

AiCARR Journal

LA RIVISTA PER I PROFESSIONISTI DEGLI IMPIANTI HVAC&R

Organo Ufficiale AiCARR

RISCALDAMENTO
CONDIZIONAMENTO
AMBIENTE
#15
RISCALDAMENTO
CONDIZIONAMENTO
ENERGIA
RISCALDAMENTO
REFRIGERAZIONE
ISSN:2038-2723

ANNO3 - SETTEMBRE 2012

POMPE DI CALORE

EUR015



CASE STUDIES

POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA DI PICCOLA TAGLIA
MONITORAGGIO DI IMPIANTI PILOTA IN CENTRI COMMERCIALI
POMPA DI CALORE AD R744 POLIVALENTE

SORGENTI TERMICHE

TERRA O ARIA?

RETROFIT CON POMPA DI CALORE

GEOTERMIA, PRESTAZIONI E COSTI

VENTILARE CON UTA A RECUPERO TERMODINAMICO

CLIMATIZZAZIONE CENTRALIZZATA IN CONDOMINIO



AiCARR
Cultura e Tecnica per Energia Uomo e Ambiente

Quine
Business Publisher

Installata presso il C.R. Enea di Casaccia (Roma), la macchina è stata monitorata con lo scopo di valutarne le prestazioni invernali

Alta temperatura a basso GWP



Impianto sperimentale con pompa di calore ad R744 (CO₂) polivalente

DAL 1° GENNAIO 1996 la produzione dei refrigeranti di tipo CFC (cloro-fluoro-carburi) è proibita nei paesi industrializzati, mentre per gli HCFC (idro-cloro-fluoro-carburi) è in atto un processo di dismissione entro il 2030, anticipato al 2015 nella Comunità Europea. Dal 1 gennaio 2010 è in vigore il nuovo Regolamento CE 1005/09 del 16 settembre 2009 sulle sostanze che riducono lo strato di ozono. Esso sostituisce ed integra il vecchio Regolamento 2037 del 2000, che viene abrogato, e riguarda tutti i refrigeranti clorurati (CFC e HCFC) e gli halon. Questo Regolamento conferma le disposizioni del precedente riguardo la completa eliminazione dei refrigeranti HCFC, sia per quanto riguarda la commercializzazione che l'utilizzo nelle apparecchiature di refrigerazione e condizionamento.

Le alternative disponibili ai CFC e agli HCFC sono sempre sostanze di natura sintetica, come gli HFC (idro-fluoro-carburi) privi di cloro, con potenziale di distruzione dell'ozono (ODP) nullo, ma che presentano un elevato effetto di surriscaldamento della terra (GWP) (Tabella 1). In alternativa esistono i "vecchi" refrigeranti, come i fluidi naturali, quali l'ammoniaca (R717), gli idrocarburi (R290, R1270, R600a), l'acqua (R718) e la CO₂ (R744).

La pompa di calore, in un eventuale intervento di riqualificazione energetica di un edificio esistente o di pregio storico, è sicuramente in grado di alimentare un tradizionale radiatore che necessita di una temperatura in ingresso compresa tra 70°C e 60°C, in funzione della temperatura dell'aria esterna. Bisogna però porre particolare attenzione alla temperatura dell'acqua di ritorno in macchina che deve essere necessariamente inferiore a 35°C per ottenere un COP significativo

di Nicolandrea Calabrese e Paola Rovella***

Gli idrocarburi hanno ottime proprietà termodinamiche e di trasporto e gli impianti in cui vengono impiegati non richiedono modifiche rispetto alla tecnologia preesistente. Il principale problema dovuto all'uso degli idrocarburi è legato alla loro infiammabilità e al loro basso grado di sicurezza che ne limita l'utilizzo solo per quelle applicazioni che richiedono una carica di refrigerante estremamente limitata.

Rispetto ai tipici refrigeranti, l'ammoniaca

mostra un minor costo, miglior efficienza del ciclo frigorifero, nessun effetto sullo strato d'ozono o sul riscaldamento globale ma pone problemi legati alla sua tossicità ed alla compatibilità con materiali come il rame.

L'anidride carbonica (R744) è particolarmente idonea ad essere utilizzata come fluido refrigerante

DECRETO RINNOVABILI 28/11

L'attività di ricerca messa a punto con la facility di prova ben segue l'attuale legislazione (DLgs 28 del 3 marzo 11) che già da giugno di quest'anno prevede delle quote di produzione dell'energia necessaria per la produzione di acqua calda sanitaria, per il riscaldamento ed il raffrescamento degli ambienti ottenute tramite energia proveniente da fonte rinnovabile.

Nel caso di edifici nuovi o edifici sottoposti a ristrutturazioni rilevanti, gli impianti di produzione di energia termica devono essere progettati e realizzati in modo da garantire il contemporaneo rispetto della copertura, tramite il ricorso ad energia prodotta da impianti alimentati da fonti rinnovabili, del 50% dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria e delle seguenti percentuali della somma dei consumi

previsti per l'acqua calda sanitaria, il riscaldamento ed il raffrescamento:

- a. il 20 per cento quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 31 maggio 2012 al 31 dicembre 2013;
- b. il 35 per cento quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 1° gennaio 2014 al 31 dicembre 2016;
- c. il 50 per cento quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è rilasciato dal 1° gennaio 2017.

Gli unici generatori in grado di rispettare i dettami del DLgs sono le pompe di calore elettriche a compressione, le pompe di calore alimentate a gas (sia a compressione che ad assorbimento) e le caldaie a biomassa.

grazie alle sue proprietà e caratteristiche. Essa possiede un indice GWP unitario, effettivamente molto basso se confrontato con quello degli HFC; inoltre la CO₂ non presenta problemi di tossicità (classe A di tossicità), infiammabilità (classe 1 di infiammabilità) o impatto sullo strato di ozono (ODP nullo). L'anidride carbonica è in realtà il più importante e il più noto gas che produce l'effetto serra, ma i quantitativi utilizzati anche in caso di un impiego massiccio nel settore frigorifero, sarebbero comunque irrilevanti rispetto a quelli prodotti dai processi di combustione. Il potenziale di effetto serra della CO₂ potrebbe inoltre essere considerato nullo se tale fluido frigorifero venisse recuperato come prodotto di scarto di altre produzioni industriali.

I criteri di scelta di un fluido rispetto ad un altro si basano su parametri quali l'efficienza energetica, la sicurezza e l'accettabilità ambientale. All'interno di questi criteri individuiamo nella salvaguardia dell'ambiente l'istanza cui dar maggior peso, rendendo di fatto l'anidride carbonica

Tabella 1 – Confronto tra i tipici fluidi refrigeranti e la CO₂ in termini di impatto ambientale. Introdurre, ad esempio, in atmosfera 1 kg di gas con GWP100 pari a 1.500, significa causare, in 100 anni, lo stesso effetto serra di 1.500 kg di anidride carbonica (CO₂). Si deduce facilmente che più basso è il valore GWP minore è l'impatto del gas sull'effetto serra.

Fluido (miscela)	ODP (R11=1)	Vita media atmosferica (anni)	GWP CO ₂ = 1 100 anni	Gruppo di sicurezza ASHRAE
R 11	1	45	3800	A1
R 12	1	100	8500	A1
R 22	0,034	11,8	1500	A1
R 502 (R 22 / 115)	0,3	11,8 / 1700	5490	A1
R 123	0,012	1,4	90	B1
R 134a	0	13,6	1300	A1
R 407C (R 32/125/134a)	0	6 / 33 / 13,6	1500	A1
R 410A (R 32/125)	0	6 / 33	1700	A1
R 717 (ammoniaca)	0	1	< 1	B2
R 290 (propano)	0	3	20	A3



Figura 1 – Pompa di calore a R744 (CO₂) acqua-acqua polivalente ENEA



EXPERIMENTAL SYSTEM WITH R744 HEAT PUMP

At C.R. Enea Casaccia (Rome) has been installed a heat pump carbon dioxide (R744)-type (multi-purpose water-water system) and has been created a instrumented demonstrator for the plant performances evaluation during winter operation.

The experimentation in the winter period shows how important it is the choice of the terminals to be coupled to the machine: they must be able to ensure a low temperature of the return line so as to improve the performance of the machine. It's also important to consider an appropriate strategy to control or select the appropriate system terminals with a high thermal gradient, ST3 trying to keep the temperature below 35°C.

The heat pump, in a possible intervention of energy upgrading of an existing building or of historic value, is certainly able to feed a conventional radiator which requires an inlet temperature between 70°C and 60°C, depending on the outside air temperature. But it's important to pay particular attention to the temperature of the return water in the machine which must necessarily be less than 35°C to obtain a significant COP. In the case of new building, this kind of heat pump fits very well with radiant systems that typically work with a high thermal gradient.

Keywords: heat pump R744, monitoring system

un'eccellente alternativa ai refrigeranti tipici tra i fluidi naturali, specialmente in applicazioni direttamente poste a servizio di persone come la climatizzazione degli ambienti.

LA FACILITY DI PROVA

Presso il C.R. Enea di Casaccia (Roma) è stata installata una pompa di calore ad anidride carbonica (R744) del tipo acqua-acqua polivalente ed è stato realizzato un impianto per la valutazione delle prestazioni di tale macchina durante il funzionamento invernale ed estivo (Figura 1).

L'impianto AI.CO.WA. (AIr COnditionig with



Figura 2 – Viste esterne e interne del locale container

Figura 3 – Schema impianto AI.CO.WA situato presso il CR Enea Casaccia (Roma)

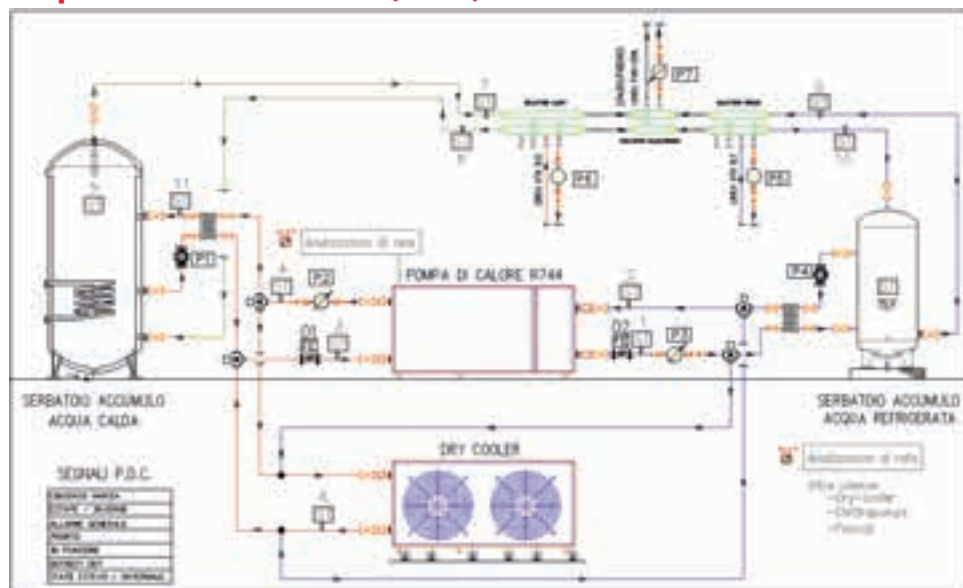
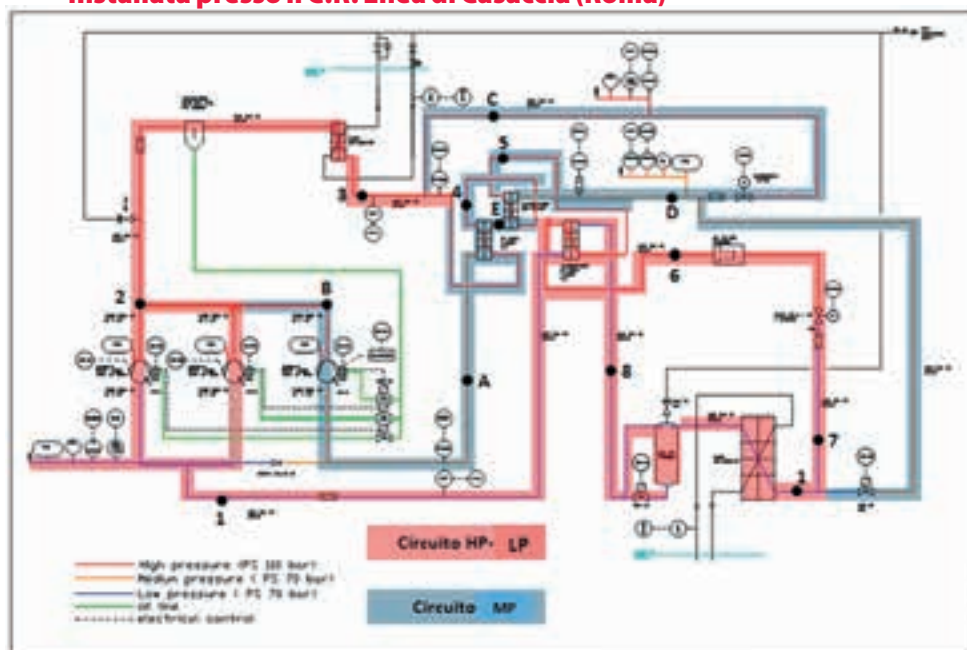


Figura 4 – Circuito frigorifero della pompa di calore installata presso il C.R. Enea di Casaccia (Roma)



CARATTERISTICHE PRINCIPALI DELLE APPARECCHIATURE



POMPA DI CALORE

$P_{el} = 13$ [kW]
 $P_{frig} = 27$ [kWf] con acqua-glicole al 43%
 $P_{term} = 30$ [kWth] con acqua-glicole al 43%
 Massima pressione esercizio = 110 [bar]



DRY COOLER

Fluido: glicole e acqua, 43% di glicole
 $P_{est diss} = 66$ [kW]
 $P_{inv diss} = 22$ [kW]
 Volume = 44 [dm³]
 $Q_{aria} = 36.000$ [m³/h]
 Massima pressione = 1,2 [MPa]
 $P_{el} = 3,5$ [kW]



UTA

$P_{batteria calda} = 18$ [Kw]
 $P_{batteria fredda} = 18$ [kW]
 $P_{el assorbita} = 1,89$ [kW]
 $Q_{aria} = 2000$ [m³/h]
 $H_{mandata} = 250$ [Pa]
Recuperatore rotativo entalpico
 $P_{recinv} = 11$ [kWth]
 $P_{reest} = 4,5$ [kWf]
 $\eta_{rec} = 76\%$



VENTILCONVETTORI

$P_{tot} = 2,6$ [kW]
 $P_{frig} = 2,31$ [kWf]
 $P_{term} = 3,49$ [kWth]
 $P_{el} = 60$ [W]
 $Q_{aria} = 520$ [m³/h]
 $Q_{acqua} = 430$ [m³/h]

heat pump Water-water), servito dalla pompa di calore a CO₂, climatizza un locale di prova appositamente strumentato (Figura 2) ed è controllato da un sistema di supervisione e gestione BMS (Building Management System) che acquisisce e memorizza tutti i parametri di funzionamento necessari a qualificare la macchina e ad assicurare il corretto comfort termoigrometrico all'interno dell'ambiente servito.

L'acqua calda e l'acqua refrigerata, prodotte contemporaneamente dalla macchina, vengono entrambe stoccate nei rispettivi serbatoi di accumulo caldo e freddo da cui si alimentano i circuiti dei fan coil a cassetta e di una Unità di Trattamento Aria (UTA) dotata di recuperatore rotativo entalpico (Figura 3).

Durante il periodo invernale l'energia frigorifera prodotta in eccesso, in seguito al raggiungimento del valore di setpoint dell'acqua nel serbatoio di accumulo freddo, viene dissipata attraverso un dry cooler. Allo stesso modo, durante il periodo estivo l'acqua calda prodotta in eccesso (serbatoio di accumulo caldo a temperatura di setpoint) viene dissipata attraverso lo stesso dry cooler. Nel box sono riportate le caratteristiche tecniche delle principali apparecchiature che costituiscono l'impianto.

Pompa di calore a CO₂ di tipo polivalente

La macchina frigorifera è una pompa di calore elettrica a compressione ed è in grado di erogare una potenza termica di circa $P_{term} = 30$ [kWth] ed una potenza frigorifera pari a $P_{frig} = 27$ [kWf].

La CO₂ ha un punto critico di poco superiore a 30°C e, pertanto, nella maggior parte delle applicazioni nel settore della climatizzazione degli ambienti, la condensazione avviene a valori di temperatura superiori a quella critica: si parla infatti di ciclo transcritico dell'R744. In un ciclo del genere non vi è più una condensazione della CO₂ durante la cessione di calore all'impianto, ma solo il raffreddamento di gas caldo all'interno di uno scambiatore detto gas cooler (GC). La produzione di acqua refrigerata avviene invece in corrispondenza di uno scambiatore dedicato detto evaporatore. Gas cooler ed evaporatore sono entrambi scambiatori di calore del tipo compatto a piastre.

La pompa di calore (PDC) dispone di due circuiti (Figura 4), uno principale e uno secondario (o economizzatore) e utilizza tre compressori semiermetici ad olio, di cui due del tipo ON/OFF (circuitto principale) ed uno comandato da inverter (circuitto economizzatore).

Oltre al gas cooler ed all'evaporatore, la PDC è dotata di altri tre scambiatori di calore che realizzano uno scambio termico interno al ciclo per massimizzare il COP della macchina a seconda della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler (Figure 5 e 6).

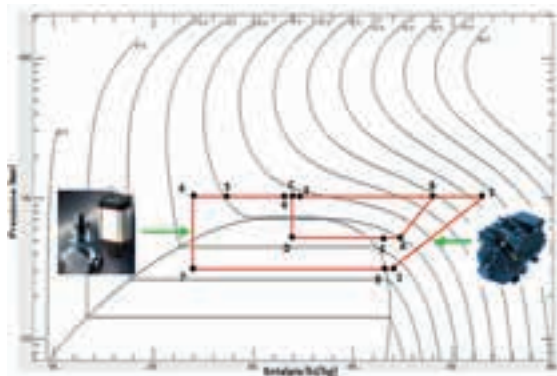


Figura 5 – Ciclo termodinamico con tutti e tre i compressori in funzione

CICLO PRINCIPALE HP-LP	
Punto del ciclo	Descrizione
1	Aspirazione compressori HP-LP
2	Fine compressione
3	Uscita Gas Cooler
4	Uscita scambiatore rigenerativo
5	Ingresso sottoraffreddatore HP
6	Uscita sottoraffreddatore HP
7	Uscita valvola di laminazione principale
8	Uscita evaporatore

CICLO SECONDARIO MP-HP	
Punto del ciclo	Descrizione
A	Aspirazione compressori MP-HP
B	Fine compressione
C	Spiamento uscita Gas Cooler
D	Uscita valvola di laminazione secondaria
E	Ingresso scambiatore rigenerativo MP



Figura 6 – Pompa di calore a CO₂ – Layout macchina

I due compressori principali, a servizio del circuito HP-LP (High Pressure-Low Pressure), vengono azionati in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler (ST3).

Il compressore comandato da inverter, a servizio del circuito HP-MP (High Pressure-Medium Pressure), entra in funzione quando $ST3 \geq 35^\circ\text{C}$: questa scelta progettuale è stata dettata dall'ottimizzazione del COP (Coefficient of performance) all'aumentare della temperatura di ritorno in macchina lato condensatore (GC). Durante la fase di progettazione, simulando il funzionamento della macchina, si è evidenziato che quando ST3 supera i 35°C il COP della macchina subisce una sensibile diminuzione. Le simulazioni hanno inoltre evidenziato che, con e senza circuito economizzatore, al di sopra dei 35°C si era sempre in presenza di un abbassamento del COP, ma in maniera meno evidente introducendo il circuito economizzatore. Oltre al compressore con inverter ed ai componenti principali, il circuito economizzatore comprende due scambiatori di calore aggiuntivi presenti sulla media pressione.

Sistema di supervisione e gestione BMS

La facility di prova è provvista di un sistema di monitoraggio integrato (BMS) che permette il controllo e la verifica costante di tutti i parametri legati al corretto funzionamento dell'impianto. La soluzione adottata per l'impianto sperimentale, basata su software EMERSON (UltraSite), acquisisce tutte le informazioni provenienti dagli elementi in campo (sonda temperatura e CO₂ ambiente, sonda temperatura esterna, sonda luminosità esterna, sonda umidità esterna, conta persone, sonde temperature ad immersione sui vari rami d'impianto, misuratori di portata, misuratori assorbimenti elettrici, ... etc.) mediante pagine grafiche personalizzate. Un controllore industriale (pc industriale Einstein II della Emerson) memorizza tutti i dati di funzionamento dell'impianto a bordo di una CPU interna. Da un qualsiasi calcolatore, interfacciato in rete con il controllore, è possibile interrogare il sistema e quindi importare in fogli di calcolo tutti i parametri acquisiti dal BMS, in modo da estrapolare ed analizzare i dati.

Nelle Figure 7-8-9 sono riportate le pagine grafiche della pianta del locale servito dalla pompa di calore, dell'UTA, e della centrale termofrigorifera.

Il ciclo termodinamico della pompa di calore viene gestito attraverso un controllore dedicato marca Eliwell mod. EXTMPPro, installato a bordo macchina. Il PLC (Programmable Logic Controller)

Figura 7 – Pagina grafica Home

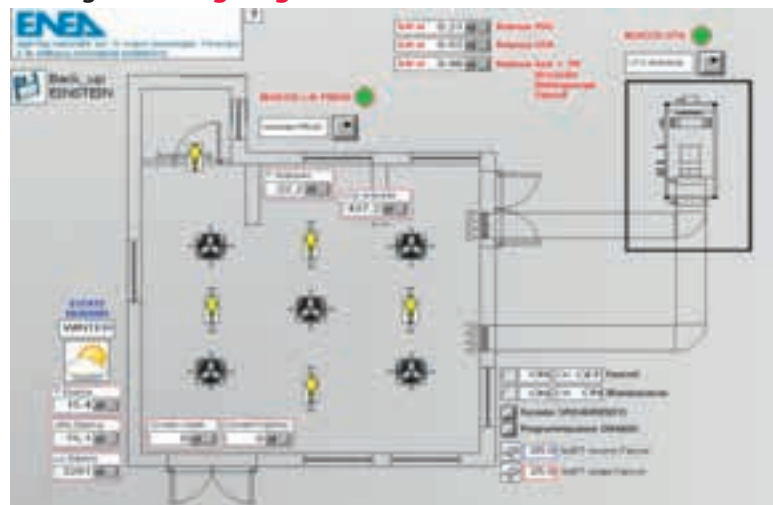


Figura 8 – Pagina grafica UTA

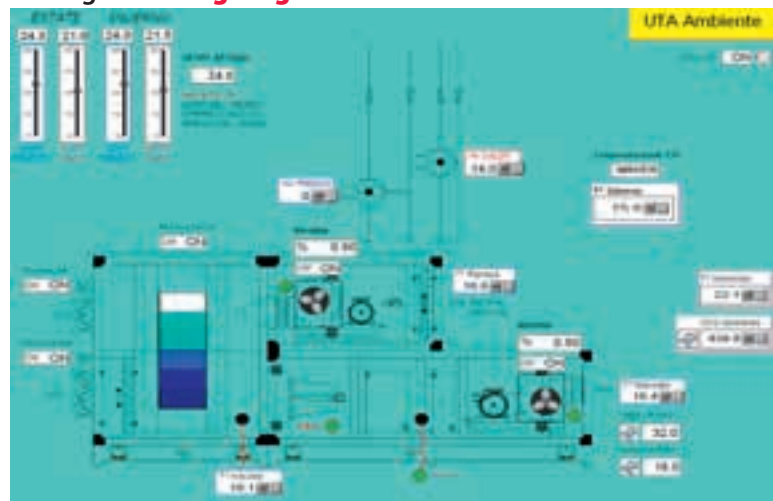
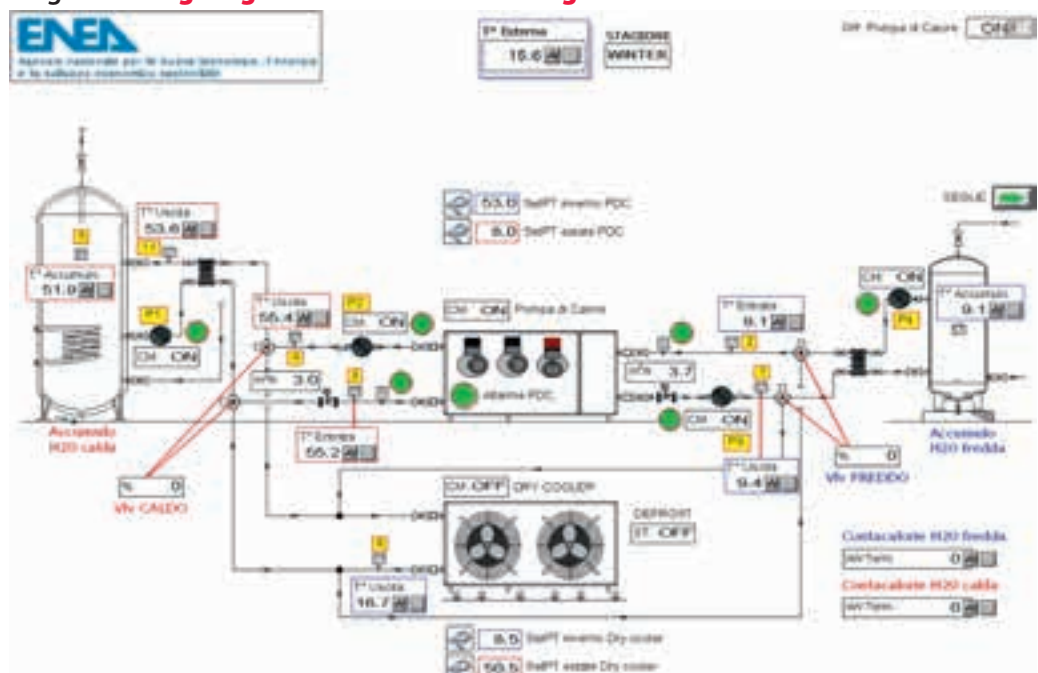


Figura 9 – Pagina grafica Centrale Termofrigorifera



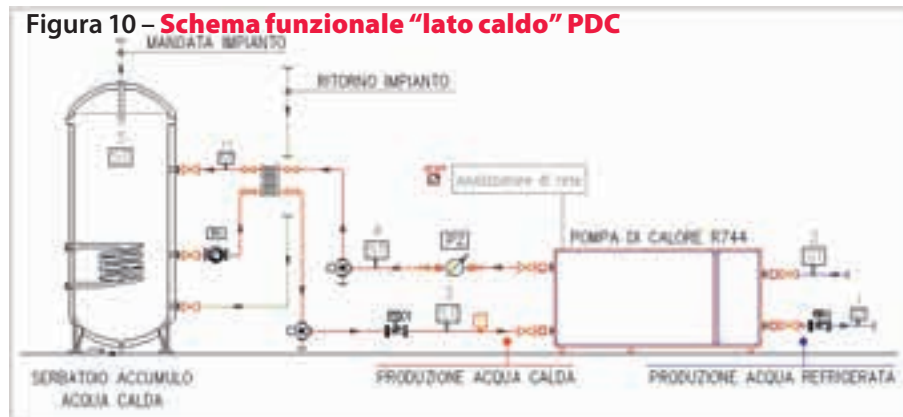


Figura 10 – Schema funzionale “lato caldo” PDC

Tabella 2 – Dati relativi al lato acqua dell’impianto (acquisiti attraverso BMS Emerson)

ST1	Temperatura Acqua uscita Evaporatore PDC [°C]	ST5	Temperatura Acqua Accumulo caldo [°C]
ST2	Temperatura Acqua ingresso Evaporatore PDC [°C]	FE01	Portata Acqua ingresso Gas Cooler PDC [m ³ /h]
ST3	Temperatura Acqua ingresso Gas Cooler PDC [°C]	FE02	Portata Acqua uscita Evaporatore PDC [m ³ /h]
ST4	Temperatura Acqua uscita Gas Cooler PDC [°C]		

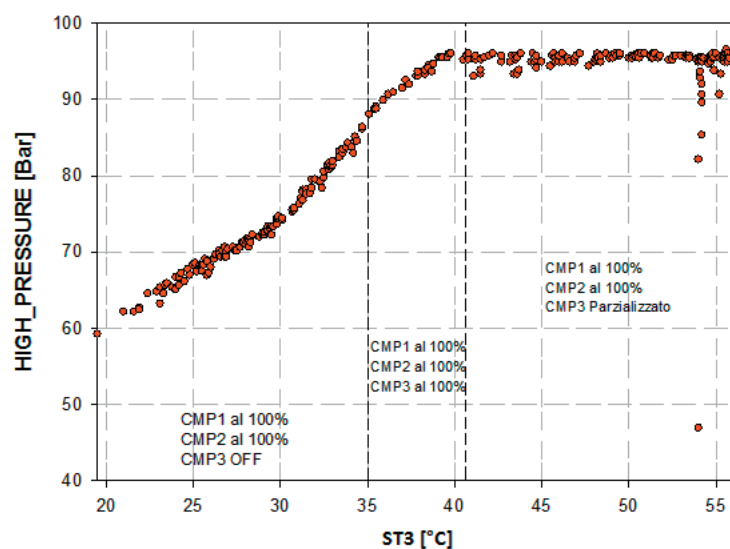


Figura 11 – Alta pressione in funzione della temperatura dell’acqua in ingresso al GC

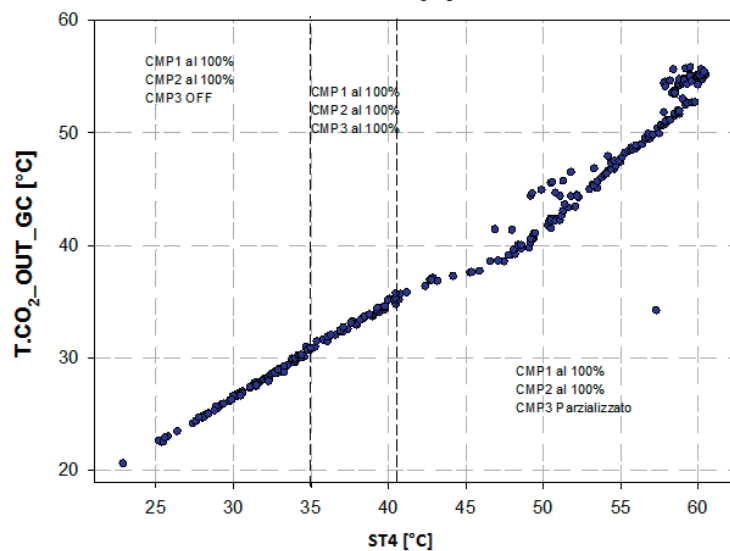


Figura 12 – Temperatura CO₂ in uscita dal GC in funzione della temperatura dell’acqua in uscita dal GC

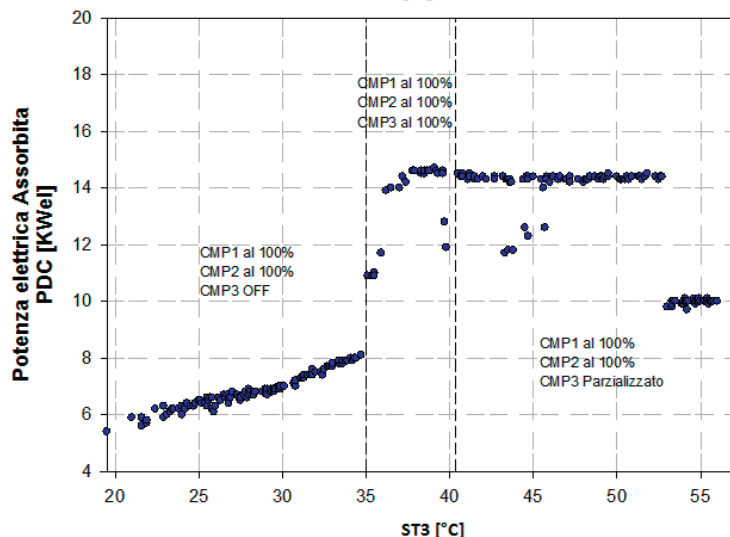


Figura 13 – Potenza elettrica assorbita dalla PDC in funzione della temperatura dell’acqua in ingresso al GC

della Eliwell è interfacciato con un pc sul quale è installato il software TelevisNet che consente l’acquisizione in tempo reale ed il salvataggio di tutti i parametri termodinamici del ciclo frigorifero che realizza la macchina, necessari per le valutazioni prestazionali della macchina stessa.

RISULTATI DEL MONITORAGGIO INVERNALE

L’analisi dei dati sperimentali è stata condotta con l’intento di valutare le prestazioni della pompa di calore in condizioni di funzionamento a regime della macchina, analizzandone le prestazioni in funzione della temperatura dell’acqua in ingresso alla macchina (ST3) lato gas cooler.

Le grandezze indagate riguardano la produzione di acqua calda e quindi la parte d’impianto evidenziata in Figura 10.

I dati relativi al lato acqua dell’impianto sono stati acquisiti attraverso il BMS della Emerson (Tabella 2) mentre per i dati inerenti al circuito frigorifero si è utilizzato il sistema della Eliwell.

Per ottenere la curva sperimentale del COP in funzione della ST3 si è adottata una particolare strategia tale per cui la temperatura dell’acqua in ingresso alla PDC lato gas cooler (ST3), è risultata essere prossima a 20°C ad ogni avviamento della macchina.

Così facendo è stato possibile monitorare e descrivere le prestazioni della PDC su un range di temperatura molto ampio (19,5°C < ST3 < 56°C) avendo a disposizione un elevato numero di punti sperimentali di funzionamento. I dati acquisiti sono stati riorganizzati in funzione della temperatura dell’acqua in ingresso al gas cooler, quest’ultima riportata in senso crescente.

I dati mostrano un andamento crescente della pressione al GC all’aumentare della ST3 (Figura 11).

La pressione al GC si attesta attorno al valore di circa 95 bar in seguito all’intervento dell’inverter sul terzo compressore, che stabilizza l’alta pressione attorno a tale valore, con l’obiettivo di non raggiungere pressioni troppo elevate e comunque non superiori a 100 bar.

L’ottimo scambio termico all’interno del GC in contro corrente, tra acqua ed anidride carbonica, si traduce in un andamento quasi lineare tra la temperatura dell’acqua in uscita dallo scambiatore e la temperatura del refrigerante in uscita dallo stesso (Figura 12).

Tale andamento deriva dalla mancata condensazione della CO₂ che comunque riesce a seguire bene il profilo di temperatura dell’acqua lungo lo scambiatore. La potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore ha un andamento crescente con pendenza circa costante per ST3 minore di 35°C (Figura 13).

In corrispondenza di tale temperatura, infatti, l’attivazione del circuito di media pressione determina un brusco aumento della potenza elettrica che si assesterà poi attorno al valore di 14 kW.

La potenza termica prodotta dalla PDC in funzione della temperatura dell’acqua in ingresso al GC ST3 (Figura 14), cresce gradualmente all’aumentare della stessa quando è inferiore a 35°C; superati i 35°C la

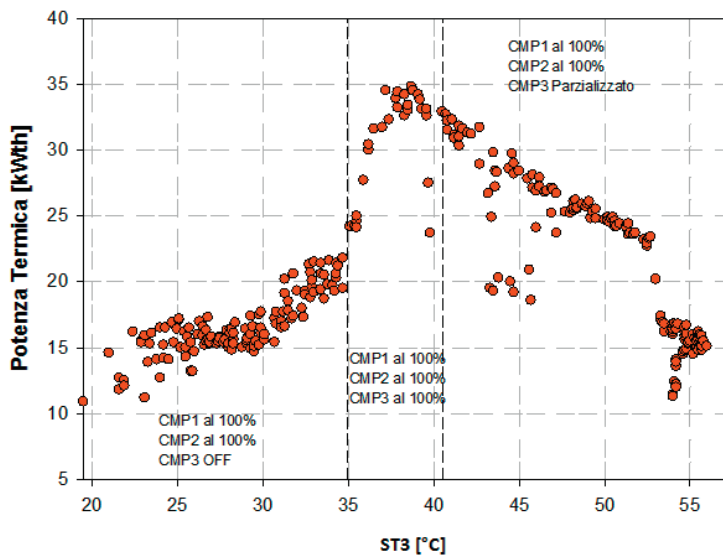


Figura 14 – Potenza termica prodotta dalla PDC in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al GC

Figura 15 – Andamento del COP in funzione della temperatura di ingresso al Gas cooler. Il grafico mostra la distribuzione dei dati reali e due curve polinomiali di quarto grado di approssimazione dei dati reali: la prima (rappresentata in blu) è stata ottenuta a partire dai dati pesati mentre la seconda (rappresentata in verde) è stata ottenuta approssimando direttamente i dati reali. Il COP oscilla globalmente tra un valore minimo di circa 1,5 e uno massimo di 2,77 attestandosi a valori maggiori di 2 per temperature inferiori a 35°C e a valori inferiori a 2 per temperature maggiori di 44°C. Il grafico mostra prima un andamento crescente del COP fino ad un valore massimo che si colloca ad una temperatura di 32,1°C quindi inferiore a 35°C.

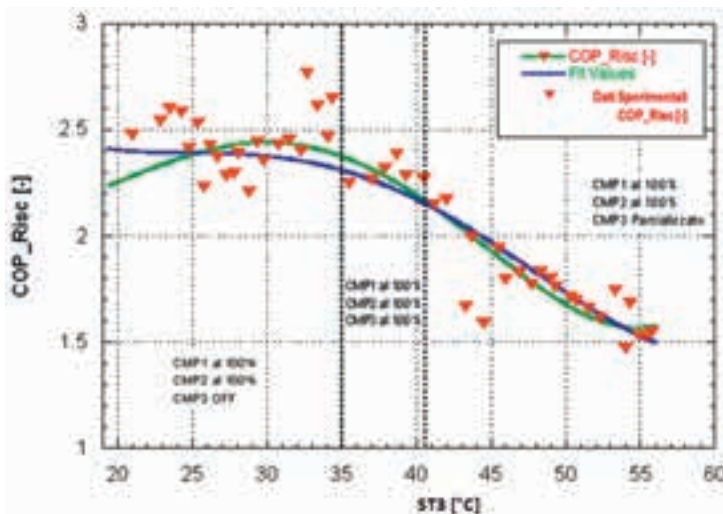


Figura 16 – Verifica PDC in funzionamento polivalente

Time	TAMB [°C]	TAMB [°C]	POT PDC [kWth]	ST5 [°C]	ST4 [°C]	ST3 [°C]	PER2 [m³/h]	ST3 [°C]	ST2 [°C]	PER2 [m³/h]	ST1EP [°C]	ENT	VWV	STATO DRY COOL	COP H	EER H	CMP1	CMP2	CMP3
07:00	15.9	18.7	6.3	24.3	32.3	27.5	4.8	5.1	7.2	5.7	9	0.4	13.8	OFF	2.43	1.45	All	All	Off

BIBLIOGRAFIA

- H. Halozan, 2001. "HFCS or naturals – what is the future?", Università di Graz, (Austria)

potenza termica raggiunge un picco massimo dovuto all'ulteriore potenza e portata di refrigerante giustificate dall'attivazione del circuito di media pressione.

Complessivamente, il comportamento della macchina è riassunto nella Figura 15 in cui è riportato l'andamento del COP, cioè del rapporto tra la potenza termica prodotta e quella elettrica assorbita dalla PDC, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler (ST3).

Verifica delle prestazioni in funzionamento polivalente

Il campo di funzionamento ideale e più consono alla caratteristica di polivalenza della macchina corrisponde al caso in cui la contemporanea produzione di acqua calda e refrigerata coincide con la contemporanea richiesta di potenza termica e frigorifera da parte dei circuiti utilizzatori, senza alcuna dissipazione e quindi attivazione del dry cooler. Durante il periodo invernale di monitoraggio della macchina, a causa delle elevate temperature esterne (ben al di sopra delle medie stagionali), la macchina ha lavorato a regime producendo sia acqua calda che

acqua refrigerata senza alcuna dissipazione allo scopo di mantenere entrambi i serbatoi di accumulo alle rispettive temperature di set point.

Nel calcolo prestazionale della macchina in funzionamento polivalente è stato quindi necessario considerare i due effetti utili ottenuti, e cioè il COP relativo alla produzione di acqua calda e l'EER (Energy Efficiency Ratio) relativo alla produzione di acqua refrigerata: entrambi gli effetti utili sono stati ottenuti con il medesimo input di energia elettrica in ingresso alla macchina.

Il coefficiente di prestazione totale è la somma del COP e dell'EER. Se si fa riferimento ad un giorno tipo in funzionamento a regime (Figura 16) la pompa di calore ha un COP di 2,43 ed un EER di 1,45: sommando il COP e l'EER si ricava un coefficiente di prestazione globale pari a 3,88.

CONCLUSIONI

La sperimentazione nel periodo invernale di tale pompa di calore evidenzia come sia importante la scelta dei terminali da abbinare alla macchina: essi devono essere in grado di assicurare una bassa temperatura di ritorno dall'impianto in modo da migliorare le prestazioni della macchina. È opportuno quindi studiare una strategia adeguata di regolazione o selezionare degli opportuni terminali d'impianto ad elevato salto termico, cercando di mantenere la temperatura ST3 al di sotto dei 35°C.

Dall'analisi dei dati sperimentali risulta infatti evidente che una maggiore temperatura dell'acqua in ingresso alla macchina corrisponde ad un peggioramento delle prestazioni della PDC e quindi ad un abbassamento del COP, soprattutto se ST3 è maggiore di 35°C.

L'evoluzione delle strategie di termoregolazione dei "vecchi" radiatori consentirà sicuramente l'ottenimento di terminali ad elevato salto termico.

Nel caso di nuovi edifici e quindi di nuovi impianti, questa macchina si sposa evidentemente molto bene ad impianti di tipo radiante che tipicamente lavorano con un elevato salto termico.

Il proseguimento dell'attività di ricerca e dell'analisi dei risultati prestazionali della macchina riguarderà il monitoraggio in funzionamento estivo, già avviato dal 1° Giugno 2012, con l'obiettivo prefissato di massimizzare il COP e l'EER della macchina sull'intero anno solare. ■

* Nicolandrea Calabrese, ENEA – Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile

** Paola Rovella, Università della Calabria

Per approfondimento: www.climatizzazioneconfontirinnovabili.enea.it