperature dell'ordine dei 22 – 23°C e umidità specifica dell'ordine di 11,7 g/kg) favorendo così alla salubrità dell'ambiente servito. Le temperature di mandata nei tre periodi non hanno registrato differenze sostanziali, a riprova del fatto che il cambiamento della logica che regola l'apertura delle elettrovalvole dello scambiatore evaporativo ha portato benefici alla macchina in termini di consumo di acqua, senza pregiudicarne la capacità di raffreddamento.

In figura 4.38 sono riportati gli andamenti del rapporto EER e del coefficiente COP termico.



4.38 Andamenti medi dei coefficienti EER e COP termico



4.39 Temperature aria e efficienza scambiatore di calore

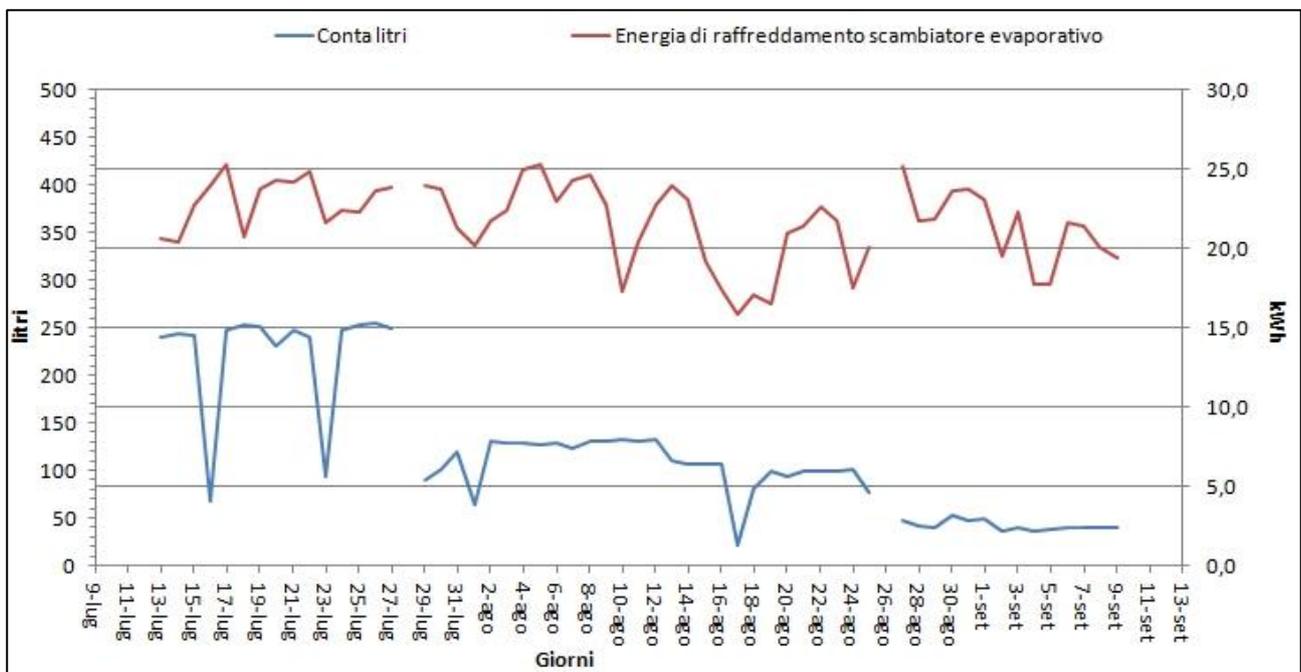
Si noti come mediamente i valori di EER aumentino nel secondo periodo di prova, per tornare nel terzo periodo a valori confrontabili con quelli ottenuti a luglio. Il coefficiente EER medio per la campagna di misura risulta pari a 18 mentre il COP termico è 1,8.

In figura 4.39 si riportano gli andamenti delle temperature dell'aria in ingresso e in uscita dallo scambiatore evaporativo, rapportate alla temperatura a bulbo umido e all'efficienza del componente.

In generale è possibile affermare che l'introduzione nell'acqua del fluido tensioattivo ha migliorato significativamente l'efficienza della macchina in termini di EER e di efficienza dello scambiatore che tra il primo e il secondo periodo sono passati rispettivamente da 15 a 20 e dal 60% al 70%.

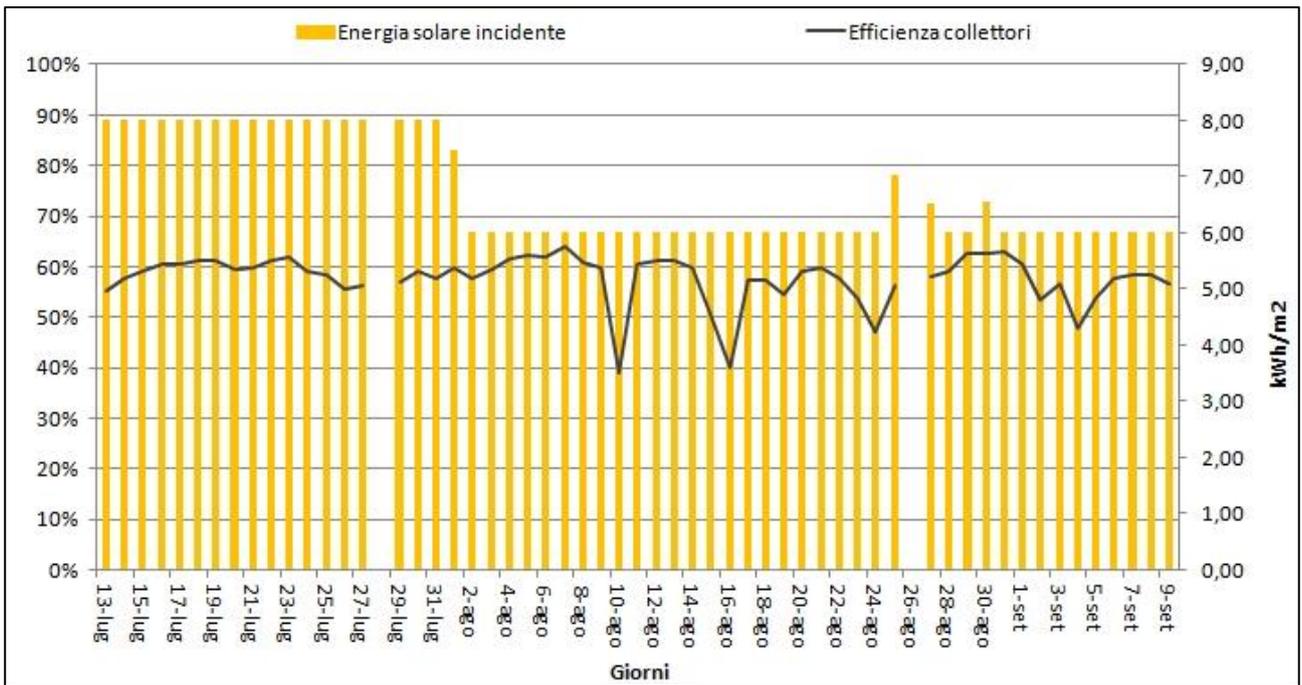
Infine, nel terzo periodo la logica di apertura delle elettrovalvole che segue le reali condizioni termometriche dell'aria di processo, ha riportato l'EER e l'efficienza dello scambiatore a valori superiori, ma confrontabili con quelli ottenuti nel primo, riducendo nel contempo il consumo di acqua.

La figura 4.40 mostra come a seguito della riduzione del consumo di acqua da 230 litri/giorno (in media nel primo periodo) ai 45 litri/giorno (del terzo), l'energia di raffreddamento dello scambiatore non abbia subito sostanziali variazioni, ma si sia mantenuta intorno a 23 kWh/giorno.



4.40 Litri di acqua consumata e energia di raffreddamento dello scambiatore evaporativo a pacco

Nella figura 4.41 è riportato l'andamento dell'efficienza dei collettori in rapporto all'energia solare incidente specifica; in generale è alquanto elevata e oscillante intorno al 58%. Ciò è dovuto al fatto che il sistema utilizza aria esterna in ingresso al collettore per cui quest'ultimo può lavorare sempre al massimo dell'efficienza. Inoltre, come già discusso, nel collettore solare è stata utilizzata una particolare alettatura del pannello PV e dell'assorbitore che permette il raffreddamento del pannello fotovoltaico ad opera dell'aria del collettore solare che subisce al contrario un riscaldamento. Tutto ciò permette una così elevata efficienza dei collettori solari.



4.41 Efficienza collettori

## 5 Risultati campagna invernale

A termine della campagna estiva 2014 si è svolta una campagna di misura concernente il funzionamento invernale della macchina.

Tale configurazione prevede:

- Spegnimento pompa torre evaporativa;
- Spegnimento pompa scambiatore evaporativo;
- Nessun prelievo di acqua dalla rete;
- Accensione del ventilatore solare;
- Accensione del ventilatore principale;
- Chiusura delle bocche di entrata dell'aria ai letti adsorbenti;
- Annullamento della portata di ritorno dall'edificio;
- Spegnimento impianto AI.CO.WA. per il test delle potenzialità di riscaldamento del sistema FREESCOO.

In questo modo il prototipo FREESCOO preleva l'aria da trattare dalla sezione inferiore della macchina; questa passa poi attraverso i collettori solari, dove si riscalda, per venire inviata dal ventilatore solare ai letti adsorbenti dove avviene la deumidificazione. Successivamente il ventilatore principale garantisce la portata d'aria di mandata all'edificio, la quale percorre lo scambiatore evaporativo a pacco senza subire il raffreddamento.

Con questa configurazione la macchina è in grado di operare il trattamento dell'aria inviando una portata d'aria all'edificio da climatizzare riscaldata e deumidificata.

La campagna ha riguardato diverse giornate di prova che coprono il periodo ottobre 2014 maggio 2015.

Durante la campagna di misura si è avuto il guasto del ventilatore solare, sostituito poi nel giugno 2015. Si noti a tal proposito la figura 5.1 dove si vede che tra la fine del mese di gennaio e l'inizio di febbraio la mancanza di energia consumata dal ventilatore solare ne ha denunciato il mal funzionamento. Per ovviare al problema si vede come sia stata aumentata la velocità del ventilatore principale che a questo punto è divenuto l'unico elemento responsabile della movimentazione dell'aria da trattare. La valvola di commutazione dei letti è stata posizionata in modo che entrambi i letti fossero in funzione.

La rottura del ventilatore solare ha quindi condizionato la campagna invernale analizzata nel seguito.

Nella figura 5.2 si vede come l'aria esterna subisca un preriscaldamento all'interno della macchina e poi nel passaggio nei collettori solari.

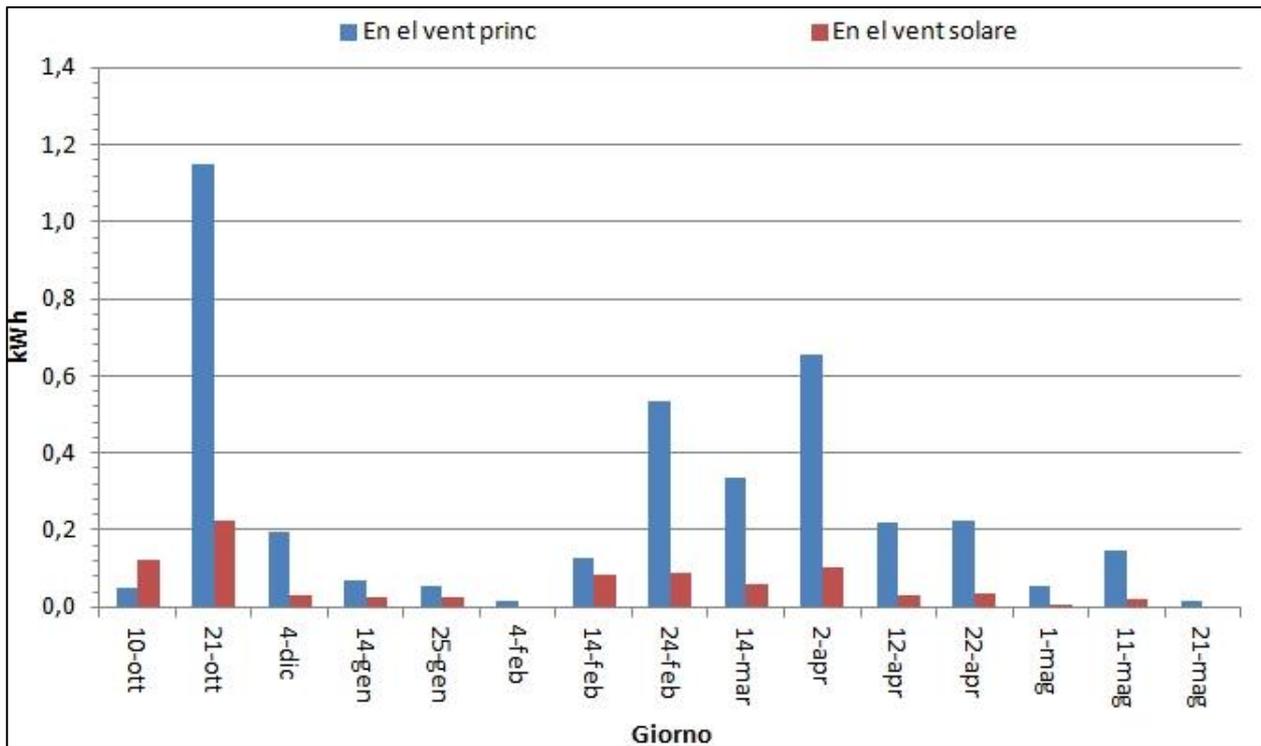
Si noti nella figura 5.3 relativa alla giornata del 14 febbraio 2014 come l'aria trattata subisca un riscaldamento nel passaggio dall'esterno all'entrata dei collettori solari, nei quali subisce un ulteriore riscaldamento riscontrabile dalla temperatura in entrata ai letti adsorbenti. La temperatura dell'edificio risulta inferiore alla temperatura di set point; essendo spento l'impianto AI.CO.WA. il prototipo non riesce a garantire la temperatura di 25 °C, ma una temperatura dell'aria trattata comunque superiore alla temperatura esterna di circa 4 °C e pari a 17 – 18 °C.

Dall'analisi della figura 5.4 si nota che l'umidità specifica dell'edificio risulta inferiore quella di set point, nonostante i fan coil siano spenti.

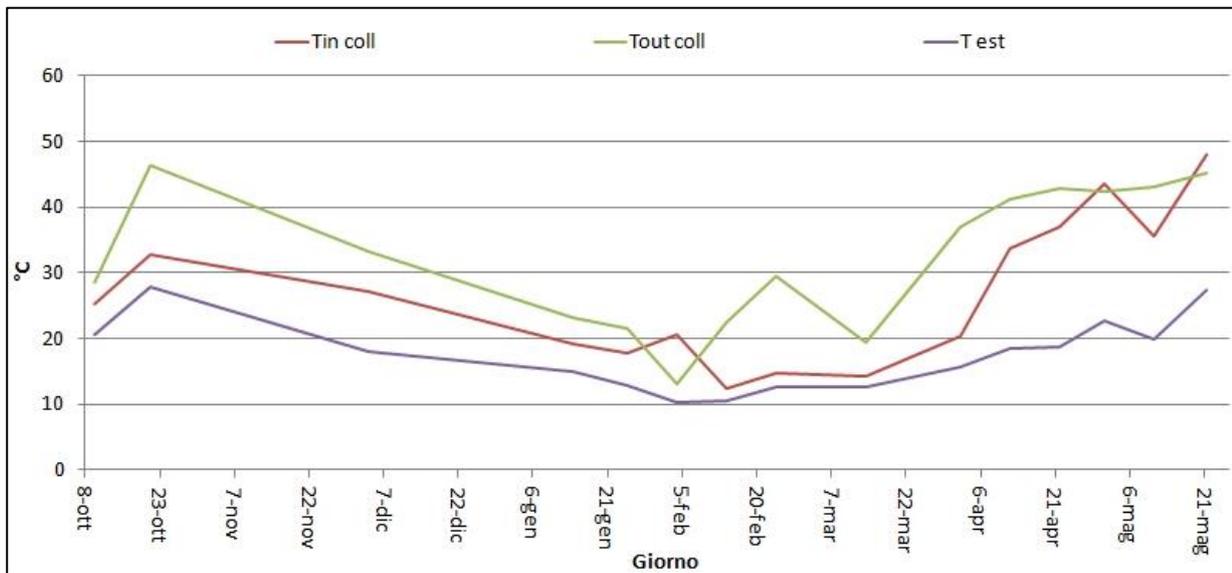
Analizzando l'andamento delle umidità specifiche nell'arco della giornata del 14 febbraio (figura 5.5) si vede che effettivamente la macchina riesce a mantenere l'umidità dell'edificio al di sotto dell'umidità specifica di set point per l'intero arco della giornata.

In particolare il consumo di energia elettrica è aumentato dal mese di febbraio in poi a causa del guasto verificatosi al ventilatore solare e il conseguente aumento della velocità di rotazione imposto al ventilatore principale (e quindi dell'energia consumata), per rimediare alla mancanza del ventilatore guasto e fornire l'adeguata portata d'aria di processo

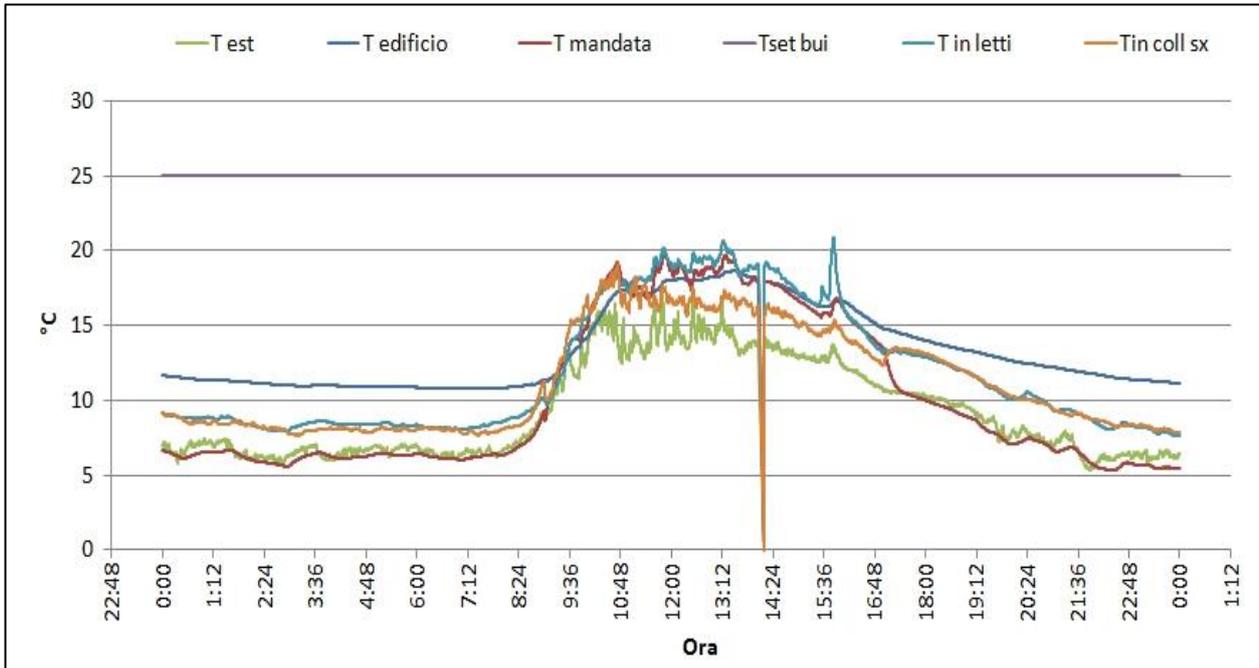
Nei mesi di aprile e maggio l'innalzamento della temperatura esterna ha permesso l'abbassamento della velocità del ventilatore principale e una riduzione del consumo di energia elettrica.



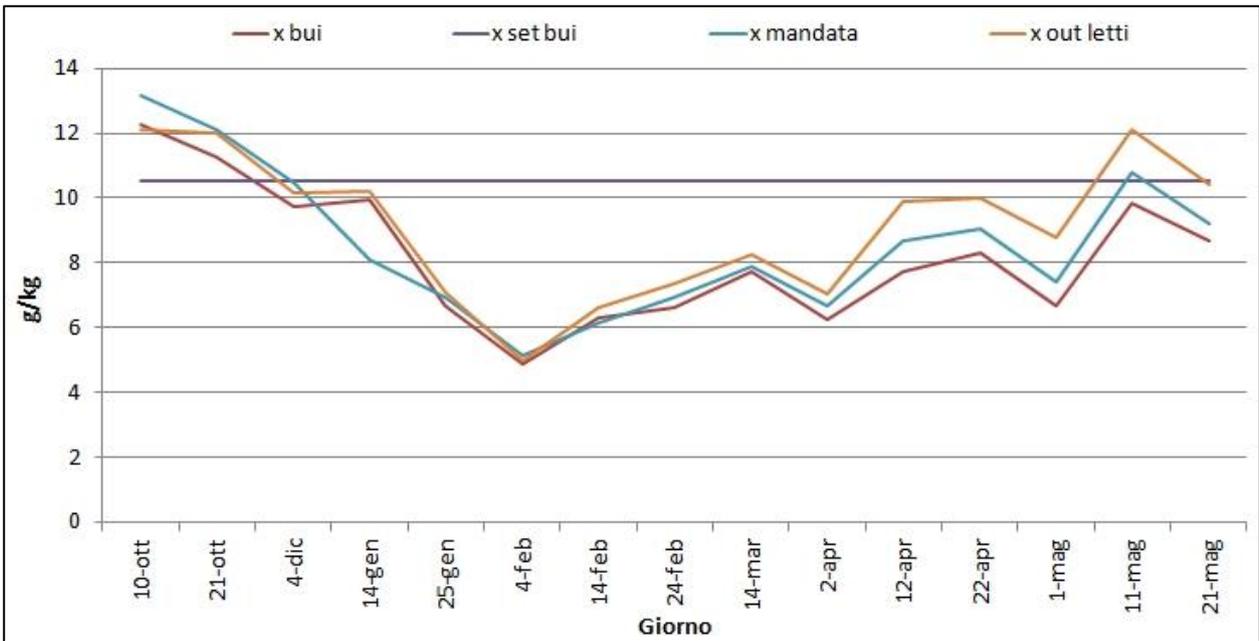
5.1 Energia consumata dai ventilatori



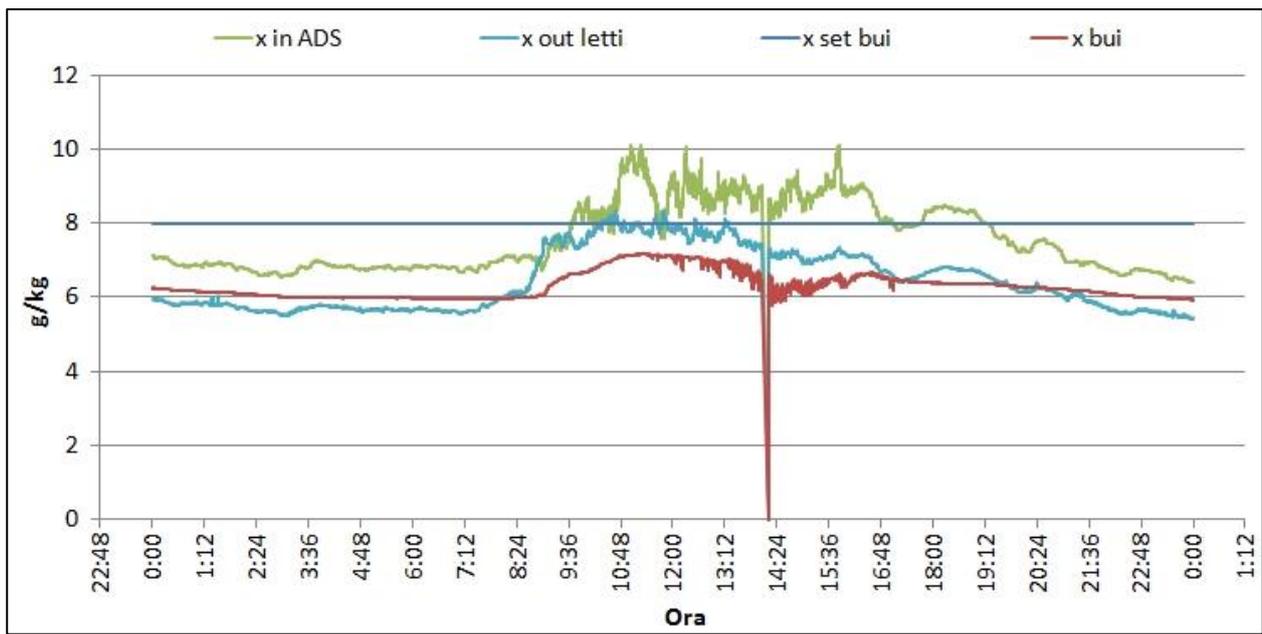
5.2 Temperature collettore solare



5.3 Temperature aria trattata (14/02/2014)

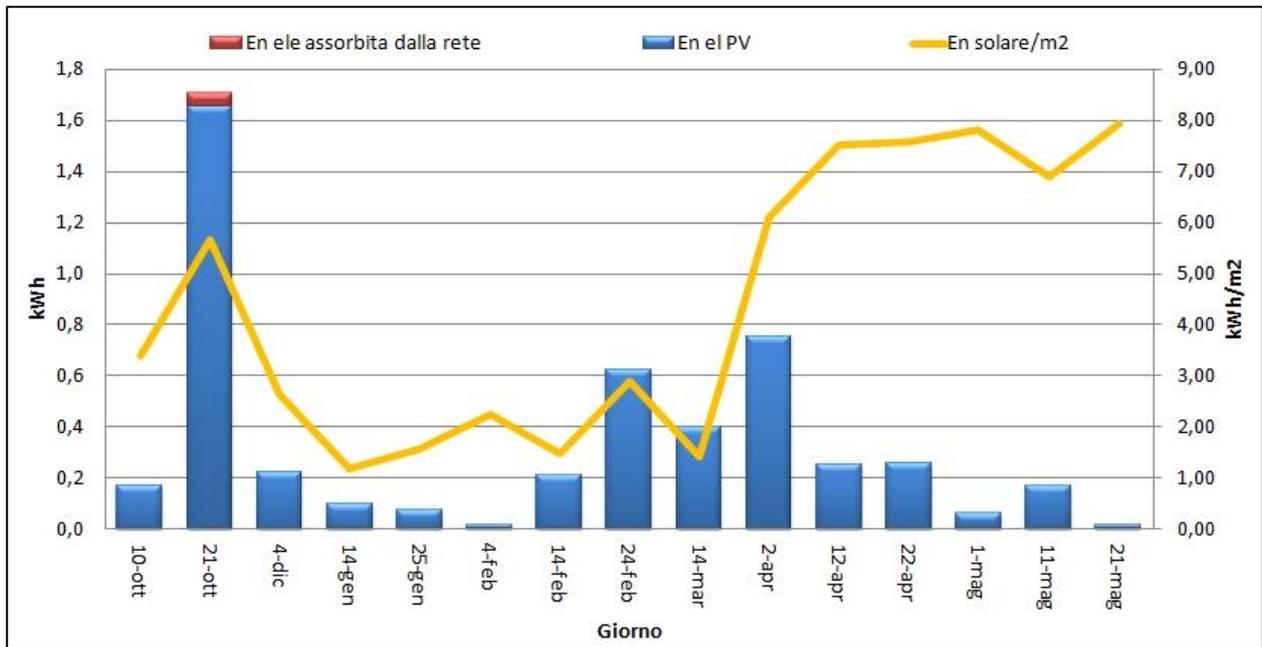


5.4 Umidità specifiche lungo periodo

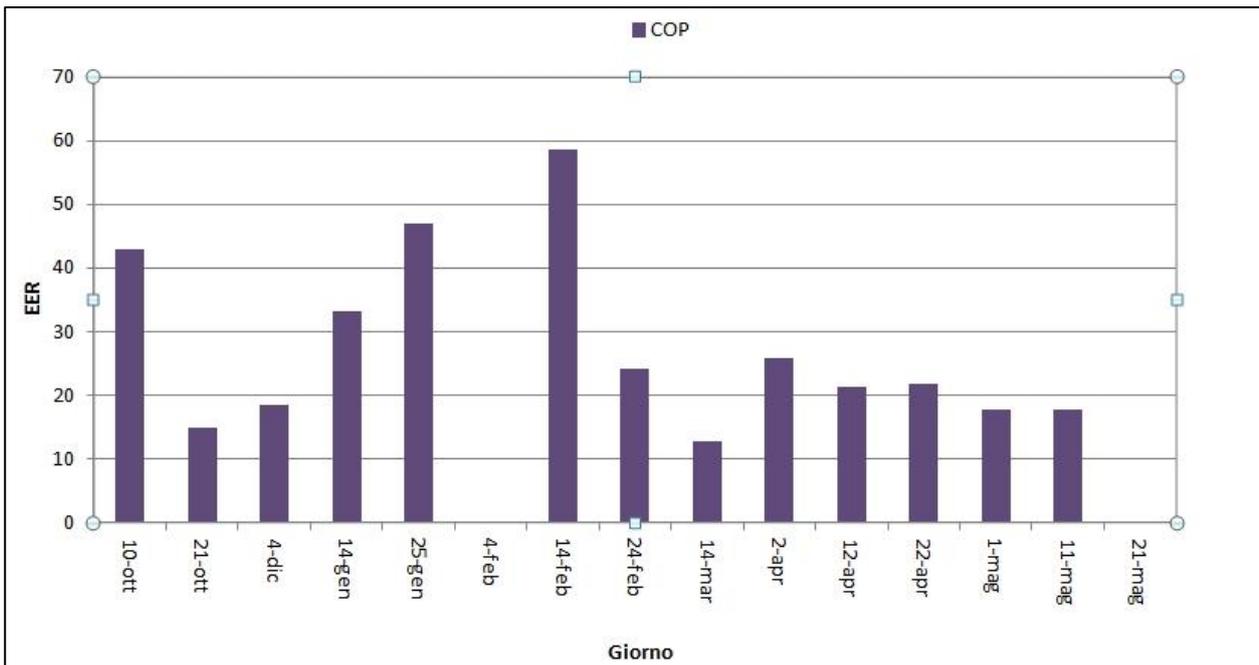


5.5 Umidità specifiche 14/02/2014

Il consumo di energia elettrica della macchina risulta limitato poiché sono spente entrambe le pompe di ricircolo installate sulla macchina (nella configurazione 2014). In particolare si nota dalla figura 5.6 come questa sia fornita per intero dall'impianto fotovoltaico anche in condizioni di scarso irraggiamento.



5.6 Energia elettrica consumata (rete/PV)



5.7 Efficienza

Questo si riflette nell'efficienza del prototipo. La figura 5.7, infatti, mostra come siano elevati i valori del COP, calcolato come rapporto fra l'energia termica fornita dai collettori e l'energia elettrica consumata dai ventilatori. Si noti che a cavallo dei mesi di gennaio e febbraio la rottura del ventilatore solare abbia causato un non ottimale funzionamento della macchina e il conseguente annullarsi dell'efficienza.

## Conclusioni

Possiamo adesso prendere una giornata tipo del 2015 (30 Agosto), fra quelle ora analizzate, e metterla a confronto con i risultati ottenuti nel 2014 e riportati nel REPORT dello scorso anno. Nella tabella 1 sono riportate le condizioni ambientali medie nei due giorni; nella tabella 2 sono messe a confronto le prestazioni. Entrambe si riferiscono alle sole ore funzionamento della macchina (ad eccezione dell'energia specifica solare media e dell'energia elettrica consumata che sono riferite all'intero giorno).

	Energia solare specifica media kWh/m <sup>2</sup>	T est media °C	x est media g/kg	T edificio °C	x edificio g/kg
2015	7,4	32	16,1	27,3	10,7
2014	6,3	29,5	17,7	25,7	11

Tabella 1

	P HX media kW	P raffreddamento globale media kW	EER medio	EFF HX media	En elettrica consumata kWh
2015	2,4	2,6	17,1	57%	1,6
2014	1,1	1,4	9,1	42%	1,9

Tabella 2

In riferimento ai valori riportati in tabella 1 è da sottolineare che il sistema di trattamento dell'aria fresco è affiancato dall'impianto a fan coil e pompa di calore a CO<sub>2</sub> AI.CO.WA: nell'anno 2014 questo provvedeva a mantenere la temperatura dell'edificio a 25°C contribuendo parzialmente alla deumidificazione dello stesso con una temperatura di mandata ai fan coil di 7°C. Nel 2015, si è scelto di utilizzarlo per il mantenimento della temperatura dell'edificio a 27°C, cercando di minimizzare il suo contributo alla deumidificazione. Questo è stato ottenuto inviando ai fan coil acqua alla temperatura di 14°C. A fronte di irraggiamento superiore per la giornata di prova 2015, le condizioni ambientali presentano differenze non eccessive, ma testimoniano il fatto che l'estate 2015 è risultata particolarmente calda a differenza dell'estate 2014 più fredda e umida. I risultati mostrano che:

- L'energia elettrica consumata dalla macchina è diminuita grazie anche alla eliminazione della pompa di circolazione dello scambiatore evaporativo avvenuta nel 2015 e all'utilizzo di due elettrovalvole in diretta connessione con la pressione di rete.
- La potenza di raffreddamento dello scambiatore evaporativo, a seguito della sostituzione dello stesso e dell'aggiunta del fluido tensioattivo nell'acqua proveniente dalla rete, ha subito un incremento notevole con un conseguente aumento della sua efficienza media e della potenza di raffreddamento globale della macchina.
- Anche EER (*Energy Efficiency Ratio*) ottenuto, senza distinguere tra energia prelevata dalla rete o autoprodotta, ha subito un incremento del 48%.
- Il consumo di acqua medio del primo periodo di prova pari a 224 l/g (21,5 l/h) è stato ridotto a 119,5 litri/g (12,6 l/h) dopo l'introduzione del fluido tensioattivo e successivamente a valori di circa 45 litri/g dopo le ultime modifiche nella logica di controllo delle elettrovalvole.
- Nell'arco del periodo 13 luglio – 13 agosto sono stati registrati i valori riportati in tabella 3.
- Infine è da notare che i picchi di potenza del ventilatore solare hanno messo in luce come il sistema di protezione funzioni adeguatamente e ne garantisca l'integrità.

	Energia Solare incidente kWh/m <sup>2</sup>	En Coll kWh	En HX kWh	En ADS kWh	En raffreddamento kWh	En Edificio kWh	En elettrica globale consumata kWh	Energia elettrica prelevata dalla rete kWh	Consumo Acqua litri
<b>Totale</b>	223,3	636,8	706,7	990,1	1059,7	251,4	59,1	16,2	5,5*10 <sup>3</sup>
<b>Medie giornaliere</b>	7,2	20,5	22,8	31,9	34,2	8,1	1,9	0,5	171,8

Tabella 3

## Riferimenti bibliografici

- P. Finocchiaro, M. Beccali, "Innovative compact solar air conditioner based on fixed and cooled adsorption beds and wet exchangers, Energy Procedia, 00 (2014) 000-000
- M. Beccali, P. Finocchiaro, J. Galletto, B. Nocke, "L'utilizzo dell'energia solare nel riscaldamento e nel raffrescamento degli edifici - Stato dell'arte, criteri di dimensionamento e potenzialità a scala regionale", Volume della Collana "Energicamente" – ORSA (2006) SBN PaI0204636
- N. Calabrese , B. Cucca, P. Finocchiaro, M. Beccali, "Prototipo di condizionatore d'aria compatto solar dec, sistema freesco office: test funzionali", Report RdS/PAR2014/160