Polivalenti idronici a doppio ciclo, monitoraggio delle prestazioni energetiche

L'utilizzo di polivalenti a doppio ciclo in cascata con gas refrigeranti diversi permette di superare i limiti dei sistemi monociclo

*di Francesco D'aurea e Francesco Di Giovanni **

AL FINE DI RAGGIUNGERE GLI OBIETTIVI PREFISSATI dalla direttiva RES (Renewable Energy Sources), le pompe di calore giocano un ruolo fondamentale essendo considerate "fonti di energia rinnovabile". Un'unica macchina polivalente permette di provvedere alla climatizzazione estiva ed invernale ed alla produzione di acqua calda ad uso sanitario, il tutto sfruttando l'energia presente nell'ambiente (aerotermica e geotermica).

Ma per poter rappresentare una valida alternativa al tradizionale sistema costituito da generatore termico e refrigeratore in ogni situazione climatica e per ogni esigenza dell'utente, bisogna superare i limiti caratteristici delle tradizionali macchine polivalenti, ossia: la resa non costante con il variare della temperatura esterna; il decadimento del rendimento alle basse temperature dell'aria esterna; la difficoltà nel produrre acqua calda ad elevate temperature, necessità

Figura 1 – Potenza termica in funzione della temperatura dell'aria esterna per un DUO ad una pompa di calore tradizionale con produzione di acqua a 35°C e 55°C

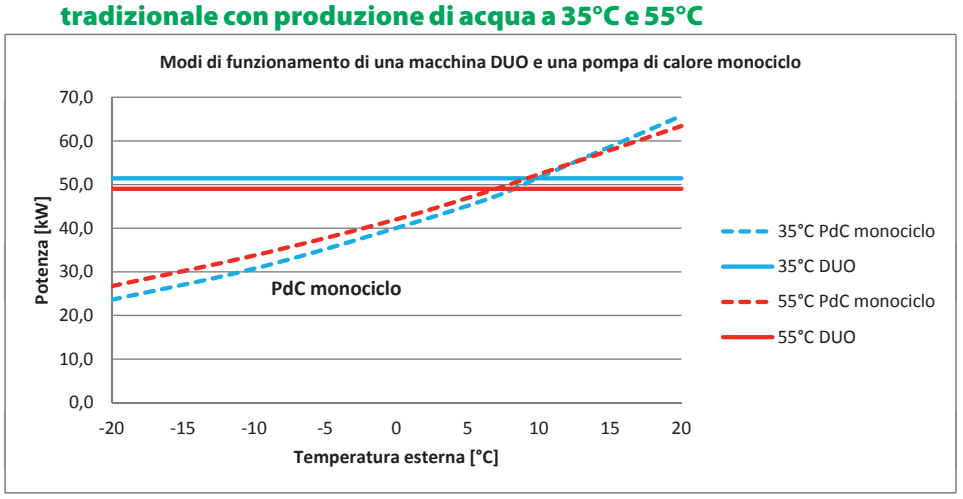


Figura 2 – Piano T aria esterna -T produzione acqua con indicazione dei campi di funzionamento delle due applicazioni. Le pompe di calore monociclo possono produrre acqua calda fino ad una temperatura di 65°C, ed in genere funzionano senza resistenze elettriche integrative, fino a temperature dell'aria esterna di circa -7°C. Dove queste sono dichiarate con funzionamento fino a -20°C lavorano con sistemi integrativi. I sistemi con tecnologia DUO funzionano invece su tutto il campo di temperature esterne riportato con la possibilità di produrre acqua fino ad 80°C in ogni condizione. L'efficienza del sistema DUO risulta essere superiore in un più vasto campo di applicazioni. Anche per temperature esterne elevate, e con produzione di acqua a temperature superiori a 55°C il sistema DUO risulta più efficiente.

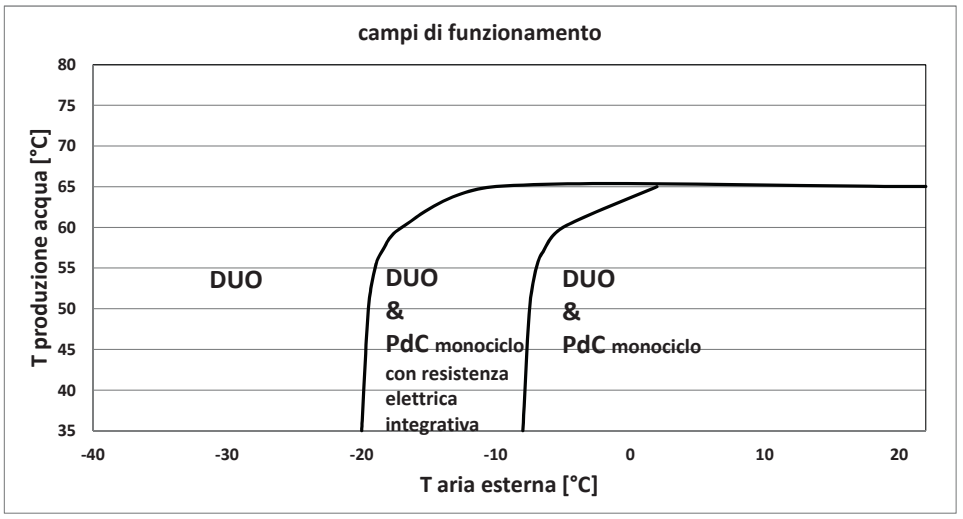
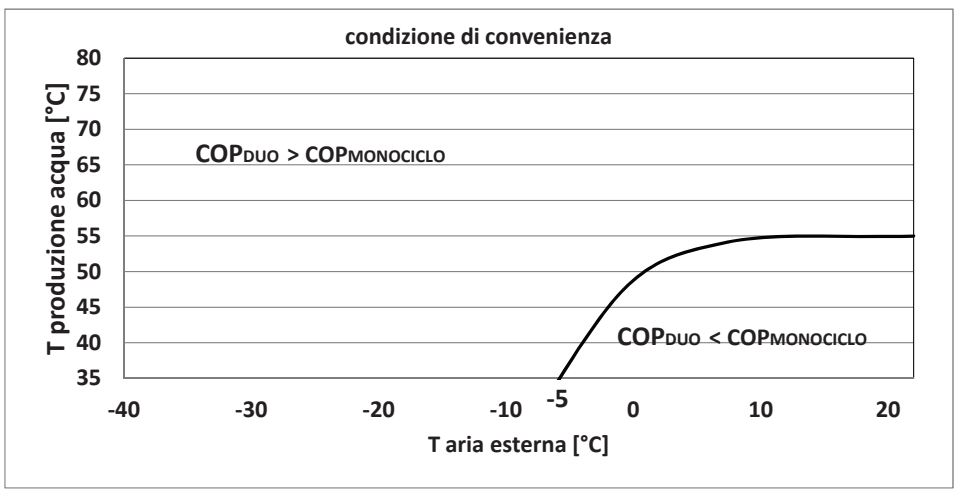


Figura 3 – Piano T aria esterna -T produzione acqua con indicazione delle condizioni di convenienza in termini di COP delle due soluzioni



che spesso richiede una fonte di calore integrativa. Per superare tali limiti è necessario ricorrere ad un sistema a pompa di calore che lavori con un doppio ciclo in cascata. Con tale soluzione è, infatti, possibile estendere il range operativo e, attraverso una specifica progettazione, ottenere una potenza termica costante anche a temperature esterne estremamente basse (-40°C), e produrre acqua fino ad una temperatura di 80°C.

L'analisi dei primi impianti operanti con macchine a doppio ciclo ha confermato le aspettative in termini di prestazioni ed efficienza.

Macchine termiche a doppio ciclo

Tra le ultime innovazioni nel campo vi è la tecnologia delle macchine termiche a doppio ciclo DUO, che permette la produzione di acqua calda sino ad una temperatura di 80°C in ogni condizione, al pari di una caldaia tradizionale.

Tale sistema, che prevede l'utilizzo di 2 refrigeranti diversi, ha permesso di espandere i limiti di funzionamento di queste apparecchiature a temperature esterne inferiori a -20°C, fino a condizioni estreme di -40°C di temperatura dell'aria esterna.

In Figura 1 è illustrato l'andamento della potenza termica fornita dal sistema DUO al variare della temperatura esterna. Queste nuove apparecchiature permettono di ottenere una resa termica costante al variare delle condizioni esterne, e si pongono come valida alternativa ai sistemi tradizionali di riscaldamento a combustione avendo efficienza energetiche notevolmente superiori e superando il limite delle macchine a compressione monociclo, la cui potenza termica decade al diminuire della temperatura esterna.

I campi di applicazione sono ben illustrati nelle Figure 2 e 3.

Queste apparecchiature di nuova generazione sono state sviluppate anche per cicli multifunzione, con la possibilità, quindi, di produrre acqua fredda e calda per la climatizzazione estiva ed invernale, nonché acqua calda sanitaria su scambiatore di recupero dedicato. Nel funzionamento con recupero di calore, mentre si produce acqua fredda, è possibile avere acqua calda sanitaria in maniera completamente gratuita.

Inoltre sono in grado di fornire energia frigorifera durante l'estate dando la possibilità all'utente finale di avere un'unica apparecchiatura per tutti gli aspetti della climatizzazione e per la produzione di acqua sanitaria, consentendo così di abbassare i costi di gestione dell'impianto.

Principio di funzionamento della tecnologia dei cicli in cascata

Per l'applicazione in esame è stato utilizzato il concetto termodinamico dei cicli in cascata. Il DUO è composto da due stadi: quello di bassa pressione operante a R410a e quello di alta pressione operante a R134a. L'utilizzo di due

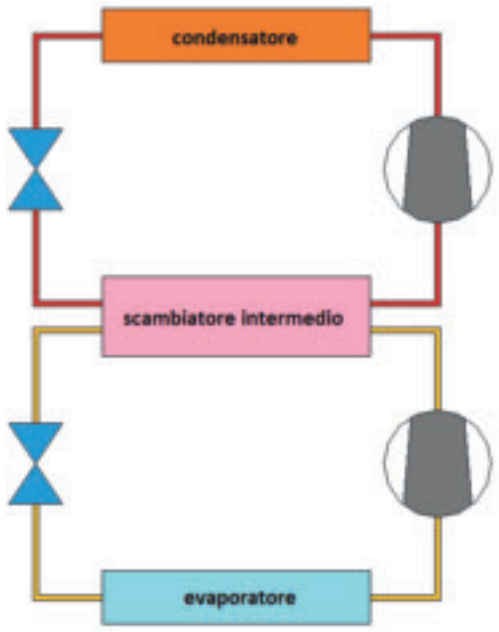


Figura 4 – Schematizzazione ciclo frigorifero in cascata a due stadi

cicli separati con differenti refrigeranti R410a e R134a permette il raggiungimento di pressioni e temperature non raggiungibili da un solo ciclo, e inoltre, i due refrigeranti lavorano a temperature e pressioni in cui danno il massimo rendimento. L'R410a lavora meglio con basse temperature di evaporazione, mentre l'R134a con alte temperature di condensazione. Nel caso di basse temperature di evaporazione (basse temperature esterne) ed elevate temperature di condensazione (elevate temperature di produzione dell'acqua) del fluido refrigerante un ciclo semplice funzionante con un solo refrigerante potrà garantire prestazioni ottimali in termini di bassa temperatura di condensazione se funziona con R410a oppure, se funziona con R134a, le migliori prestazioni si avranno per le elevate temperature di condensazione (si veda Figura 4).

Il circuito di bassa pressione a R410a lavora con una temperatura di evaporazione (relativa alla temperatura dell'aria esterna) ed una temperatura di condensazione che sarà la più bassa possibile, in relazione alle caratteristiche del compressore utilizzato.

Il ciclo di alta pressione ad R134a lavora invece con una temperatura di evaporazione, la più alta possibile. Questa è determinata dalla temperatura di condensazione del ciclo di bassa, mentre la temperatura di condensazione sarà relativa alla temperatura di produzione dell'acqua calda. Tutto questo consente di massimizzare l'efficienza del ciclo. Inoltre con l'R410a si hanno pressioni significative anche a bassissime temperature che permettono una maggior accuratezza nella regolazione, mentre l'R134a consente di lavorare con pressioni relativamente basse anche ad elevate temperature di condensazione necessarie per la produzione di acqua fino ad 80°C.

Aspetti energetici: rendimenti e soluzione dei problemi

Per meglio comprendere i vantaggi derivanti dall'utilizzo della tecnologia dei cicli in cascata è necessario individuare quali siano i processi che, in un ciclo frigorifero semplice, influenzano negativamente l'efficienza e valutare l'utilità delle misure messe in atto per ridurre tali perdite. Per fare ciò è necessario ricorrere ad un'analisi exergetica del sistema.

Analisi exergetica

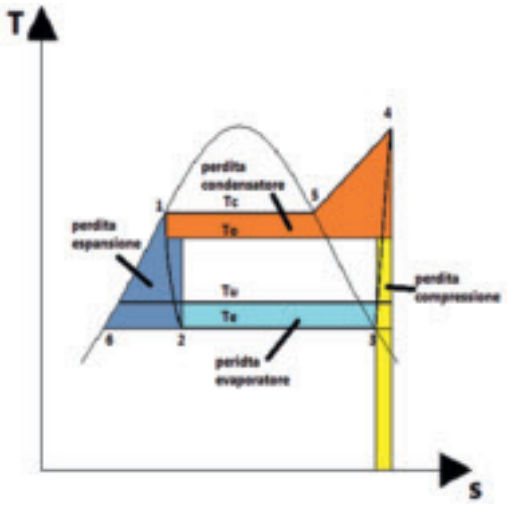
L'exergia rappresenta la massima quantità di energia convertibile in lavoro meccanico, o di minimo lavoro richiesto per determinate trasformazioni. L'exergia, come funzione di stato, indica la massima quantità di lavoro meccanico che è possibile ricavare dall'unità di massa di una certa sostanza; tale quantità dipende, oltre che dallo stato della sostanza stessa, dalle condizioni ambiente, intendendosi con il termine ambiente quel sistema immutabile in grado di fornire od assorbire qualunque quantità di energia termica. [1]

In un ciclo frigorifero a compressione di vapore, la potenza meccanica spesa è uguale al flusso utile di exergia ceduto dall'evaporatore all'ambiente freddo maggiorato della somma dei flussi di exergia persi nelle singole trasformazioni che compongono il ciclo.

Si definisce come rendimento exergetico del ciclo inverso il rapporto tra l'exergia utile ceduta all'ambiente freddo e l'exergia spesa come lavoro di compressione. Tale rendimento rappresenta anche il rapporto tra il lavoro del ciclo ideale e quello del ciclo reale che danno lo stesso effetto frigorifero.

Nella figura 5 è rappresentato qualitativamente un ciclo frigorifero nel piano T-s con le relative perdite in evidenza.

Figura 5 – Rappresentazione nel piano T-s di un ciclo a compressione di vapore
T_0: temperatura ambiente; T_u: temperatura utile della refrigerazione; T_c: temperatura di condensazione; T_e: temperatura di evaporazione



Va considerato che le perdite exergetiche non sono indipendenti tra loro. Un decadimento del rendimento isoentropico del compressore oltre a aumentare le perdite nella compressione comporta un aumento della perdita al condensatore. Un aumento della temperatura di condensazione o un abbassamento della temperatura di evaporazione comporta un aumento delle perdite exergetiche al compressore a alla laminazione.

Per valutare gli interventi possibili da attuare al fine di migliorare le prestazioni del ciclo è necessario classificare le perdite in base alla loro origine.

Riferendosi al semplice ciclo frigorifero a compressione di vapore è possibile individuare due tipi di perdite:

- perdite dovute alle caratteristiche ed alla qualità dei componenti utilizzati nel ciclo;
- perdite intrinseche del ciclo termodinamico.

Alla prima categoria appartengono le perdite al compressore e le perdite agli scambiatori. Risulta ovvio che per avere buone efficienze è necessario utilizzare componenti di elevata qualità, ma non è il solo fattore. Ci sono dei limiti tecnologici e di costo che spesso limitano l'intervento sulla riduzione di tali perdite. Riguardo ai compressori, sono molte le tipologie disponibili ognuna con delle caratteristiche che li rendono più adatti per un'applicazione piuttosto che per un'altra. È importante quindi la scelta del tipo di compressore che rappresenti il miglior compromesso per l'applicazione specifica. Per ridurre le perdite per scambio termico invece bisognerebbe utilizzare scambiatori con una trasmittanza più alta. Questo corrisponde ad utilizzare materiali con caratteristiche idonee e scambiatori con superfici maggiori; ovviamente ci sono dei limiti pratici, tecnologici e di costo sia sui materiali che è possibile utilizzare, sia sulla dimensione degli scambiatori.

Alla seconda categoria, invece, appartengono le perdite nella laminazione e quella dovuta al calore perso per il desurriscaldamento. Nel caso in cui si impieghi

un recupero di tale calore, questa perdita risulta essere molto ridotta, ma in quel caso non si parlerebbe di ciclo frigorifero semplice.

L'ammontare delle perdite exergetiche nella laminazione e nel desurriscaldamento sono collegate alla forma della curva limite, e quindi alle proprietà del fluido refrigerante.

Basse perdite alla laminazione richiedono un basso valore per il rapporto tra il calore specifico del liquido ed il calore latente di vaporizzazione, mentre in relazione alle perdite di desurriscaldamento, si richiede una bassa temperatura del vapore in uscita dal compressore.

Un valore elevato del calore specifico del liquido è allora responsabile di elevate perdite di laminazione, ma si accompagna a piccole perdite di desurriscaldamento: se nel complesso ciò sia o no un vantaggio va valutato caso per caso. Come regola di massima, che si applica con pochissime eccezioni la perdita di gran lunga più importante è quella di laminazione, per cui un valore elevato per la massa molecolare in generale è da ritenere un difetto. È anche però vero che le perdite di laminazione si prestano, meglio che quelle di desurriscaldamento, ad essere ridotte mediante l'utilizzo di particolari accorgimenti.

La perdita per laminazione risulta essere dipendente dalla differenza di temperatura elementare di ogni singolo processo: a parità di portata di massa nei diversi stadi, dividendo l'intervallo totale di temperatura in parti uguali, la perdita globale di exergia si ridurrebbe infatti nel rapporto 1/n rispetto alla perdita originaria.

Un ragionamento analogo si può fare per le perdite di desurriscaldamento: se i valori di surriscaldamento nei singoli stadi fossero uguali, la perdita globale si ridurrebbe all'incirca nel rapporto inverso al numero degli stadi.

Risulta quindi fondamentale, per un efficiente progettazione di sistemi con cicli in cascata, la scelta del numero di stadi, dei refrigeranti da utilizzare nei singoli stadi e dei livelli di pressione intermedi. Per quanto riguarda il numero di stadi, e quindi i livelli di pressione intermedi, è necessario inoltre fare delle considerazioni sul rendimento della compressione.

Analisi della compressione

Differenze di temperature elevate tra evaporazione e condensazione comportano elevati rapporti di compressione, determinando delle condizioni di funzionamento del compressore con valori del rendimento isoentropico non ottimali.

I compressori volumetrici rotativi, infatti, sono ottimizzati per un determinato rapporto di compressione. Anche piccoli scostamenti del rapporto di compressione dal valore ottimale portano ad un sensibile decadimento del rendimento isoentropico. In Figura 6 è riportato

7° ENERGY FORUM sugli

Involucri Solari

6-7 Dicembre 2012, Bressanone, Alto Adige

ENERGY FORUM

Piattaforma internazionale
per architetti, scienziati e l'edilizia

Le sessioni dell'ENERGY FORUM:

- Involucri intelligenti ed adattivi
- Sviluppi innovativi nelle tecnologie solari
- Strategie per ottimizzare il fotovoltaico semitrasparente: considerazioni sulle prestazioni e sui costi
- Concetti olistici sugli edifici solari
- Retrofitting solare
- Illuminazione a giorno e ombreggiamento migliorati
- Modelli, strumenti e simulazioni per edifici solari
- Ventilazione naturale e comportamento termico dell'involucro edilizio

Per tutti gli interventi sarà disponibile la traduzione simultanea verso l'italiano e l'inglese. La quota d'iscrizione di 480 € comprende gli atti del convegno, due pranzi e tutte le pause caffè.

3S PHOTOVOLTAICS SOLAR BUILDING TECHNOLOGIES · BLS Südtirol · Alto Adige · stadtwerke asm Bruneck | Bressanone · MAGE · ertex solar · SOLARWATT · WOLF

Economic Forum, Monaco - Bolzano
Tel. +39 0471 340 050 - Fax +39 0471 089 703
info@energy-forum.com - www.energy-forum.com

qualitativamente l'andamento dei rendimenti isoentropico e volumetrico in funzione del rapporto di compressione.

Il rendimento isoentropico presenta valori elevati per un limitato range del rapporto di compressione.

Ma il decadimento del rendimento isoentropico non è il solo effetto negativo degli elevati rapporti di compressione. Anche il rendimento volumetrico decade. Il rendimento volumetrico è infatti dato dall'espressione

$$\eta = \frac{G - \Delta G}{G}$$

dove:

G è la portata di refrigerante che il compressore elabora;

ΔG è la portata di refrigerante che rifluisce verso l'ambiente di aspirazione.

Per un dato compressore la portata G dipende dalla velocità di rotazione (aumenta con essa), mentre la portata ΔG dipende dal rapporto di compressione; in particolare aumenta con l'aumentare di quest'ultimo. Per un fissato regime di rotazione si ha che se aumenta il rapporto di compressione aumenta la portata che rifluisce in aspirazione al compressore mentre la portata elaborata rimane costante. Risulta evidente quindi come ciò comporti una riduzione del rendimento volumetrico.

In Figura 7 è riportata una rappresentazione schematica del doppio ciclo in cascata. I due cicli poiché operano con gas diversi, non sono realmente rappresentabili con riferimento ad una sola curva limite.

Considerando di lavorare con una temperatura di evaporazione pari a 0°C ed una di condensazione pari a 78°C, avremo che, utilizzando una pompa di calore monociclo funzionante con R134a, il ciclo risulterà essere quello illustrato in Figura 8.

Con DUO, che utilizza due cicli in cascata e opera alle stesse condizioni, si ottengono i risultati evidenziati in Figura 9.

Il rapporto di compressione totale è ripartito tra i due compressori. Bilanciando opportunamente i salti di pressione è possibile operare con entrambi i cicli in condizioni di maggior efficienza della compressione (Figura 10).

Confronto con altri sistemi a doppio ciclo

L'innovazione portata dall'applicazione della tecnologia DUO consiste nella capacità di mantenere la potenza termica costante indipendentemente dalle condizioni di temperatura esterna.

Ad oggi sono presenti sul mercato diversi sistemi che sfruttano la tecnologia dei cicli in cascata. I dati forniti dai costruttori rivelano un andamento della potenza termica, al contrario di quanto accade per il sistema DUO, decrescente

Figura 6 – Rendimenti isoentropico e volumetrico per un compressore volumetrico rotativo in funzione del rapporto di compressione

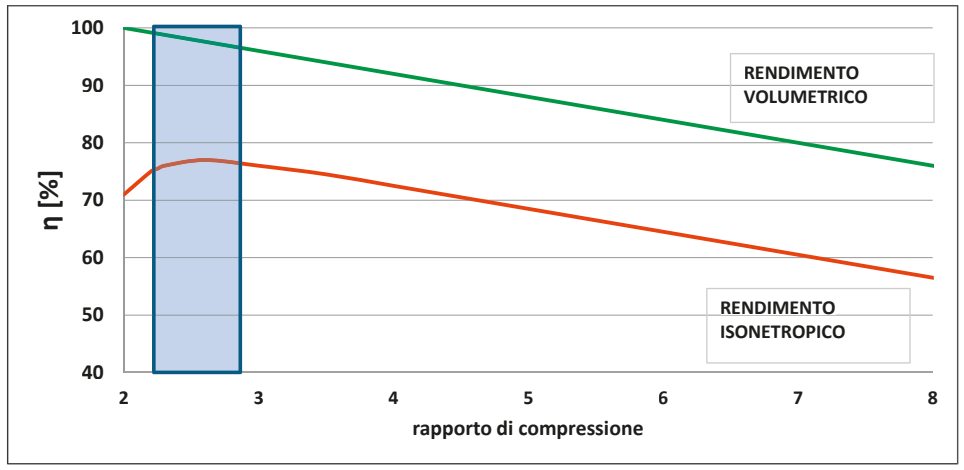


Figura 7 – Rappresentazione di un ciclo in cascata a 2 stadi nel piano p-h

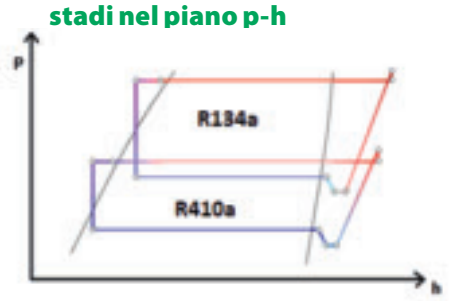


Figura 8 – Esempio ciclo singolo operante a R134a con T esterna = 0°C e T produzione acqua = 45°C. Il rapporto di compressione visto dal compressore è pari a 5,6. In tali condizioni il rendimento isoentropico ed il rendimento volumetrico della compressione decadono sensibilmente rispetto ai valori ottimali.

Figura 9 – Esempio ciclo a due stadi con T esterna = 0°C e T produzione acqua = 45°C

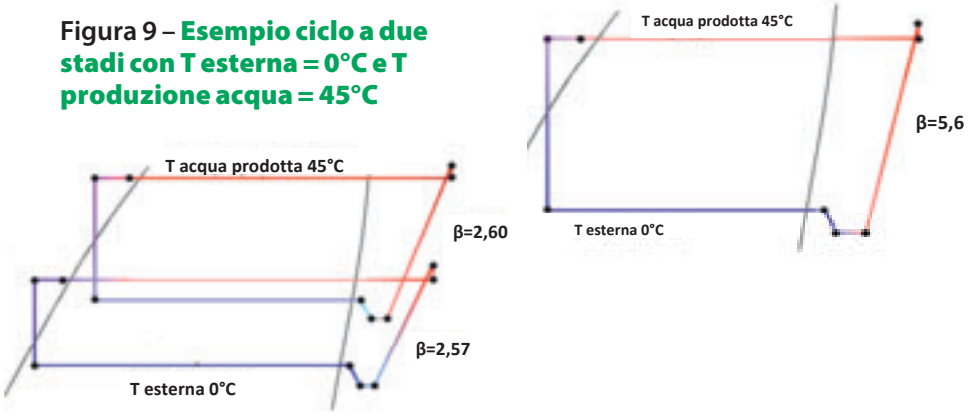
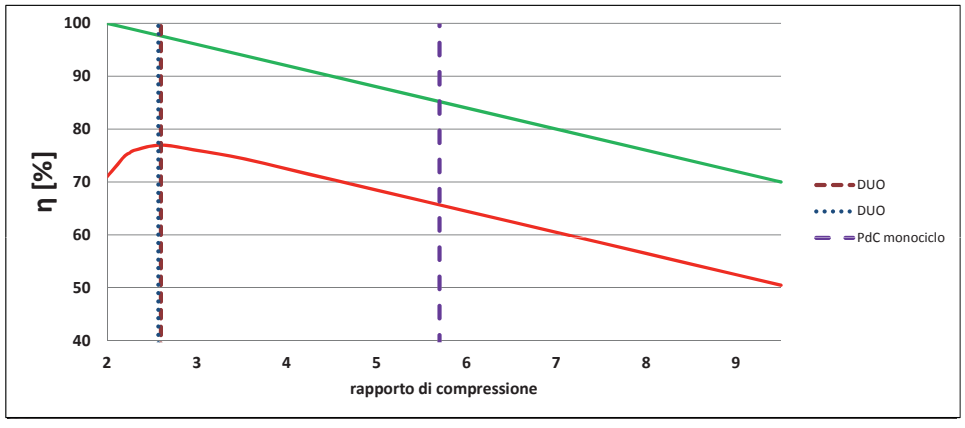


Figura 10 – Rappresentazione del rapporti di compressione con le due soluzioni. Rispetto al ciclo singolo il doppio ciclo ripartendo il salto di pressione tra i due compressori, permette un funzionamento più vicino alle condizioni ottimali. La ripartizione dei salti di pressione comporta inoltre una riduzione degli stress meccanici a cui sono soggetti i compressori e gli altri componenti del circuito frigorifero. Le ridotte sollecitazioni si traducono in un aumento della vita utile dei componenti stessi che risulta raddoppiata.



con il diminuire della temperatura esterna (Figura 11).

La differenza con altri sistemi che funzionano con i cicli in cascata risiede, oltre che nel bilanciamento dei parametri del ciclo, nell'opportuno dimensionamento dei componenti.

Efficienza in raffrescamento

Durante il funzionamento in raffrescamento la differenza tra le temperature, e quindi delle pressioni, estreme del ciclo non raggiunge valori tali da giustificare l'adozione di un doppio ciclo. Il sistema DUO nel funzionamento per climatizzazione estiva opera utilizzando solo il ciclo a R410a trasformandosi in un sistema a ciclo singolo "full inverter". La regolazione delle frequenza di alimentazione del compressore permette una regolazione continua della velocità di rotazione, controllando la portata volumetrica del liquido refrigerante; ne conseguono una regolazione continua della potenza erogata ed un controllo della potenza assorbita, con adattabilità al carico variabile nel condizionamento degli ambienti. Il controllo di condensazione, operato modulando la velocità di rotazione dei ventilatori, permette di ottimizzare il funzionamento del sistema e di limitare ulteriormente la rumorosità della macchina.

Un indice largamente usato per valutare le prestazioni delle macchine a pompa di calore nel funzionamento in freddo è l'European Seasonal Efficiency Ratio (ESEER). Tale indice, al contrario del semplice EER che esprime l'efficienza della macchina in determinate condizioni di lavoro, dà indicazione di come varia l'efficienza della macchina ai carichi parziali. Risulta evidente come un sistema operante con una logica di regolazione efficiente, capace di seguire il carico in maniera continua, presenti un valore di ESEER elevato.

Di seguito sono riportati i valori degli ESEER calcolati per il sistema DUO per l'applicazione con ventilconvettori, tipicamente alimentati con acqua a 7°C e con ritorno a 12°C, e per l'applicazione con pannelli radianti, alimentati a 18°C e ritorno a 23°C (Figura 13).

Figura 11 – Andamento della potenza termica espressa in % della potenza nominale per il sistema DUO e per un sistema a doppio ciclo operante con tecnologia diversa

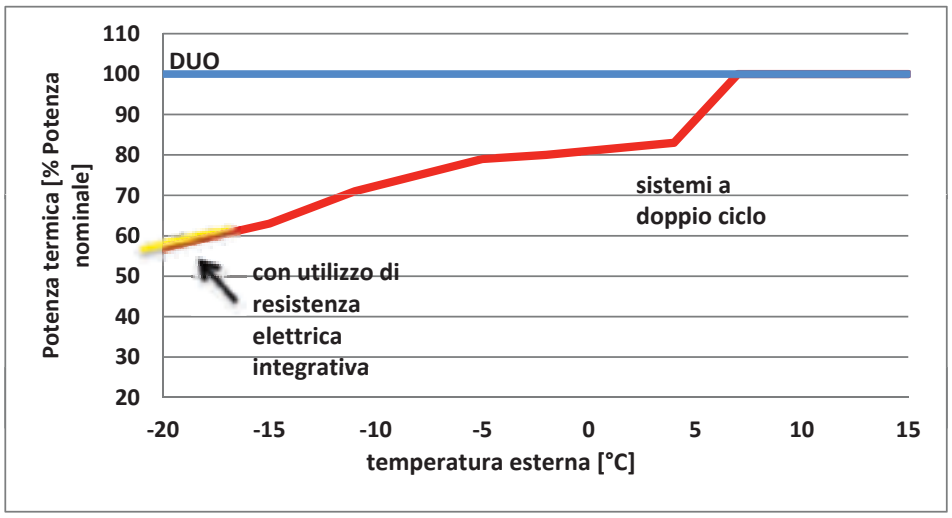


Figura 12 – Confronto EER per temperatura di acqua prodotta pari a 7°C

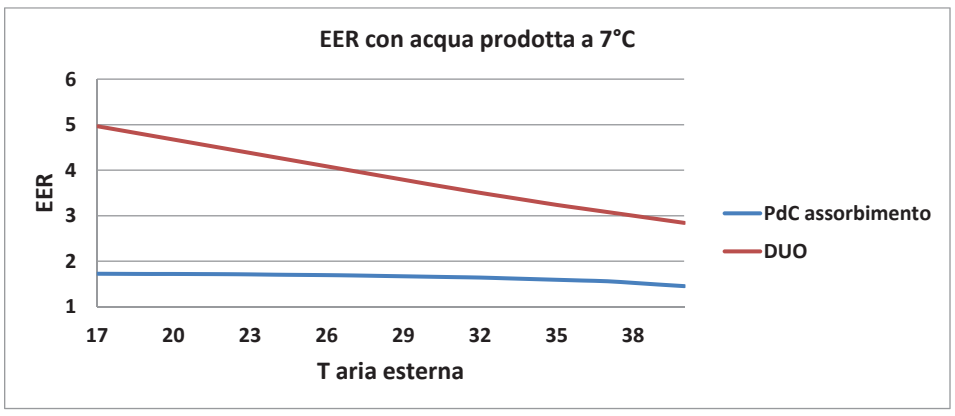
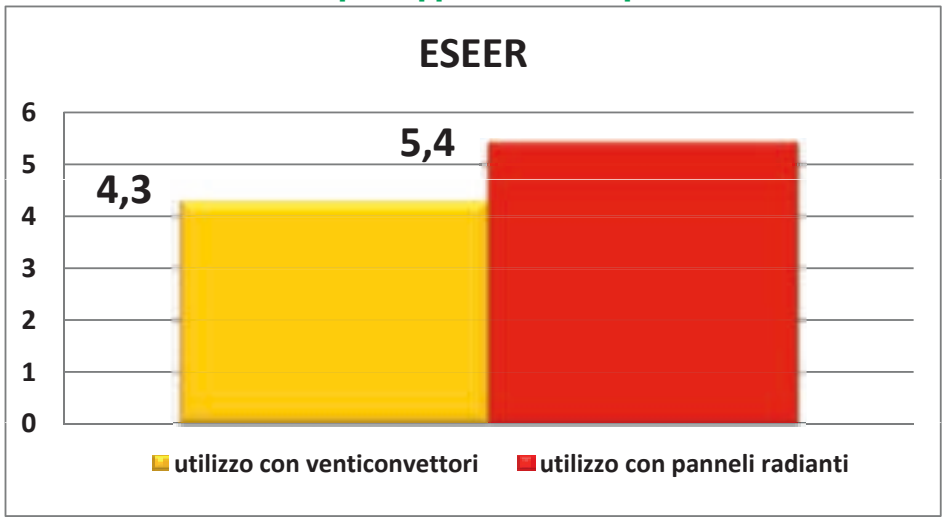


Figura 13 – Valori dell'ESEER per il sistema DUO per l'applicazione con ventilconvettori e per l'applicazione con pannelli radianti



Effetto dello sbrinamento

Il progressivo deposito di brina sulle alette di uno scambiatore che lavora a temperatura inferiore allo zero provoca una variazione nel tempo delle prestazioni del sistema per due ragioni fondamentali:

- diminuisce il coefficiente di scambio termico globale tra aria e fluido frigorigeno;
- aumentano le perdite di carico per l'aria che attraversa lo scambiatore.

Entrambi gli effetti concorrono alla riduzione dell'efficienza della macchina. Il metodo più utilizzato per rimuovere la brina dallo scambiatore consiste nell'invertire il ciclo di funzionamento della macchina passando dal funzionamento in climatizzazione invernale al funzionamento in climatizzazione estiva. In questo modo lo scambiatore che nel ciclo invernale funziona da evaporatore viene fatto funzionare come condensatore, rilasciando calore che fa sciogliere la brina. Ciò comporta che durante il ciclo di sbrinamento la macchina non produce energia termica utile ma anzi la sottrae all'ambiente e non solo; lo sbrinamento genera assorbimento di energia nell'alimentazione della macchina durante l'azione e ne richiede ulteriore in seguito per restituire l'energia sottratta al circuito durante l'inversione di ciclo.

Analizzando meglio il fenomeno si osserva

SEASONAL COP – PREN14285

La prEN14825 è una proposta di norma che definisce il metodo di calcolo dell'efficienza per le pompe di calore su base stagionale e non solo in determinate condizioni di funzionamento dichiarate dal costruttore.

Apparecchi con valori analoghi di COP possono mostrare grandi differenze quando si valutino i coefficienti SCOP (Seasonal COP), la cui indicazione non è ancora obbligatoria. In particolare, a COP migliori non sempre corrispondono valori più elevati di SCOP. Questo perché il COP è un indice delle prestazioni della macchina funzionante ad un valore specifico della temperatura esterna che, come si sa, nel corso della stagione varia sensibilmente. In Europa, presto sarà introdotta la definizione univoca del coefficiente SCOP.

Nelle figure vengono riportati i valori del Seasonal COP calcolati per il sistema DUO nelle condizioni definite nella norma e confrontati con quelli di una macchina polivalente monociclo operante con R410a.

Come si evince dal confronto, la tecnologia DUO permette di ottenere efficienze stagionali sensibilmente superiori rispetto ad un sistema monociclo.

Sistema DUO, efficienze stagionali

Confrontare la resa di due pompe di calore basandosi solo sui parametri COP ed EER, obbligatoriamente indicati sulla targa dati, può non essere sufficiente a valutare le reali prestazioni delle unità.

Figura 14-**Seasonal COP per le tre fasce climatiche nelle tre condizioni di funzionamento definite dalla prEN14285**

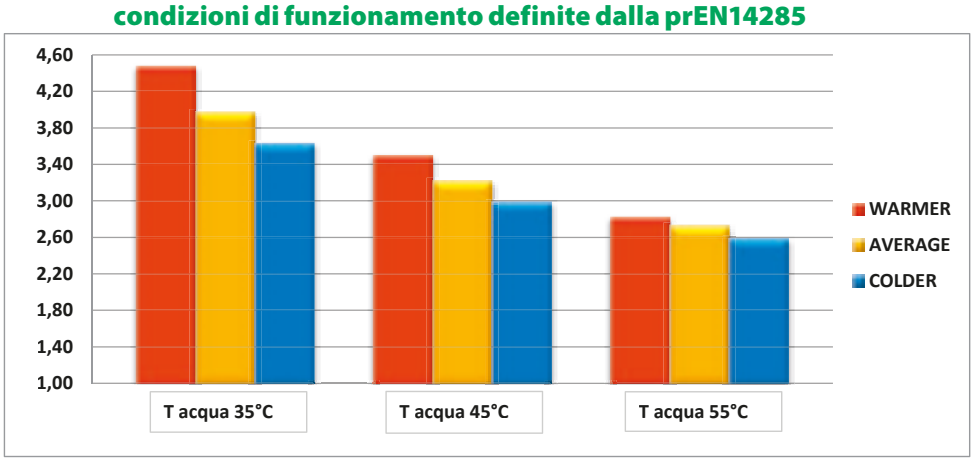
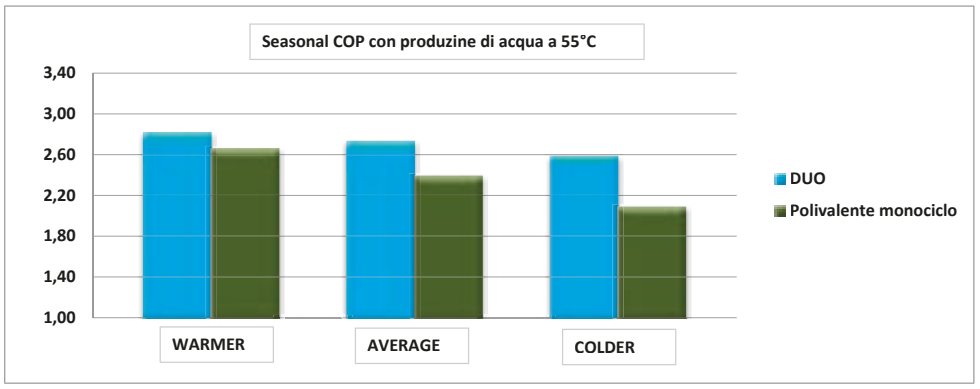


Figura 15-**Confronto fra i valori del Seasonal COP di polivalenti DUO con quelli di polivalenti monociclo a R410a**



Sono stati quindi definiti degli indici di prestazione stagionale che permettono di valutare le prestazioni delle macchine frigorifere su base stagionale.

che durante il processo di formazione, la brina permane sulla superficie fredda con un deposito le cui caratteristiche e proprietà termofisiche si modificano nel tempo, variando di conseguenza lo scambio termico totale fra aria e superfice fredda. Come riportato in letteratura [2],[3], la temperatura di parete, l'umidità relativa e la velocità dell'aria sono i parametri più significativi che influenzano le proprietà della brina e la sua velocità di formazione. Il sistema DUO è in grado di individuare quelle condizioni favorevoli alla formazione di brina ed interviene nelle primissime fasi della sua formazione. I tali condizioni non è necessario ricorrere ad un'inversione del ciclo, ma è sufficiente modificare lievemente le condizioni di funzionamento per riportarsi in una situazione in cui la brina non può formarsi. Operando con tale logica si contrasta l'effetto negativo della formazione di brina nelle sue prime fasi, quando il degrado delle prestazioni dell'evaporatore risulta molto contenuto e l'effetto negativo dell'intervento sulle prestazioni risulta molto inferiore rispetto a quello che si ha effettuando l'inversione del ciclo. Il numero di inversioni di ciclo che il sistema deve effettuare risulta ridotto notevolmente perché limitato ai casi in cui le condizioni di temperatura e umidità dell'aria risultano critiche.

CONCLUSIONI

A fronte dei nuovi obiettivi, in termini di efficienza energetica, posti dalle normative vigenti, è stato analizzato l'utilizzo delle pompe di calore come alternativa dei tradizionali sistemi a caldaia. Le performance richieste da tali sistemi impongono delle condizioni di funzionamento che rendono problematico e poco efficiente l'utilizzo di sistemi a pompa di calore operanti con un singolo ciclo. Dall'analisi fatta si evince come per determinate applicazioni e fasce climatiche, l'utilizzo di polivalenti a doppio ciclo in cascata con gas refrigeranti diversi permetta di superare i limiti dei sistemi monociclo, rendendo la tecnologia della pompa di calore competitiva ed affidabile rispetto ai sistemi a combustione, anche nelle zone climatiche più fredde e per la produzione di acqua ad elevate temperature.

Si è posta inoltre attenzione sull'effetto che la formazione di brina sulle batteria ha sulle prestazioni delle pompe di calore, e sull'importanza di utilizzare sistemi che permettano un migliore controllo dei cicli di sbrinamento, riducendo al minimo le inversioni di ciclo, che come è ben noto, causano la perdita del controllo del sistema ed un notevole spreco energetico.

È stato inoltre analizzato il funzionamento di un impianto esistente dotato di macchina con tecnologia a doppio ciclo DUO. I risultati ottenuti hanno confermato come tali sistemi superino in termini di efficienza i migliori sistemi con "caldaia più refrigeratore" e le macchine polivalenti a compressione monociclo. ■

* *Francesco D'aurea e Francesco Di Giovanni,* Servizio Ricerca e Sviluppo – Thermocold

BIBLIOGRAFIA

[1] A. Cavallini, L. Mattarolo, "Termodinamica applicata", Cleup editore, 1992.
[2] R. Oestin, S: Anderson, "Frost growth parameters in a forced air stream", Int. J.Heat Transer, Vol.34 n° 4/5, 1991.
[3] Y. Hayaashi, "Study of frost properties correlating with frost formation types" J.Heat Transer, Vol.99, 1977.
[4] A. Malek, "Influence of cycle duration on thermal efficiency of an evaporator under frosting conditions", proceedings of the Eurotherm seminar n. 33, 1993 Paris, C. Marvillet and R. Vidil editor

CASE HISTORY

DESCRIZIONE INSTALLAZIONE

La macchina è un sistema split, nell'unità esterna sono contenuti gli elementi del ciclo di bassa temperatura operante con R410a, in quella interna sono contenuti gli elementi del ciclo di alta temperatura operante a R134a, lo scambiatore per la climatizzazione, quello per l'acqua calda sanitaria e lo scambiatore intermedio R410a-R134a. Le stesse sono prodotte anche in configurazione packaged.

Questa soluzione split consente di avere in un locale tecnico protetto tutta la parte idrica specie nelle zone a bassissime temperature esterne dove si voglia evitare l'ulteriore interposizione di scambiatori intermedi con glicole.

La macchina è progettata per produrre acqua calda da 35°C fino ad 80°C, per la produzione di sola acqua sanitaria in estate anche fino a circa 30°C di aria esterna. In funzionamento estivo può produrre acqua refrigerata tra 3°c e 20°con aria esterna tra 15°C e 45°C, in ciclo combinato climatizzazione estiva-produzione di acqua calda sanitaria, la macchina può produrre contemporaneamente acqua fredda tra 3°c e 20°c ed acqua calda tra 30°C e 80°C

L'impianto oggetto del monitoraggio è situato in una zona caratterizzata da clima montano con temperature invernali particolarmente rigide. L'ambiente servito misura circa 120 m^2, suddiviso in vari ambienti, serviti da ventilconvettori. Sono installati due accumuli, uno per la climatizzazione ed uno per l'acqua sanitaria.

In Figura 20 è illustrato lo schema dell'impianto in funzionamento invernale. I compressori e i ventilatori dell'unità esterna sono dotati di controllo della frequenza di alimentazione. L'R410a evapora nello scambiatore a pacco alettato e dopo essere stato compresso viene inviato nello scambiatore intermedio collocato nell'unità interna. Lo scambiatore intermedio funge da condensatore per il ciclo a R410a e da evaporatore per il ciclo a R134a. Nell'unità interna quindi l'R134a evapora nello scambiatore intermedio e condensa nello scambiatore R134a-acqua. La produzione dell'acqua per la climatizzazione e l'acqua per il sanitario è effettuata su due scambiatori diversi. A seconda delle richieste dell'utenza la macchina soddisfa le esigenze dando priorità alla produzione di acqua calda sanitaria.

La macchina è progettata per fornire una resa termica in climatizzazione invernale e produzione di acqua sanitaria costante in ogni condizioni di temperatura esterna.

Il controllo della frequenza per i ventilatori ed il compressore dell'unità esterna permette una regolazione continua della macchina in funzione delle condizioni esterne.

Nel funzionamento estivo la macchina inverte il ciclo a R410a mentre quello a R134a viene fermato. In tale configurazione la macchina funziona solo con il ciclo a R410a, recuperando il calore di condensazione per produrre acqua calda ad uso sanitario.

Il dettaglio dei dati rilevati è illustrato dalle tabelle di seguito.

DATI RILEVATI

I valori rilevati sono riportati di seguito.

Figura 18 – **Andamento delle temperature medie giornaliere rilevate durante il periodo di osservazione**

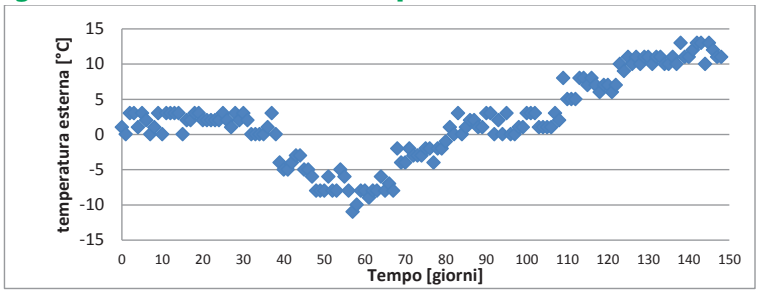


Tabella 1 – **Valori medi delle grandezze rilevate durante il periodo di osservazione**

Prestazioni medie della macchina nel periodo considerato		
Media della Temperatura aria esterna	2	°C
Media della temperatura di produzione acqua	65	°C
Media della Potenza termica fornita	11,98	kW
Media della Potenza assorbita dalla macchina	4,62	kW
Media COP	2,60	
Perdita di potenza media per sbrinamento	2,5%	

Figura 19 – **Valori dei COP medi giornalieri rilevati durante il periodo di osservazione**

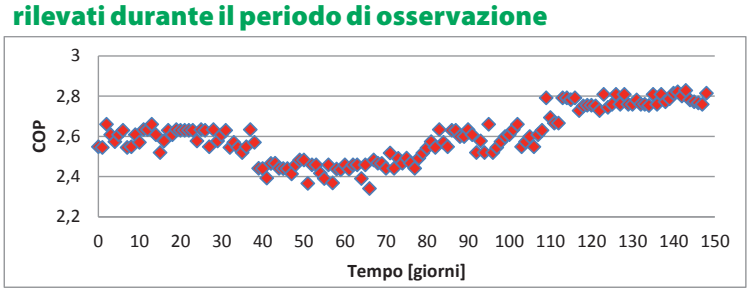


Figura 20 – **Media giornaliera della potenza termica resa dalla macchina al netto della potenza persa per lo sbrinamento**

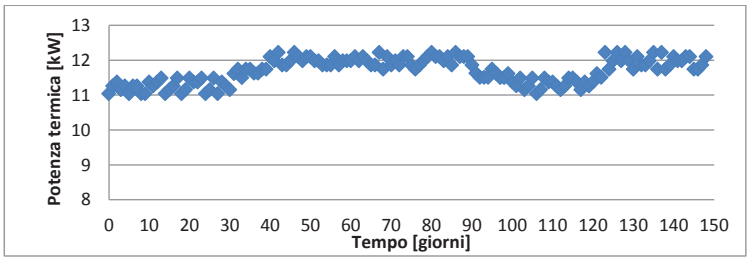


Figura 17 – **Rappresentazione schematica dell'impianto realizzato**

P1: pompa primario; P2: pompa secondario; P3: pompa ricircolo; SC: scarico; SF: valvola di sfiato; SV: valvola di sicurezza; GR: gruppo di riempimento; F: raccoglitore impurità; F valvola di intercettazione; R: valvola di intercettazione; T: sonda di temperatura; EWR: condensatore/evaporatore; REC: recuperatore; SR: serbatoio utenze sanitario; SU: serbatoio utenze climatizzazione; ET: vaso di espansione

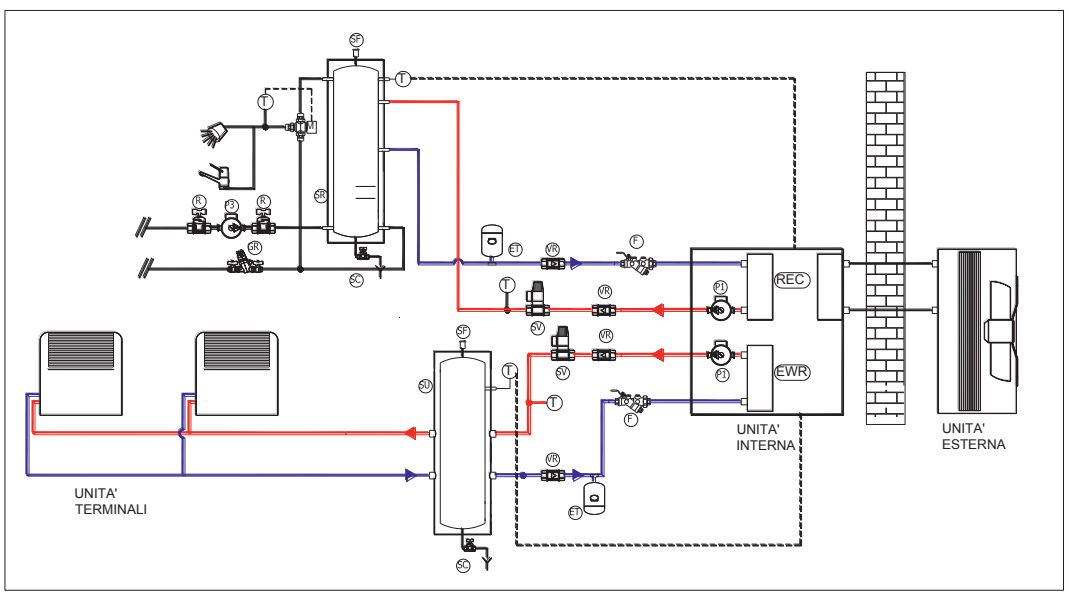


Figura 16 – **Unità interna della macchina oggetto di analisi**