



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,  
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



*Ministero delle Attività Economiche*

## RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

# Studio sperimentale per l'ottimizzazione energetica di cicli di trattamento desiccant cooling

*M. Beccali, P. Finocchiaro, B. Nocke*



Report RdS/2010/211

STUDIO SPERIMENTALE PER L'OTTIMIZZAZIONE ENERGETICA DI CICLI DI TRATTAMENTO  
DESICCANT COOLING

M. Beccali, P. Finocchiaro, B. Nocke (Dipartimento di Ricerche Energetiche ed Ambientali  
(DREAM) dell'Università degli Studi di Palermo)

Settembre 2010

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Usi Finali

Tema: Sistemi di climatizzazione estiva ed invernale assistita da fonti rinnovabili

Responsabile Tema: Nicolandrea Calabrese, ENEA



Accordo di Programma MSE-ENEA

**Piano Annuale di Realizzazione della seconda annualità**

***Tema di ricerca 5.4.1.3 "SVILUPPO DI COMPONENTI E IMPIANTI INNOVATIVI PER LA RAZIONALIZZAZIONE DEI CONSUMI ELETTRICI NEGLI EDIFICI CON PARTICOLARE RIFERIMENTO AL CONDIZIONAMENTO ESTIVO"***

Accordo di Collaborazione tra ENEA e Dipartimento di Ricerche Energetiche ed Ambientali (DREAM) dell'Università degli Studi di Palermo

***"Partecipazione a gruppi di lavoro internazionali (Task 38 IEA, Task 42 IEA) e studio sperimentale per l'ottimizzazione energetica di cicli di trattamento desiccant cooling"***

**REPORT FINALE**

**STUDIO SPERIMENTALE PER L'OTTIMIZZAZIONE ENERGETICA DI CICLI DI TRATTAMENTO DESICCANT COOLING**

Responsabile Scientifico: Prof. Marco Beccali

Ing. Pietro Finocchiaro

Ing. Bettina Nocke

**Data 8.10.2010**

## INDICE

STUDIO SPERIMENTALE PER L'OTTIMIZZAZIONE ENERGETICA DI CICLI DI TRATTAMENTO DESICCANT COOLING .....	0
Introduzione .....	2
C1: Miglioramento delle prestazioni energetiche dell'impianto desiccant cooling attualmente esistente e monitorato presso il DREAM.....	2
Monitoraggio dell'impianto solar DEC del DREAM nella configurazione originaria.....	2
Descrizione della nuova configurazione impiantistica per l'impianto solar DEC del DREAM	6
Studio tramite simulazioni su TRNSYS della nuova configurazione impiantistica .....	7
Descrizione delle modifiche apportate all'impianto solar DEC .....	10
Risultati sperimentali ottenuti.....	12
Sviluppo della nuova logica di controllo per il sistema di solar cooling DEC.....	16
Ulteriori indagini future.....	19
C2: Realizzazione di un nuovo set up sperimentale per il test e lo sviluppo di componenti impiantistici impiegati in sistemi desiccant cooling innovativi .....	21
Descrizione dell'impianto e delle apparecchiature utilizzate .....	21
Descrizione delle attività sperimentali .....	24
Ulteriori indagini future.....	28
Pubblicazioni relative alle ricerche condotte .....	29

## **Introduzione**

Nel corso dei due anni di attività di ricerca svolta presso il DREAM, sono state portate avanti diverse ricerche nell'ambito dei sistemi solari termici impiegati per il raffreddamento degli edifici noti come più comunemente come sistemi di solar cooling. Le attività svolte possono essere raggruppate nei seguenti punti:

- Acquisizione e analisi dei dati monitoraggio dell'impianto desiccant cooling presente nel laboratorio solare del DREAM
- Progetto e realizzazione delle modifiche apportate per il miglioramento delle prestazioni energetiche dell'impianto citato
- Progetto e realizzazione di un nuovo set up sperimentale per il test di componenti impiantistici impiegati in sistemi desiccant cooling innovativi
- Sviluppo di configurazioni impiantistiche innovative nell'ambito dei sistemi desiccant cooling a ciclo aperto per applicazioni in ambito residenziale

### **C1: Miglioramento delle prestazioni energetiche dell'impianto desiccant cooling attualmente esistente e monitorato presso il DREAM**

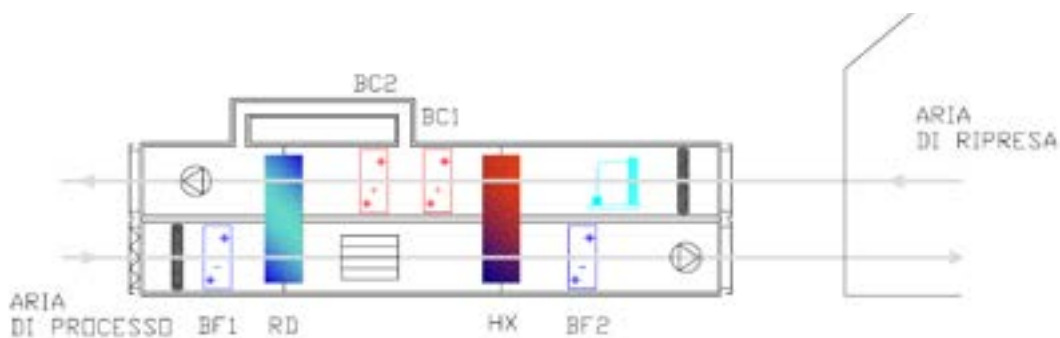
#### **Monitoraggio dell'impianto solar DEC del DREAM nella configurazione originaria**

Di seguito vengono descritte le attività sperimentali condotte dal DREAM mirate all'ottimizzazione dell'impianto DEC (desiccant cooling) installato nel 2008 presso il laboratorio solare del Dipartimento.

Il monitoraggio dell'impianto in oggetto nella sua configurazione originaria ha dimostrato come la tecnologia DEC possa realmente rappresentare una soluzione interessante per lo sfruttamento dell'energia solare per la climatizzazione degli ambienti. A fronte di ciò si è evidenziata la necessità di ulteriori studi e sviluppi al fine di superare limiti ed inefficienze riscontrate.

In particolare, le esperienze acquisite sul funzionamento dell'impianto e l'esame dettagliato dei dati di monitoraggio degli ultimi due anni, hanno evidenziato i seguenti aspetti:

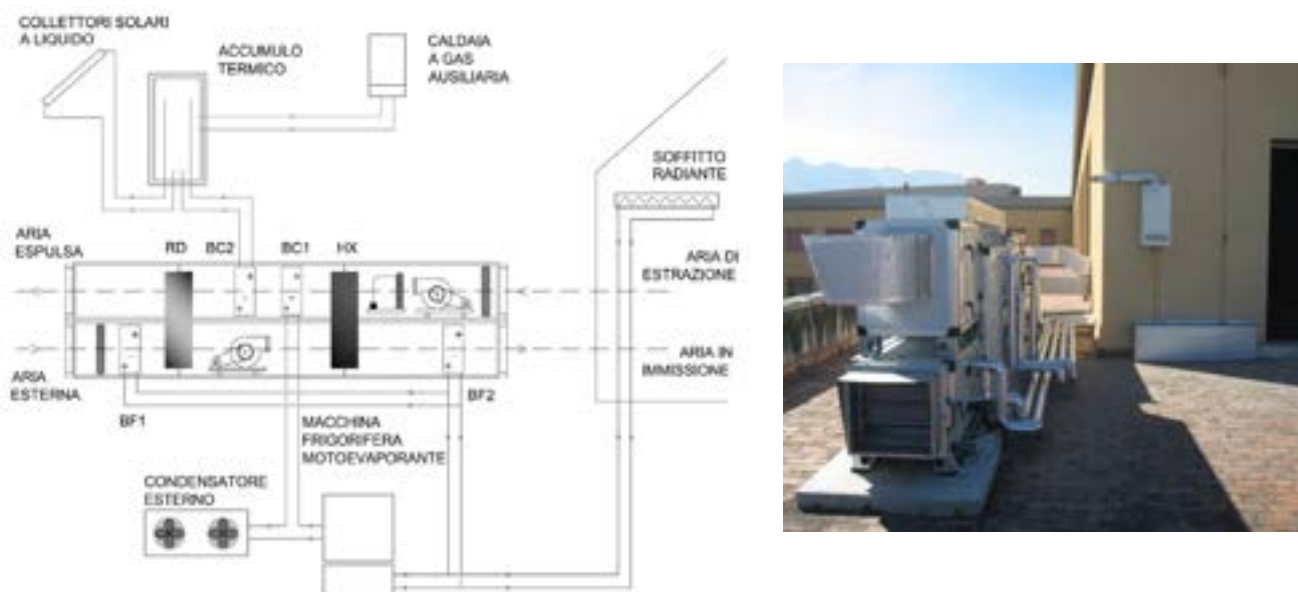
- L'impianto ha mostrato un funzionamento regolare durante la fase di monitoraggio
- La soluzione impiantistica adottata che consente il recupero di parte del calore di condensazione della macchina frigorifera si è rivelata vantaggiosa
- Il contributo a livello stagionale delle batterie ausiliarie di raffreddamento, specialmente quella per il controllo della temperatura di mandata è notevole (circa 40% della produzione di freddo nell'UTA).
- Si è riscontrato un trasporto di umidità nello scambiatore di calore sensibile legato alla bassa tenuta delle guarnizioni e presenza di particelle di polvere, sedimentate nel tempo sulla superficie interna dello scambiatore
- Lo studio di configurazioni impiantistiche alternative tramite simulazioni orarie dell'intero sistema ha portato all'individuazione di alcune strategie di ottimizzazione di seguito descritte e oggetto del presente lavoro di ricerca



**Figura 1: Unità desiccant cooling come si presentava prima delle modifiche**

La tipologia e le caratteristiche dell'impianto sono state scelte dopo una profonda analisi di simulazioni orarie e di bilanci energetici. Il sistema è costituito da una unità di trattamento aria desiccant cooling alimentata da collettori solari a liquido accoppiata ad un sistema a soffitto radiante. Il ciclo è di tipo ibrido ovvero il sistema è provvisto di due batterie di raffreddamento ausiliarie impiegate nei momenti di bassa radiazione solare e/o quando l'umidità assoluta dell'aria supera una certa soglia. La prima, posta a monte del rotore adsorbente, viene impiegata per predeumidificare e preraffreddare l'aria prima dell'ingresso dell'aria esterna nell'UTA; la seconda batteria controlla la temperatura dell'aria in caso che il

raffreddamento evaporativo (*indirect evaporative cooling*) non sia sufficiente a raggiungere la temperatura di immissione desiderata.



**Figura 2: Foto dell'unità di trattamento aria installata all'inizio del 2008 e relativo schema funzionale di impianto**

La configurazione impiantistica considerata e descritta in Figura 1, è anche denominata “*a pompa di calore integrata*” o “*a recupero termodinamico*”, prevedendo infatti il recupero del calore di condensazione della macchina frigorifera ausiliaria al fine di preriscaldare l'aria di rigenerazione. Questo permette, a parità di temperature di rigenerazione e dunque di prestazioni dell'unità di trattamento, la diminuzione del calore che deve essere fornito dal sistema solare ed in definitiva l'installazione di una superficie minore di collettori con relativi benefici in termini di un minore costo di impianto. Da un esame dei dati di monitoraggio condotto nel 2008, è risultato come il recupero del calore di condensazione sia una ottima soluzione per preriscaldare il flusso d'aria di rigenerazione fino a temperature di circa 45°C. La configurazione adottata presenta inoltre il vantaggio che la temperatura dell'acqua refrigerata in ingresso nelle batterie di raffreddamento può essere più alta (intorno a 15°C) rispetto ai valori comunemente impiegati nelle unità convenzionali (6-7°C) con notevole aumento delle prestazioni della macchina frigorifera.

Nel corso del 2008 e 2009 sono stati raccolti i dati di monitoraggio ed è stata effettuata un'accurata analisi delle prestazioni dell'impianto oltre che di numerosi componenti. Il risultati ottenuti sono stati soddisfacenti in termini di risparmio di energia primaria e

funzionalità dell'intero sistema. Di seguito si riportano a titolo di esempio alcune dei principali indicatori utilizzati per la valutazione dell'impianto, quali il COP termico ed elettrico.

Il COP termico di una unità *Desiccant Cooling* è definito come il rapporto tra l'energia netta del processo DEC calcolata proporzionalmente alla variazione di entalpia della quantità dell'aria trattata (al netto del contributo delle batterie ausiliarie) e l'energia termica spesa per la rigenerazione della ruota essiccante ovvero:

$$COP_{th} = \frac{Q_{UTA} - Q_{BF\text{ ausiliarie}}}{Q_{rig}}$$

Il COP termico dell'impianto può essere calcolato anche considerando come unico *input* quello della batteria solare o quello di entrambe:

$$COP_{th\ BC2} = \frac{Q_{DEC}}{Q_{BC2}} \quad COP_{th\ BC1+BC2} = \frac{Q_{DEC}}{Q_{BC1} + Q_{BC2}}$$

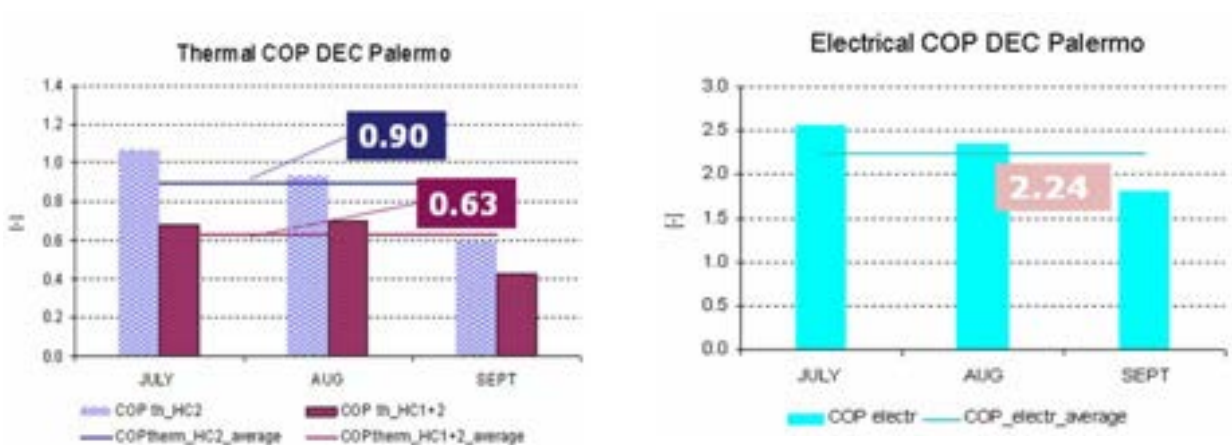


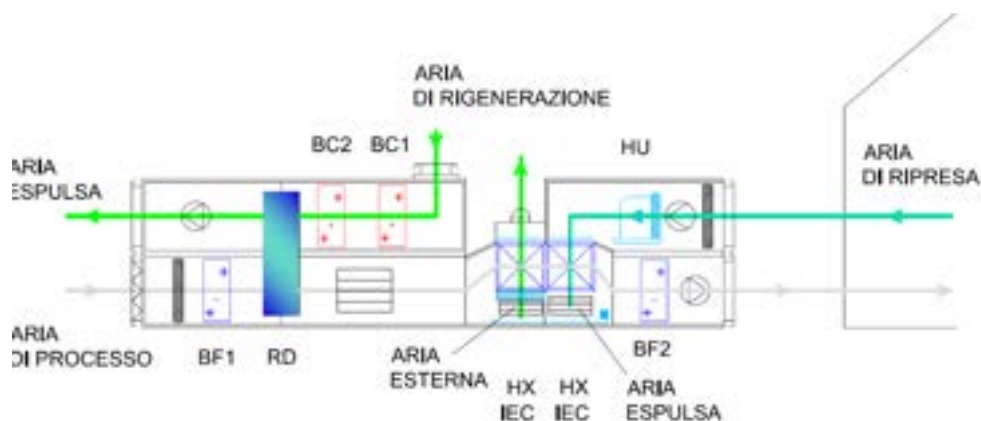
Figura 3: COP termico ed elettrico medio mensile del sistema per l'anno 2008

Globalmente, i risparmi di energia primaria riscontrati rispetto ad un impianto convenzionale di trattamento dell'aria sono dell'ordine del 48% come valore medio stagionale.



## Descrizione della nuova configurazione impiantistica per l'impianto solar DEC del DREAM

La nuova configurazione impiantistica prevede l'introduzione di due scambiatori di calore aria - aria utilizzati per il raffreddamento dell'aria di processo in uscita dalla ruota essiccante. In particolare il processo prevede l'utilizzo di due stadi di raffreddamento, il primo realizzato tramite un flusso d'aria esterna ed il secondo tramite il flusso d'aria di estrazione dall'edificio. La configurazione di impianto necessita l'introduzione di due nuovi ventilatori per la movimentazione dei flussi d'aria secondari negli scambiatori di calore. Questi sono dotati di sistemi per il controllo della velocità al fine di limitare il consumo di elettricità al minimo indispensabile per il buon funzionamento del sistema. A ciò si aggiunge il fatto che può essere ridotta la velocità del ventilatore utilizzato sul lato della rigenerazione della ruota essiccante. Lo schema in Figura 2 lo schema dell'UTA nella nuova configurazione di impianto.

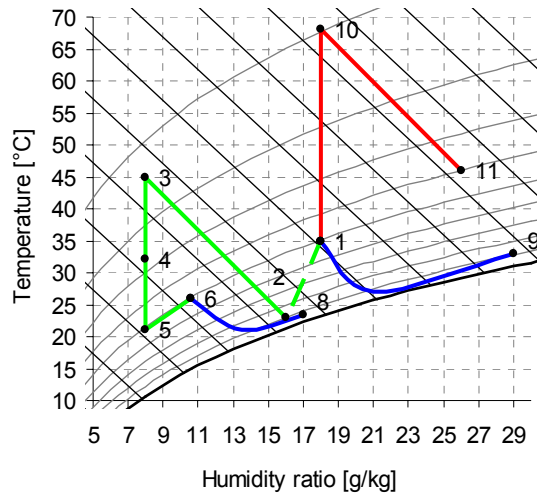


**Figura 4: Schema di funzionamento dell'UTA DEC con raffreddamento evaporativo indiretto dell'aria di processo a due stadi**

Altro elemento di differenza rispetto alla configurazione vista sopra è la rigenerazione del rotore adsorbente utilizzando aria esterna anziché aria di ripresa. Da un attento esame dei dati di monitoraggio condotto sinora, sono stati riscontrati infatti i seguenti due aspetti: il primo è inerente alla modesta incidenza legata ad un maggiore contenuto di umidità assoluta nell'aria di rigenerazione sulla capacità di deumidificazione della ruota al gel di silice; il secondo è legato a quanto detto al punto precedente circa la possibilità di sfruttare maggiormente il potenziale di raffreddamento contenuto nell'aria di ripresa.

Le sequenze di trattamento realizzate dall'UTA sulle due correnti d'aria sono riportate per un caso tipico nel diagramma psicrometrico e nella tabella che seguono.

x g/kg	T °C	h kJ/kg	Descrizione
18	35.0	81.3	Aria esterna
16	23.0	63.8	BF 1
8.0	45.0	65.9	adsorbimento
8.0	32.2	52.8	1 wet HX
8.0	21.0	41.4	2 wet HX
10.6	26.0	53.1	Ritorno dall'edificio
18	35	81.3	Aria esterna
21.0	27.0	80.7	Umidificazione
29.0	33.0	107.4	1 wet HX
10.6	26	53.1	Ritorno dall'edificio
13.5	21.0	55.4	Umidificazione
17	23.5	66.8	2 wet HX
18.0	35.0	81.3	Aria esterna
18.0	68.0	115.6	Solare
26.0	46.0	113.4	desorbimento

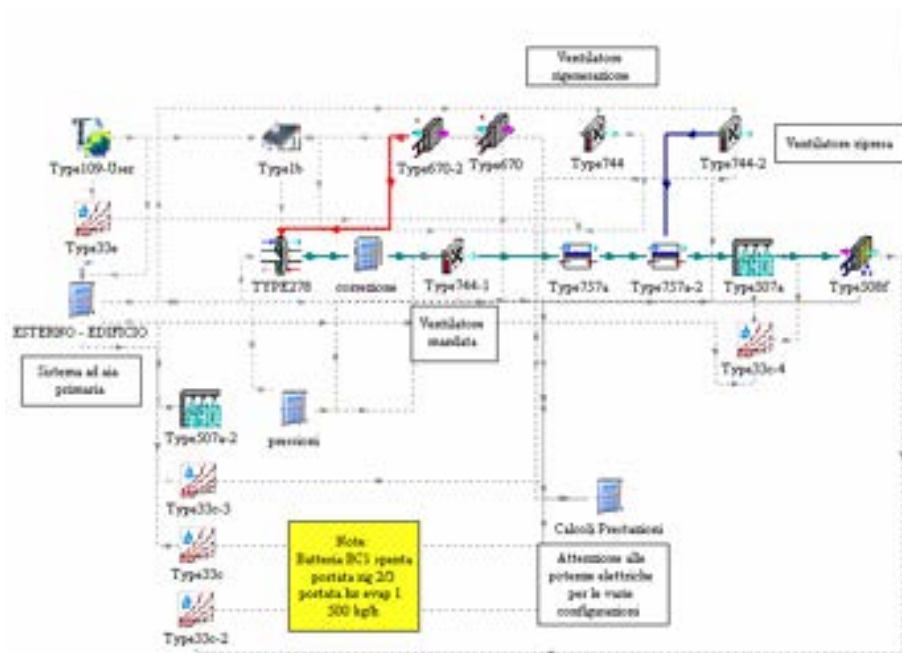


**Figura 5: Esempio di sequenza di trattamento sul diagramma di Mollier realizzata nella nuova configurazione di impianto**

### Studio tramite simulazioni su TRNSYS della nuova configurazione impiantistica

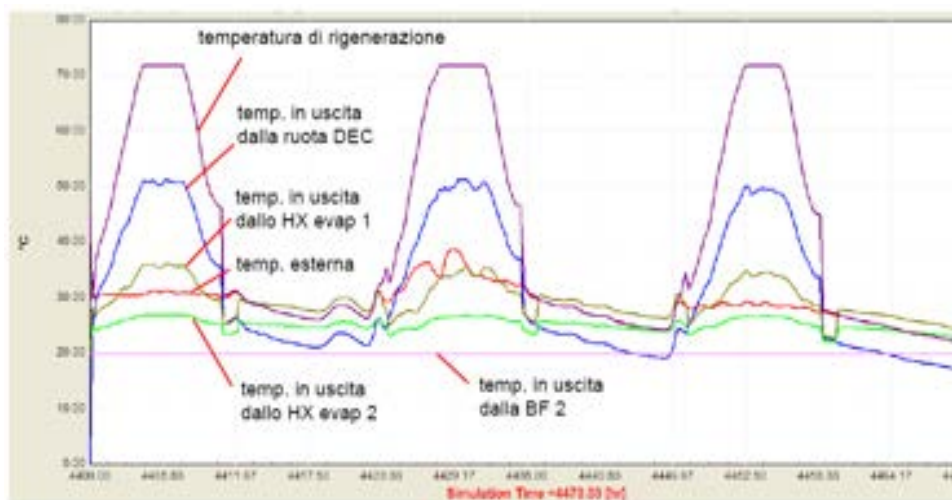
Allo scopo di verificare l'efficacia di tale soluzione di dimensionare i componenti da installare, sono state eseguite simulazioni dinamiche in ambiente TRNSYS. Il progetto è stato realizzato a partire da quello utilizzato per la simulazione della vecchia configurazione di impianto, includendo i nuovi modelli di scambiatore, ovvero il Type 757 per la simulazione di sistemi di raffreddamento evaporativo indiretto. A tal proposito si sottolinea la necessità di un aggiornamento dello stesso al fine di migliorarne l'accuratezza.

Inoltre, da una analisi della bibliografia esistente e dai primi test effettuati sul componente in esame, si rileva necessario un approfondimento delle prestazioni in regime di funzionamento con portate sbilanciate sui due lati dello scambiatore e al variare della portata d'acqua spruzzata dagli ugelli.



**Figura 6: Progetto di TRNSYS utilizzato per la simulazione della nuova configurazione di impianto dell'UTA DEC del DREAM**

Per una migliore comprensione del funzionamento del sistema si riportano di seguito alcuni grafici di output del software di simulazione utilizzato per tre giorni del mese di Luglio.



**Figura 7: Simulazione della nuova UTA: Temperature sul lato dell'aria di processo**

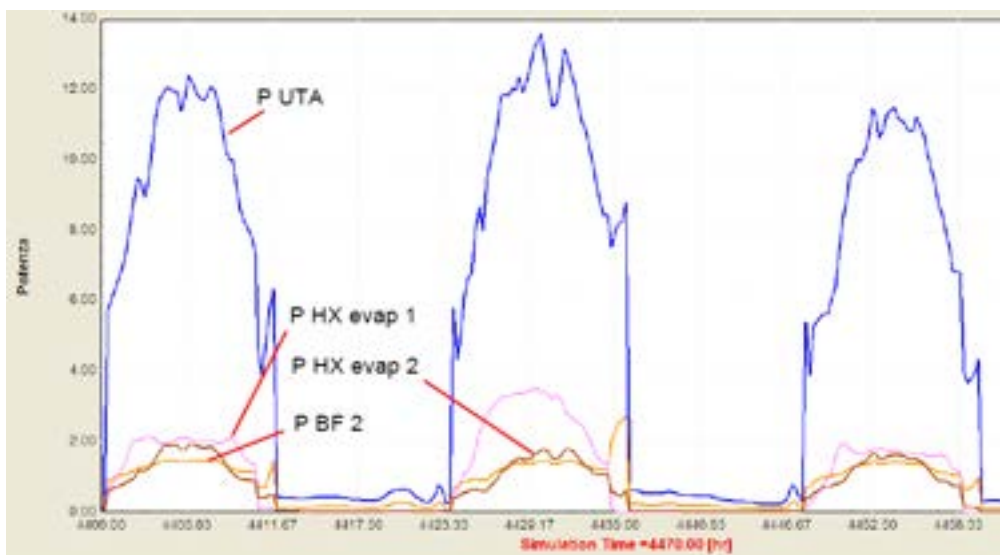
I risultati in termini di temperatura e di umidità assoluta dell'aria e di potenza dei singoli componenti sono mostrati in Figura 7, Figura 8 e Figura 9. Le prime ore del primo giorno di simulazione all'inizio di Luglio, quando il titolo dell'aria esterna è al di sopra dei 12 g/kg, l'umidità di set-point (9g/kg) viene raggiunta solo dopo qualche ore di funzionamento. La

massima deumidificazione nella ruota DEC avviene dopo 5 ore e porta il titolo dell'aria da 15.9 a 9.1 g/kg.

La temperatura sale contemporaneamente a 51°C. Il primo scambiatore evaporativo abbassa questa temperatura in maniera notevole, fino a circa 36°C. Il secondo, nello stesso momento, la abbassa ancora fino a 27°C. In definitiva la batteria fredda ausiliaria, per portare la temperatura di immissione a 20°C, interviene molto meno che nella configurazione attuale.



**Figura 8: Simulazione della nuova UTA: umidità assolute sul lato dell'aria di processo**



**Figura 9: potenze frigorifere in kW dei componenti sul lato mandata della nuova UTA**

Come si può notare in Figura 9, la batteria ausiliaria contribuisce in genere la parte minore della potenza frigorifera totale dell'UTA (circa 1.5 kW degli 11 – 13.5 kW) . Il primo scambiatore evaporativo arriva a una potenza di 3.5 kW, il secondo di circa 1.8 kW.

## Descrizione delle modifiche apportate all'impianto solar DEC

Nell'ottica della presente ricerca, l'impianto DEC sperimentale è stato modificato introducendo due nuovi componenti. In particolare, le modifiche realizzate nell'ambito del presente progetto sono state le seguenti:

- Sostituzione dello scambiatore di calore rotativo con uno a piastre a flussi incrociati, al fine di eliminare il trasporto di umidità dal secondario al primario e di aumentare l'efficienza di scambio termico grazie all'introduzione di ugelli spruzzatori sul lato secondario.
- Introduzione di un ulteriore scambiatore di calore a piastre mirato all'ottimizzazione del processo di raffreddamento evaporativo indiretto del flusso d'aria primaria, per mezzo di un flusso d'aria secondario proveniente dall'edificio, mantenuto costantemente in condizioni di saturazione. Grazie all'aumento di efficienza nello scambio termico l'introduzione di questo componente permette un migliore sfruttamento del potenziale di raffreddamento evaporativo contenuto nell'aria di ripresa dall'edificio, aumentando il contributo dell'unità DEC sul totale dell'energia frigorifera fornita.

Di seguito si riporta una foto dell'UTA a seguito delle modifiche apportate nei mesi precedenti.



**Figura 10: Foto dell'UTA a seguito delle modifiche e dell'introduzione dei due scambiatori di calore**

I componenti innovativi inseriti nel processo sono i due scambiatori a pacco, a flussi incrociati. I due componenti permettono di massimizzare il raffreddamento dell'aria di

processo fino a raggiungere temperature di immissione tali da non necessitare in molti casi l'utilizzo della batteria di post raffreddamento.

L'aria di processo subisce così un doppio raffrescamento evaporativo indiretto: nel primo scambiatore a flusso incrociato con aria esterna preventivamente portata in condizioni di saturazione, e in seguito in un secondo scambiatore della stessa tipologia posto in serie al primo in cui lo scambio termico avviene con il flusso d'aria di ritorno dall'edificio anch'esso portato a saturazione. In particolare, per entrambi gli scambiatori l'umidificazione dell'aria secondaria avviene prima con un umidificatore a pacco, e poi tramite acqua che viene spruzzata con ugelli all'interno delle alette, raccolta in una bacinella e ricircolata con una pompa ad immersione.



**Figura 11: Sistema ad ugelli utilizzato per l'umidificazione del flusso d'aria secondaria**

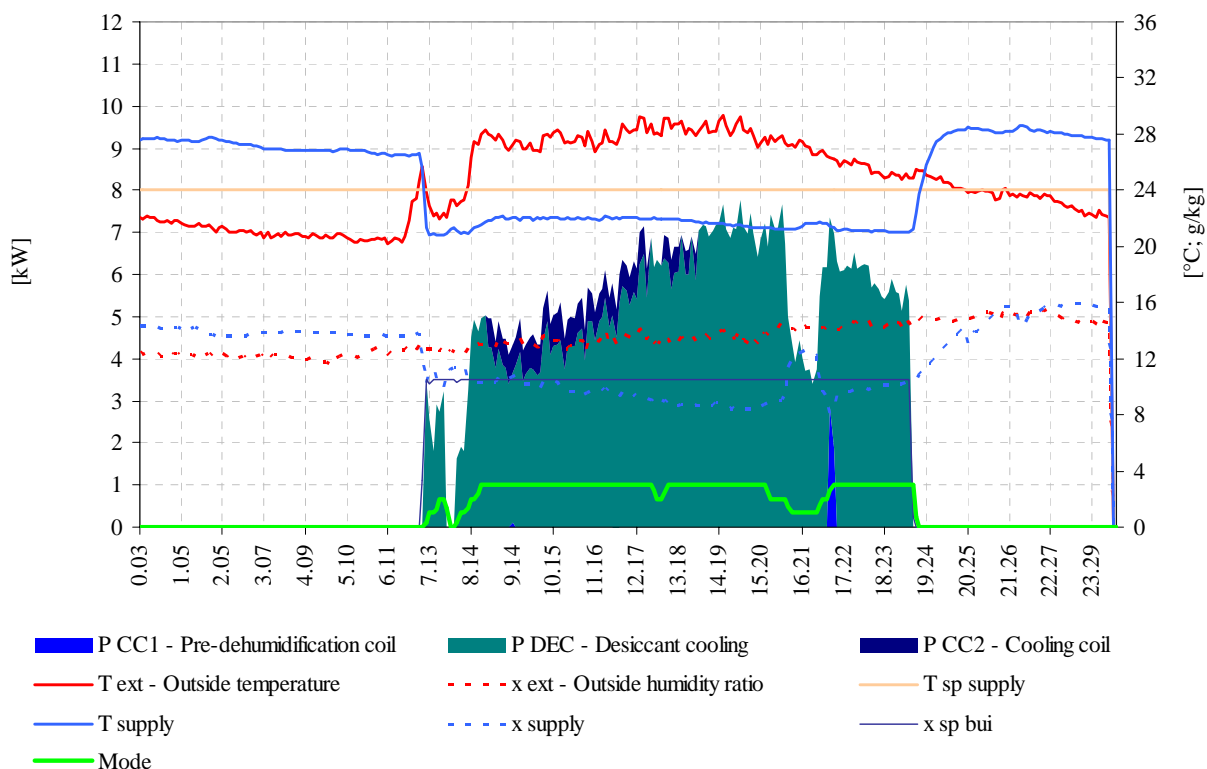
Secondo il nuovo schema, la ruota essiccante viene rigenerata con aria esterna. Questa soluzione, seppure richiede un ventilatore aggiuntivo per la movimentazione dell'aria, ha il vantaggio di disaccoppiare la rigenerazione della ruota essiccante con le condizioni dell'aria di ritorno dall'edificio, soprattutto in termini di portata dell'aria. Infatti, grazie alla presenza di un ventilatore dedicato è possibile modulare la portata d'aria di rigenerazione sulla base delle esigenze di deumidificazione e della temperatura disponibile nel serbatoio di accumulo solare evitando l'uso di by-pass sulla ruota.

## Risultati sperimentali ottenuti

I dati di monitoraggio sinora registrati ed elaborati hanno dimostrato un aumento delle prestazioni energetiche del sistema grazie all'introduzione degli scambiatori evaporativi indiretti in integrazione al processo desiccant cooling realizzato nell'UTA.

L'impianto è stato monitorato per circa un mese, dalla fine dei lavori di installazione e messa a punto dell'impianto di monitoraggio e controllo avvenuta agli inizi di Agosto, fino ai primi giorni di Settembre. E' da notare che, a causa di alcuni malfunzionamenti di piccola entità e non relativi alle modifiche apportate, il set di dati utilizzabili per l'analisi energetica si è ridotto a circa dieci giorni. Al fine di mostrare gli effetti delle modifiche sulle prestazioni dell'impianto il set di dati analizzato è risultato comunque più che sufficiente.

Di seguito vengono commentati alcuni tra i dati più rappresentativi del funzionamento del sistema. Così come previsto nella fase di simulazione dell'impianto, il contributo delle batterie fredde ausiliarie è stato minore, permettendo una riduzione dei consumi di elettricità.



**Figura 12: Distribuzione delle potenze frigorifere - condizioni dell'aria esterna e di immissione - data 07.08.2010**

Nella Figura 12 si riporta a titolo di esempio l'andamento della potenza frigorifera dell'UTA come somma dei tre contributi relativi all'effetto DEC, generato dalla combinazione della ruota essiccante

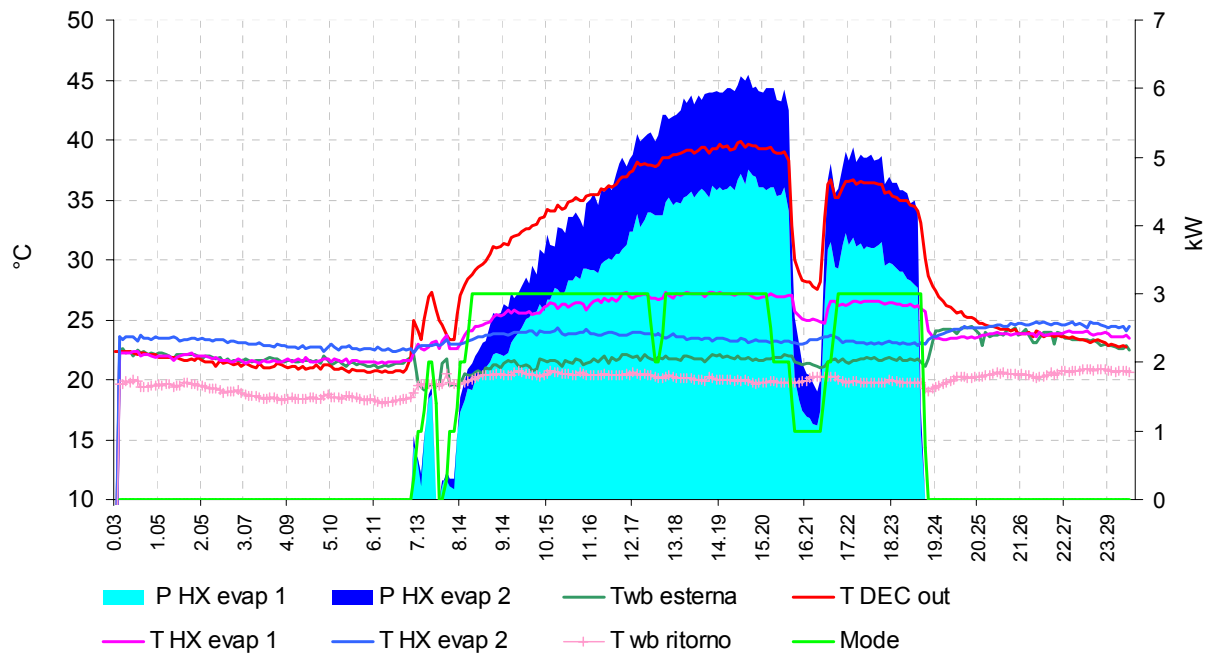
con gli scambiatori evaporativi, e le due batterie fredde ausiliarie BF 1 e BF 2. La potenza associata al trattamento DEC (ruota essiccante e raffreddamento evaporativo indiretto, chiamata  $P_{DEC}$ ) è calcolata sottraendo alla potenza globale dell'UTA il contributo della due batterie fredde ausiliarie:

$$P_{DEC} = P_{UTA} - P_{BF1} - P_{BF2} \quad [kW]$$

E' possibile notare che per la giornata presa in esame, il contributo delle batterie fredde ausiliarie è molto basso (circa 7% su base giornaliera).

Nella seconda parte della giornata il sistema è in grado di fornire aria refrigerata ad una temperatura di circa 21°C senza l'utilizza della batteria dei post-raffreddamento ovvero grazie al solo effetto di raffreddamento evaporativo indiretto realizzato negli scambiatori di calore introdotti.

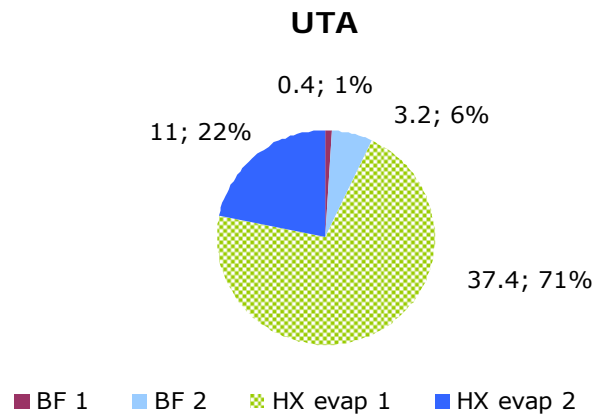
Nella figura seguente è possibile notare per la stessa giornata la distribuzione delle potenze di raffreddamento nei due scambiatori di calore evaporativi HX 1 e HX 2. Come si può notare il maggiore contributo nel raffreddamento dell'aria di processo all'uscita della ruota essiccante è relativo allo scambiatore HX 1 grazie all'elevata differenza di temperatura tra l'aria di processo e quella secondaria in ingresso. Nello stesso grafico sono riportate la temperatura a bulbo umido dell'aria esterna e di ritorno dall'edificio.



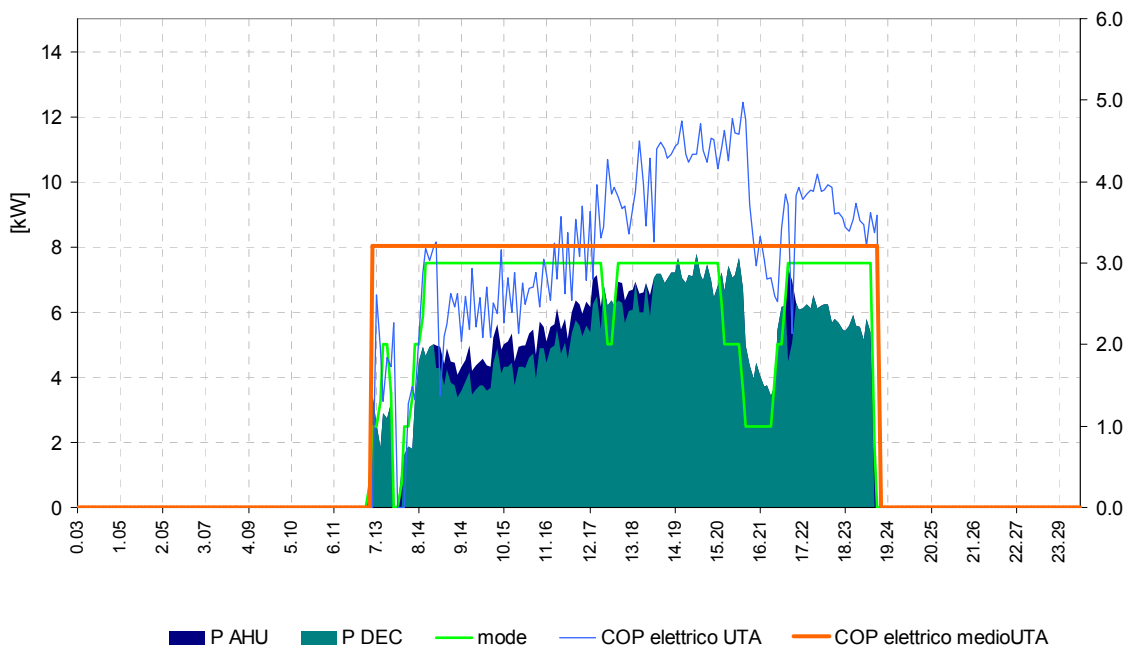
**Figura 13: Scambiatori calore con raffreddamento evaporativo indiretto - data 07.08.2010**



La Figura 14 riporta su base giornaliera la distribuzione delle energie frigorifere. Il contributo della batteria fredda di pre-deumidificazione BF 1 è pari a zero, quello della batteria di post-raffreddamento BF 2 è di circa 6 %, mentre la restante parte, ovvero circa il 93% dell'energia frigorifera è da attribuire all'effetto DEC. Grazie all'aumento della produzione di freddo nell'UTA, il COP elettrico dell'sistema è notevolmente migliorato, passando da valori tipici su base giornaliera dell'ordine 2 – 2,5 a valori di 3 – 3,5 con punte che raggiungono 5 (Figura 15).



**Figura 14: Distribuzione delle energie frigorifere nell'UTA su base giornaliera – data 07.08.2010**



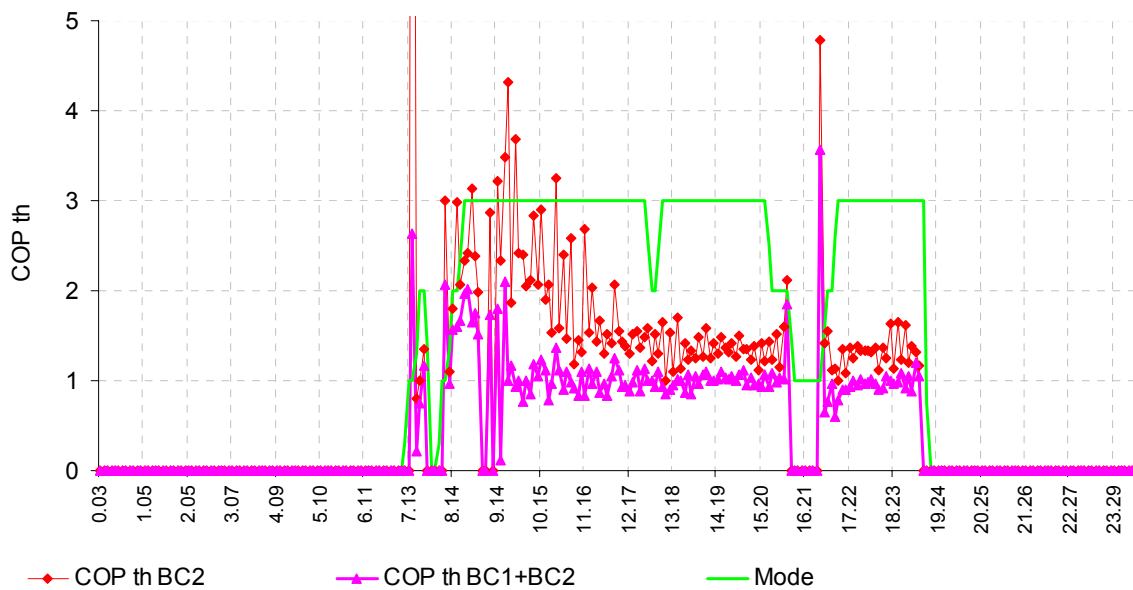
**Figura 15: COP elettrico globale dell'UTA – data 07.08.2010**

Il COP elettrico è definito come l'energia frigorifera dell'UTA divisa per il consumo di elettricità dovuto ai ventilatori, pompe di circolazione ed altri ausiliari di impianto, comprende anche il consumo di elettricità attribuibile alla quota parte di freddo prodotta dal refrigeratore ed inviata alle

batterie fredde ausiliarie. Ciò dimostra come l'incremento dei consumi di elettricità dovuto all'introduzione di due ulteriori ventilatori si può che compensato dalla riduzione dei consumi grazie ad un minor utilizzo delle batterie di raffreddamento ausiliarie.

E' da sottolineare inoltre che nella configurazione attuale il ventilatore dell'aria di rigenerazione può essere regolato indipendentemente da quello dell'aria di processo potendone così ottimizzare il funzionamento.

Infine si riporta un grafico sull'andamento del COP termico dell'UTA al variare della modalità di funzionamento Mode.



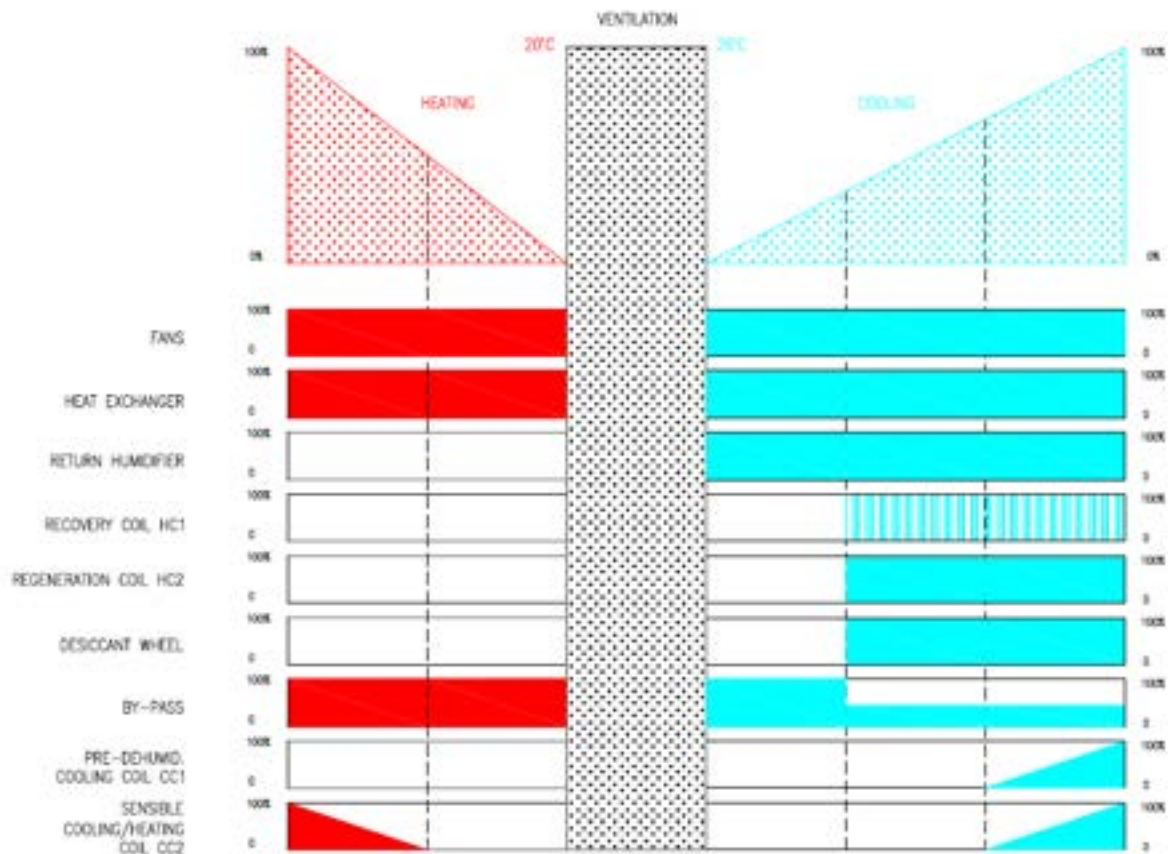
**Figura 16: COP termico dell'UTA**

Nella Figura 16 sono riportate in particolare due curve relative al COP termico calcolato sulla base del solo calore proveniente dai collettori solari (COP th BC2), e quello calcolato sulla base anche del calore recuperato dalla linea del gas refrigerante in uscita dal compressore della macchina frigo (COP BC1 + BC 2). I valori medi giornalieri ottenuti sono da considerarsi comunque molto elevati, anche considerando il totale del calore fornito per la rigenerazione (circa 1).

Dalle considerazioni precedenti si evince che le modifiche apportate al sistema hanno portato notevoli benefici in termini di riduzione dei consumi elettrici e aumento della potenza frigorifera per unità di portata d'aria trattata.

## Sviluppo della nuova logica di controllo per il sistema di solar cooling DEC

La logica di regolazione e controllo dell'impianto nella sua configurazione originaria prevede sei modi di funzionamento per le diverse condizioni di carico sulla base dei quali vengono attivati o disattivati gli elementi che compongono il sistema. Le variabili sulla base delle quali viene effettuata la commutazione da una modalità di funzionamento ad un'altra, sono la temperatura e l'umidità relativa dell'aria di ritorno dall'edificio.



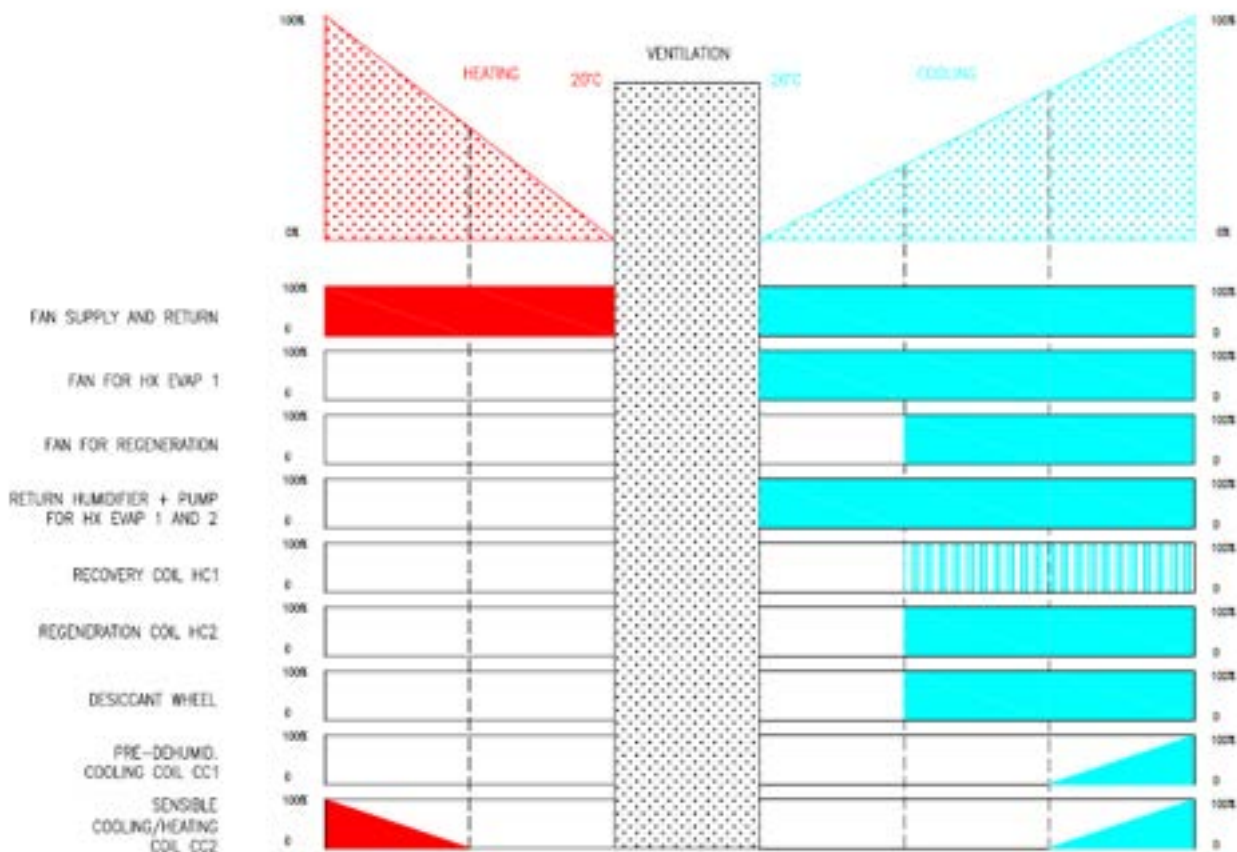
**Figura 17: Modi di funzionamento per la configurazione DEC originaria**

In funzionamento estivo, il sistema parte in modalità ventilazione  $MODE=0$  (ventilazione), nella quale non è realizzato alcun trattamento attivo o passivo dell'aria; se le condizioni di temperatura e umidità desiderate non sono raggiunte il sistema commuta in  $MODE=1$  (raffreddamento evaporativo indiretto). Se le prestazioni del sistema in termini di temperatura e umidità raggiunte non sono ancora sufficienti, allora il sistema commuta nella modalità successiva  $MODE=2$  (desiccant cooling) nel quale viene realizzato il ciclo di trattamento dell'aria desiccant cooling. Se, a causa dell'aumento del carico interno o dell'aggravarsi delle

condizioni dell'aria esterna, il sistema non è più in grado di garantire le condizioni di progetto all'interno del locale, allora esso commuta in MODE=3 (*raffreddamento con batterie ausiliarie*) dove, al ciclo di trattamento desiccant cooling si aggiungono le due batterie di raffreddamento ausiliarie. Di seguito si riporta la logica di commutazione del modo di funzionamento.

In funzionamento invernale, il sistema dal MODE=0 commuta verso MODE=-1 attuando un recupero termico dal flusso d'aria di estrazione; se le condizioni lo richiedono, ovvero se la potenza termica richiesta all'UTA è maggiore, il sistema commuta in MODE=-2 in cui viene attivata la batteria di riscaldamento. La regolazione della potenza frigorifera di ognuna delle batterie è poi attuata per mezzo di un regolatore PID agendo sulla portata di acqua refrigerata all'interno di esse al fine di mantenere la temperatura o l'umidità assoluta più vicino possibile al valore di set-point.

A seguito delle modifiche effettuate, è stata aggiornata la logica di controllo del sistema (Figura 26).



**Figura 18: Modi di funzionamento per la nuova configurazione DEC con gli scambiatori evaporativi**

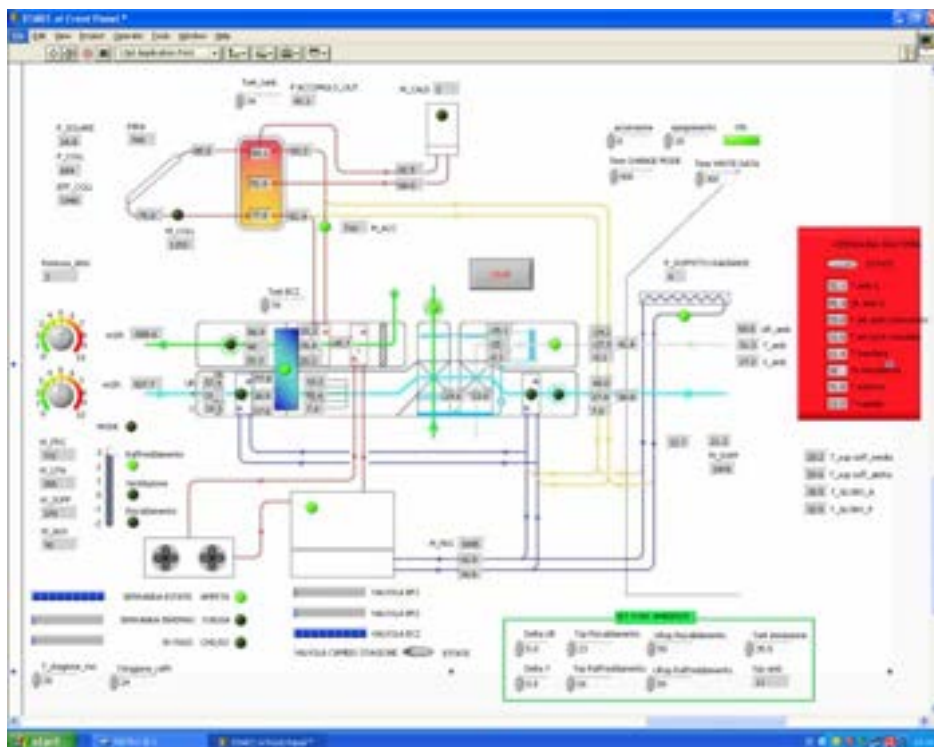
La nuova logica di controllo è simile a quella della configurazione originaria e differisce da questa per i seguenti aspetti:

- il ventilatore di rigenerazione può essere regolato indipendentemente da quello dell'aria di processo e spento in Mode = 1
- la pompa di ricircolo utilizzata negli scambiatori evaporativi viene attivata nelle modalità di funzionamento 2 e 3 e mantenuta spenta in tutte le altre
- viene eliminato il controllo sul by-pass della ruota (non essendo più presente)

E' da sottolineare che l'UTA è provvista di un sistema di serrande che permette il passaggio dell'aria di ritorno dall'edificio in entrambi gli scambiatori evaporativi (in serie). Questa modalità di funzionamento permette l'esclusione del ventilatore di estrazione dello scambiatore HX evap 1.

Allo scopo di effettuare il monitoraggio e il controllo automatico dell'impianto in oggetto, viene utilizzato un PC equipaggiato con l'applicativo Labview, con una scheda di acquisizione dati National Instruments PCI 6225 ed interfacciato con un acquisitore industriale Yokogawa MX100. Il sistema di acquisizione e controllo è stato appositamente programmato in Labview e risulta costituito principalmente da tre blocchi funzionali collegati in cascata ed eseguiti ciclicamente. Il primo di essi provvede all'acquisizione e al condizionamento dei dati provenienti dai diversi sensori che acquisiscono le grandezze più significative del sistema. Il secondo blocco funzionale del VI implementa la strategia di controllo proposta nel presente lavoro: in base ai diversi input immessi dall'operatore (orario di accensione spegnimento, set-point estivo ed invernale di temperatura e umidità relativa dell'aria di immissione, ecc..) esso determina la modalità di funzionamento dell'unità di trattamento (MODE) ed il conseguente stato di tutti gli attuatori ovvero serrande, valvole di by-pass e valvole miscelatrici. Tale blocco comprende come sottoblocchi dei regolatori PID, i cui parametri sono stati opportunamente scelti in base ad alcune prove di taratura effettuate sul sistema. L'ultimo blocco funzionale, infine, si occupa di inviare agli attuatori i relativi segnali elettrici di comando, in accordo con le decisioni intraprese dal blocco precedente. Un ulteriore blocco, che funziona in parallelo ai primi tre, si occupa di aggiornare la schermata che riporta i valori letti in tempo reale dai sensori e i LED che rappresentano lo stato di funzionamento dei diversi componenti dell'impianto, nonché di visualizzare i grafici delle grandezze più significative e salvare periodicamente i dati acquisiti su un file.

A seguito delle modifiche apportate è stato aggiornato anche il sistema di acquisizione dati, regolazione e controllo implementato su Labview (Figura 19). In particolare, al fine di esaminare le prestazioni degli scambiatore di calore citati, sono stati introdotti nuovi punti di misura di temperatura e umidità. Inoltre, per aumentare la versatilità e le possibilità di prova sono stati introdotti dei dispositivi per il controllo della velocità dei ventilatori, serrande di apertura/chiusura in modo tale da permettere diversi passaggi d'aria e by – pass della portata d'acqua inviata agli ugelli.



**Figura 19: Pannello di controllo Labview dell'UTA DEC nella nuova configurazione**

### **Ulteriori indagini future**

Le prove sinora condotte hanno mostrato risultati molto interessanti relativamente alle prestazioni energetiche ottenute grazie all'impiego degli scambiatori di calore con raffrescamento evaporativo.

Nei prossimi periodi ulteriori indagini saranno portate avanti, al fine di ottimizzare l'intero processo e ridurre ulteriormente i consumi di elettricità.

Gli aspetti che verranno ulteriormente analizzati sono i seguenti:

- test della modalità di funzionamento secondo la quale l'aria di ritorno in uscita dal secondario dello scambiatore HX 2, rientra nello scambiatore HX 1, continuando così lo

scambio termico con l'aria di processo; questa modalità di funzionamento è resa possibile dal sistema di serrande di apertura e chiusura di cui il sistema è provvisto; ciò permetterebbe l'esclusione del ventilatore di estrazione dello scambiatore HX 1, riducendo così i consumi di elettricità;

- regolazione della portata d'aria di rigenerazione al variare delle specifiche esigenze di deumidificazione richiesta; ciò permetterebbe di ottimizzare lo sfruttamento del calore di rigenerazione, e di aumentare di conseguenza il COP termico del sistema;
- variazione della portata d'acqua ricircolata agli ugelli degli scambiatori evaporativi tramite variazione della velocità di rotazione della pompa di ricircolo;
- introduzione/esclusione di pacchi evaporativi all'ingresso degli scambiatori di calore HX 1 e 2 al fine di testare l'aumento di efficienza nello scambio termico dovuto al processo di umidificazione attuato sulla vena d'aria prima che questa entri nello scambiatore;

## **C2: Realizzazione di un nuovo set up sperimentale per il test e lo sviluppo di componenti impiantistici impiegati in sistemi desiccant cooling innovativi**

La seguente attività è mirata all'indagine sperimentale di componenti aerulici innovativi da impiegare in UTA desiccant cooling.

A tal fine è stato realizzato un set up sperimentale composto da una cellula di test dove collocare il sistema da testare e da due unità di condizionamento dell'aria che provvedono a fornire due flussi d'aria a condizioni termoigrometriche fissate. Il sistema di test permette lo svolgimento di prove su diverse componenti impiegati nei sistemi desiccant cooling quali, componenti che realizzano il raffreddamento evaporativo diretto e indiretto, varie tipologie di scambiatori di calore sensibile e latente, rotori e sistemi a letto fisso contenenti materiale adsorbente.

Il primo componente in esame e già attualmente oggetto di test è lo scambiatore di calore aria-aria a pacco con umidificazione continua del secondario per mezzo del quale è possibile realizzare processi di raffreddamento evaporativo indiretto. Il componente in esame è della stessa tipologia dei due impiegati nell'UTA desiccant cooling e citati al paragrafo precedente.

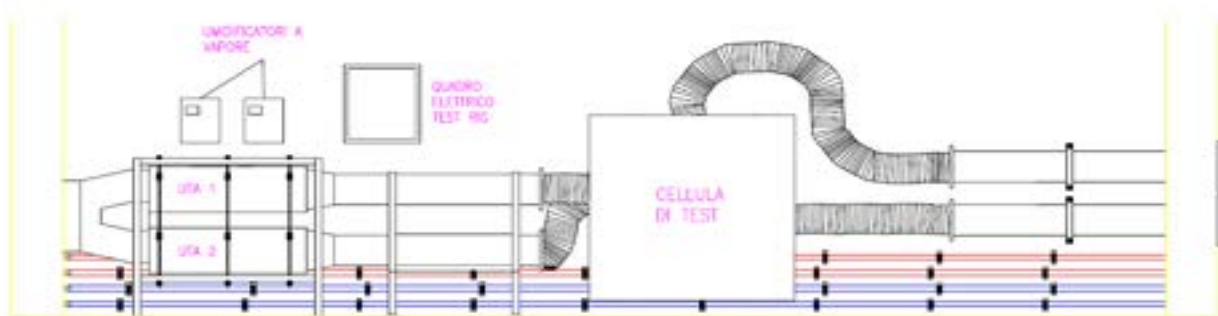
In questo componente, tramite l'umidificazione continua del flusso d'aria secondario è possibile massimizzare il raffreddamento sensibile del flusso d'aria primaria.

### **Descrizione dell'impianto e delle apparecchiature utilizzate**

Allo stato attuale, le opere di installazione del set up sperimentale sono state completate e i primi test sul componente in esame sono stati avviati.

Il layout dell'intero sistema così come previsto in fase progettuale è descritto nella figura di seguito riportata dove sono rappresentate la cellula per il test del componente aerulico in esame e le due unità di trattamento dell'aria.





**Figura 20: Schema del sistema di test per componenti aeraulici innovativi**

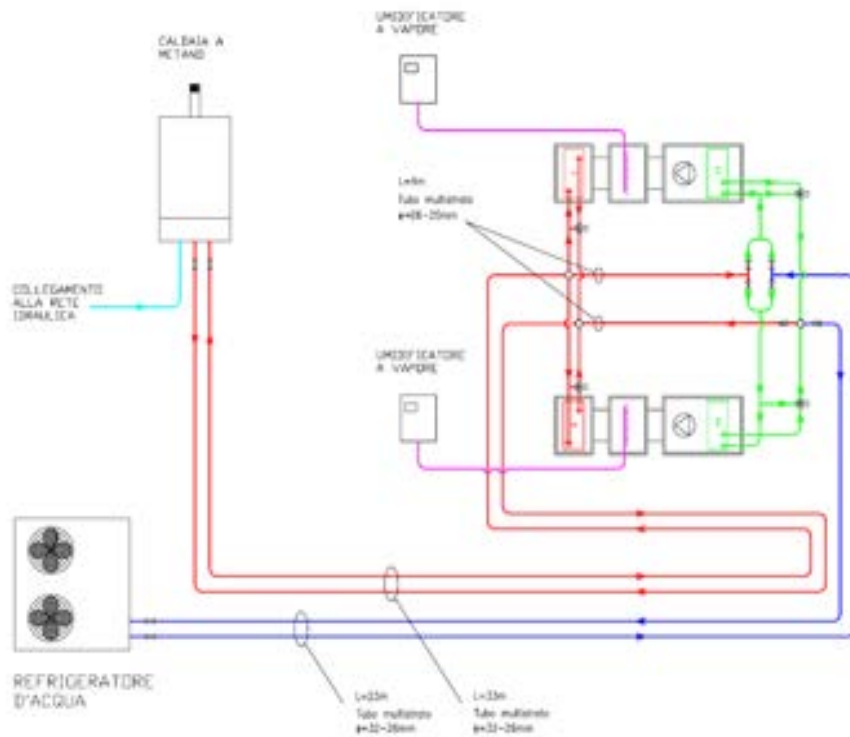
Il set up sperimentale è costituito dai componenti impiantistici di seguito descritti. Per il condizionamento dei due flussi d'aria esterna sono state installate due Unità di Trattamento dell'Aria. Per mezzo di queste è possibile ottenere due flussi d'aria in condizioni prefissate di temperatura umidità e portata da utilizzare per testare il componente in esame. Al fine di poter eseguire le campagne di misura indipendentemente dalle condizioni dell'aria esterna e per una maggiore versatilità impiantistica, entrambe le UTA sono state dotate di una batteria di raffreddamento (o riscaldamento), di una sezione di umidificazione a vapore ed infine di una batteria di post-riscaldamento.



**Figura 21: Foto delle due Unità di Trattamento dell'Aria da utilizzare per ottenere prefissate condizioni di umidità, temperatura e portata nei due flussi d'aria da inviare alla cellula di test**

Inoltre il sistema è a portata variabile in modo da poter effettuare misure anche in condizioni di portata diverse e sbilanciate. Le batterie di scambio termico presenti nell'UTA sono collegate ad un refrigeratore e ad una caldaia che forniscono il freddo e il calore necessario

per il raggiungimento delle condizioni dell'aria desiderate. Di seguito si riporta lo schema di impianto.

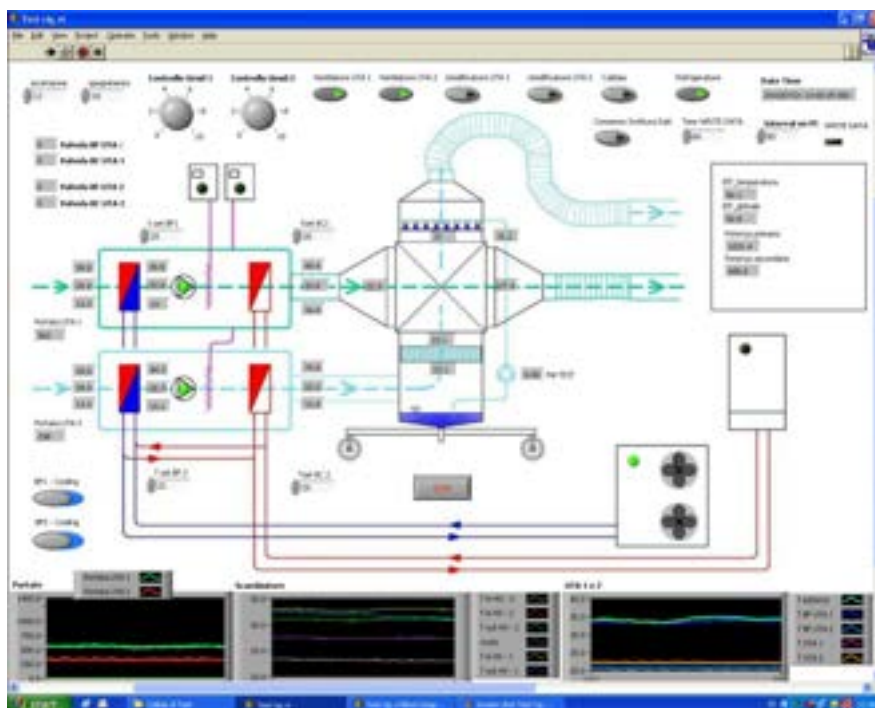


**Figura 22: Schema dell'impianto di condizionamento dell'aria da utilizzare per il test di componenti aeraulici**



**Figura 23: Foto del set up sperimentale per il test di componenti aeraulici**

Il sistema di monitoraggio è costituito da diversi sensori di temperatura, umidità, pressione, portata e assorbimento elettrico posizionati in diversi punti dell'impianto i cui segnali sono acquisiti da un'unità centrale di acquisizione e controllo che dialoga con una logica di controllo implementata su Labview. In particolare, tramite l'invio di segnali di controllo di tipo proporzionale (0 - 10 V) e digitale, la logica di controllo provvede a regolare il funzionamento del refrigeratore d'acqua, della caldaia, delle quattro valvole a tre vie integrate nel sistema, degli umidificatori e dei ventilatori al fine di ottenere condizioni di temperatura, umidità e portata desiderate nei due flussi d'aria da impiegare nelle prove. E' inoltre possibile la visualizzazione l'elaborazione e la scrittura su file dei dati acquisiti.



**Figura 24: Pannello di controllo Labview del set up sperimentale**

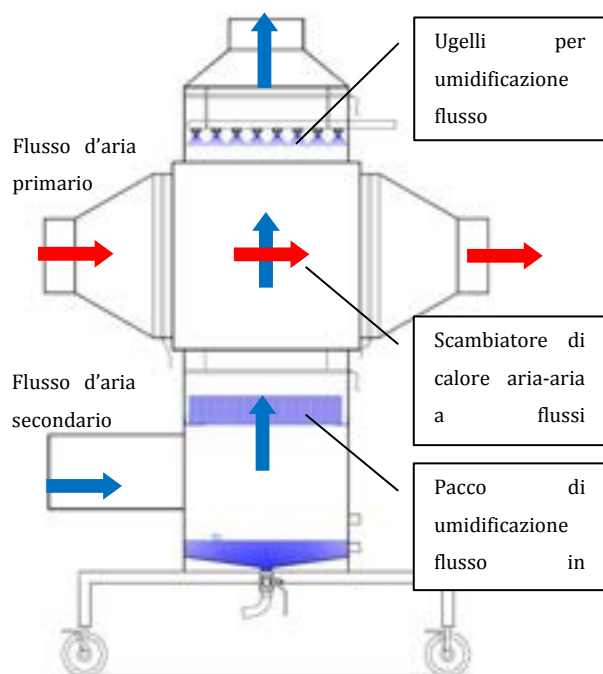
### **Descrizione delle attività sperimentali**

Realizzato il set up sperimentale descritto al paragrafo precedente, sono state eseguite prima diverse prove per testare il sistema di monitoraggio e controllo. Successivamente, si è avviata la fase di prove sullo scambiatore di calore aria-aria a pacco con umidificazione continua del secondario. Come già accennato, il componente in esame è della stessa tipologia dei due impiegati nell'UTA desiccant cooling. Ciò permetterà, da un lato, un'analisi dettagliata delle

prestazioni del componente preso singolarmente e dall'altro il test del funzionamento in integrazione con il resto del sistema costituito dall'UTA DEC descritta.

Il processo di raffreddamento della corrente d'aria primaria per mezzo dell'umidificazione continua del flusso secondario è il seguente. L'aria secondaria viene fatta passare attraverso un pacco di umidificazione posto sotto lo scambiatore di calore e mantenuto bagnato dall'acqua spruzzata dagli ugelli, portandosi in condizioni vicine alla saturazione. Successivamente, grazie ad un'umidificazione continua del flusso secondario anche all'interno dello scambiatore di calore è possibile massimizzare il raffreddamento del flusso d'aria primario.

Nella figura seguente si riporta uno schema della cellula di test ove è già inserito lo scambiatore a pacco da testare.

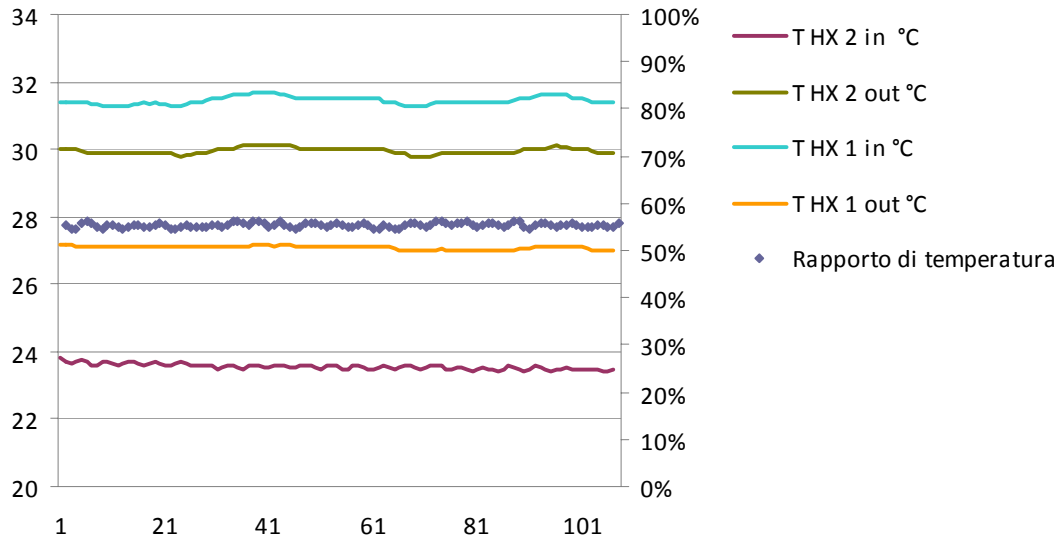


**Figura 25: Cellula di test per scambiatori di calore aria-aria a pacco con umidificazione continua del flusso d'aria secondario**

La prima serie di prove condotte sul componente ha avuto come obiettivo la caratterizzazione delle prestazioni in condizioni di funzionamento standard ovvero con assenza di umidificazione del flusso d'aria secondario. Una delle grandezze caratteristiche del componente esaminate è il rapporto di temperatura definito come segue:

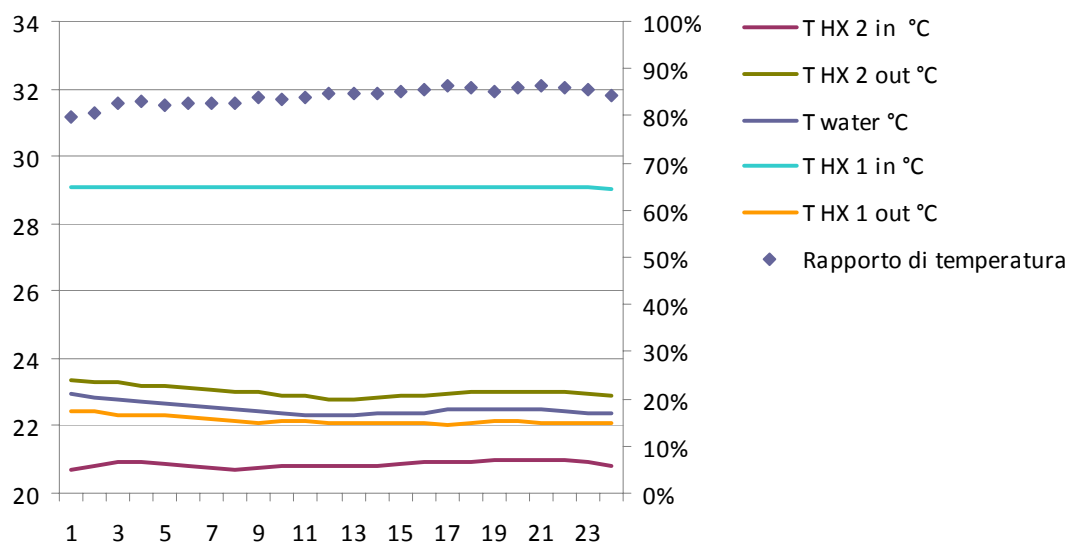
$$\text{Rapporto di temperatura} = \frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{primario_{in}} - T_{primario_{out}}}{T_{primario_{in}} - T_{secondario_{in}}}$$

Esso coincide con l'efficienza termica del componente se il tipo di fluido e le portate sui due lati dello scambiatore sono uguali.



**Figura 26: Rapporto di temperatura - Portata dell'aria primaria e secondaria rispettivamente di 550 e 350 m3/h**

Come si può notare il decremento di temperatura ottenuto sul flusso d'aria primaria nelle condizioni citate è di circa 55% di quello massimo ottenibile, valore d'altra parte tipico per scambiatori di calore a pacco in funzionamento estivo.



**Figura 27: Prova con umidificazione della portata d'aria del secondario**

Nella seconda serie di prove si è indagato invece il comportamento del componente in presenza di umidificazione del flusso di aria secondaria, ottenendo risultati interessanti in termini di aumento del rapporto di temperatura. Infatti, come mostrato nella figura seguente il rapporto di temperatura ottenuto è compreso tra l'80 e il 90% con una temperatura del fluido primario in uscita di circa 22°C.

Portata dell'aria primaria: 550 m3/h  
 Portata dell'aria secondaria: 350 m3/h

x	T	h	Descrizione	
g/kg	°C	kJ/kg	-	
9	29.3	52.4	Ingresso aria primaria	1
9.0	22.0	45.0	Uscita aria primaria	2
10.5	26	52.9	Ingresso aria secondaria	1
13.0	21.0	54.1	Umidificazione	2
16.2	23.0	64.3	Uscita aria secondaria	3

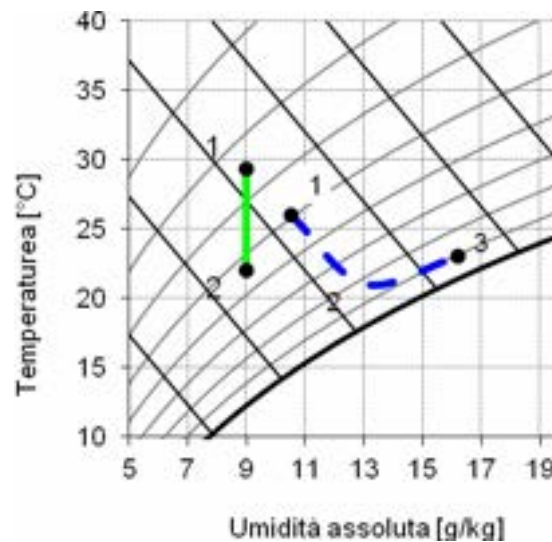


Figura 28: Rappresentazione sul Diagramma di Mollier del processo di umidificazione indiretto realizzato nello scambiatore a pacco da testare

Come ultimo esempio si riporta la variazione della temperatura del fluido primario in uscita dallo scambiatore al variare della portata d'aria secondaria.

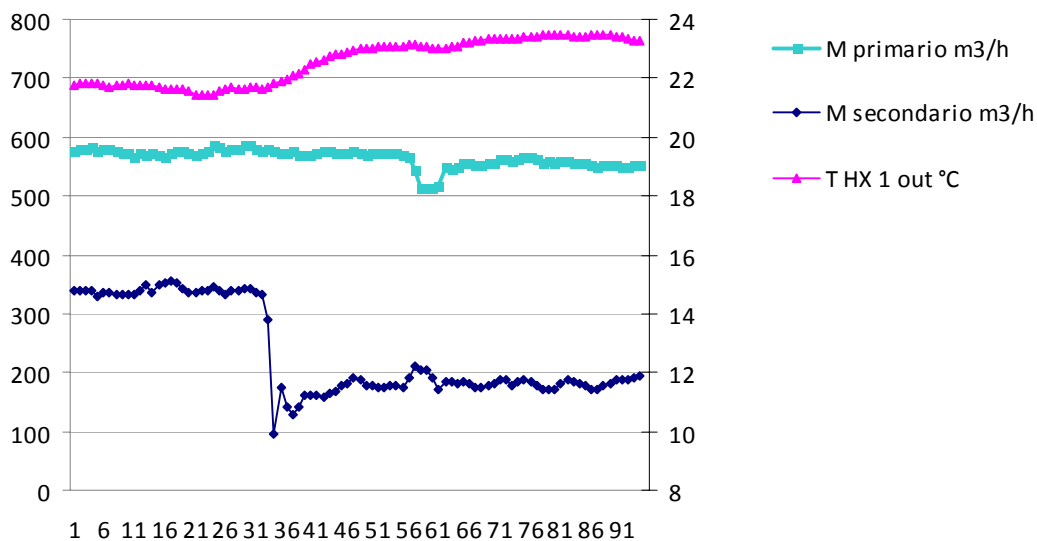


Figura 29: Prova con variazione della portata d'aria del secondario

E' possibile notare come, passando da un rapporto di circa 1:2 tra la portata di fluido secondaria e primaria ad un di circa 1:3, la temperatura in uscita dallo scambiatore vari di poco più di un grado. Ciò risulta interessante perché permette di limitare la spesa per la movimentazione dell'aria sul secondario.

In definitiva, i primi risultati delle misure svolte sul componente sono decisamente incoraggianti ed invitano a proseguire la ricerca intrapresa, aprendo inoltre prospettive interessanti soprattutto per applicazioni in accoppiamento di sistemi DEC.

### **Ulteriori indagini future**

Nei prossimi periodi ulteriori indagini saranno portate avanti, al fine di testare il componente in diverse condizioni di funzionamento. In particolare, gli aspetti che verranno ulteriormente analizzati sono i seguenti:

- test dello scambiatore evaporativo in condizioni di ampi range di portata dell'aria
- prove con differenti ugelli nebulizzatori
- variazione della portata d'acqua ricircolata agli ugelli degli scambiatori evaporativi tramite variazione della velocità di rotazione della pompa di ricircolo;
- introduzione/esclusione di pacchi evaporativi all'ingresso degli scambiatori di calore HX 1 e 2 al fine di testare l'aumento di efficienza nello scambio termico dovuto al processo di umidificazione attuato sulla vena d'aria prima che questa entri nello scambiatore;

## Publicazioni relative alle ricerche condotte

- 1 2009 BECCALI M, BERTINI I, DI PIETRA B, FINOCCHIARO P., LUNA M (2009). "Desiccant cooling simulation and design in Matlab/Simulink environment: implementation and validation of the model". In: Proceedings of the OTTI Conference Solar Air Conditioning, 30th September – 2nd October, Palermo. Palermo, 30 Sep - 2 Oct 2009, REGENSBURG: OTTI, p. 153-160, ISBN/ISSN: 978-3-941785-06-9

---

- 2 2009 BECCALI M, FINOCCHIARO P., NOCKE B (2009). "Solar desiccant cooling system operating in palermo (italy): results and validation of simulation models". In: Proceedings of the OTTI Conference Solar Air Conditioning. Palermo, 30 Sep - 2 Oct 2009, REGENSBURG: OTTI, p. 368-375, ISBN/ISSN: 978-3-941785-06-9

---

- 3 2009 W. SPARBER, A. NAPOLITANO, F. BESANA, A. THÜR, B. NOCKE, FINOCCHIARO P., L. A. BUJEDO NIETO, J. RODRIGUEZ, T. NÚÑEZ (2009). "Comparative results of monitored solar assisted heating and cooling installations. In: Proceedings of the OTTI Conference Solar Air Conditioning. Palermo, 30 Sep - 2 Oct 2009, REGENSBURG: OTTI, p. 344-353, ISBN/ISSN: 978-3-941785-06-9

---

- 4 2008 BECCALI M, FINOCCHIARO P., LUNA M, NOCKE B (2008). MONITORING OF A SOLAR DESICCANT COOLING SYSTEM IN PALERMO (ITALY). FIRST RESULTS AND TEST PLANNING. In: Intern. Conference EUROSUN 2008. Lisbona, 7-10 Oct 2008, p. 316-317

---

- 5 2008 BECCALI M, FINOCCHIARO P., LUNA M, NOCKE B (2008). MONITORAGGIO DI UN IMPIANTO SOLAR DESICCANT COOLING A PALERMO. PRIMI RISULTATI E PROGETTO DEI TEST. In: 63° Convegno ATI. Palermo, 23-26 Settembre 2008, p. 07.024

---

- 6 2008 BECCALI M, FINOCCHIARO P., LUNA M, NOCKE B (2008). Un impianto Solar Desiccant Cooling a Palermo. Programma di ricerca e primi risultati sperimentali. In: Riduzione dei fabbisogni, recupero di efficienza e fonti rinnovabili per il risparmio energetico nel settore residenziale. Padova, 5 Giugno, p. 291-302

---