



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia
e lo sviluppo economico sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Progettazione costruttiva di un prototipo di pompa di calore a CO₂ (R744)
invertibile del tipo aria-aria e realizzazione della facility di prova

N. Calabrese, R. Mastrullo, A. W. Mauro



PROGETTAZIONE COSTRUTTIVA DI UN PROTOTIPO DI POMPA DI CALORE A CO₂ (R744) INVERTIBILE DEL TIPO ARIA-ARIA E REALIZZAZIONE DELLA FACILITY DI PROVA

N. Calabrese (ENEA), R. Mastrullo, A. W. Mauro (Università di Napoli Federico II, Dipartimento di Energetica, Termofluidodinamica applicata e condizionamenti ambientali - DETEC)

Settembre 2012

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia: Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Indice

Indice	3
Sommario	4
<i>Introduzione</i>	5
Descrizione delle attività svolte e risultati	6
<i>Scelte progettuali di massima</i>	6
<i>Stato dell'arte sulle tecniche di sbrinamento per pompe di calore ad aria e analisi dei parametri di maggiore influenza</i>	6
<i>Studi recenti sull'ottimizzazione dello sbrinamento per pompe di calore</i>	10
<i>Schema di impianto</i>	15
<i>Dettaglio tecnico dei componenti dell'impianto</i>	17
<i>Modellazione fisica</i>	22
<i>Previsioni di funzionamento in condizioni nominali e in off-design</i>	25
<i>Layout 3D di impianto</i>	35
<i>Test preliminari</i>	36
Facility di prova	38
Conclusioni	43
Riferimenti bibliografici	44
Appendice – Codice in Matlab	46

Sommario

Questa relazione riguarda le attività svolte nell'ambito dell'accordo di collaborazione tra ENEA e l'Università degli studi di Napoli Federico II, Dipartimento di Energetica, Termofluidodinamica Applicata e Condizionamenti Ambientali (DETEC) per una attività di ricerca dal titolo "Progettazione costruttiva di un roof-top a pompa di calore ad R744 (CO₂)", a sua volta rientrante nell'accordo di programma MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico, Piano Annuale di Realizzazione 2011.

L'ENEA ha poi seguito tutta la parte di progettazione e realizzazione della facility di prova della macchina prototipo.

L'applicazione considerata è pensata per la climatizzazione sia estiva che invernale di grandi locali commerciali; inoltre prevede l'utilizzo di sbrinamento a gas caldo in diverse soluzioni circuitali in modo da consentire il funzionamento tramite il solo allaccio alla rete di distribuzione dell'energia elettrica.

Il sistema è stato progettato nei suoi componenti e successivamente tramite la modellazione fisica dei singoli componenti è stato sviluppato un codice di calcolo operante in matlab (e riportato in appendice) che ha consentito la previsione del funzionamento in condizioni diverse da quelle di progetto, mostrando prestazioni previsionali soddisfacenti.

Infine sono riportati anche i risultati, anch'essi soddisfacenti, di alcuni test preliminari svolti nell'ultima settimana del mese di luglio 2012 sul prodotto assemblato e le foto della posa in opera presso la sede di ENEA – Casaccia in Roma avvenuta nella prima settimana di settembre.

Introduzione

Questa relazione riguarda le attività svolte nell'ambito dell'accordo di collaborazione tra ENEA e l'Università degli studi di Napoli Federico II, Dipartimento di Energetica, Termofluidodinamica Applicata e Condizionamenti Ambientali (DETEC) per una attività di ricerca dal titolo "Progettazione costruttiva di un roof-top a pompa di calore ad R744 (CO₂)", a sua volta rientrante nell'accordo di programma MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico, Piano Annuale di Realizzazione 2011, Progetto 3.4 "Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia: Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva".

Motivazione

La climatizzazione di grandi locali commerciali e grossi edifici del terziario (ad esempio sale cinema) è realizzata anche con sistemi roof-top, montati sul tetto dell'edificio e collegati alla rete di distribuzione dell'aria condizionata. Tali sistemi sono particolarmente semplici nell'installazione nel caso di grandi ambienti da climatizzare accessibili direttamente dal tetto e che richiedono una rete di distribuzione breve e su poche utenze. Essi infatti prevedono solo l'allaccio alla rete di distribuzione dell'energia elettrica; inoltre non necessitano dell'uso di fluidi termo vettori, utilizzando scambiatori di calore aria/refrigerante (batterie di tubi alettati, dette comunemente batterie).

Nel loro funzionamento in modalità riscaldamento può essere necessario sbrinare la batteria esterna in funzione delle condizioni dell'ambiente esterno e di carico della macchina; la frequenza e la durata degli sbrinamenti aumenta in climi severi e con alti tassi di umidità. Lo sbrinamento è spesso realizzato con resistenze elettriche collocate sulla superficie della batteria; solo talvolta, è utilizzato lo sbrinamento a gas caldo (nelle sue varie modalità meglio descritte di seguito) in quanto tale soluzione richiede delle complicazioni sul circuito lato refrigerante rispetto al ciclo termodinamico di base. Durante la fase di sbrinamento la continuità del riscaldamento viene garantita da sistemi integrativi quali resistenze elettriche o acqua calda proveniente, ad esempio, da una caldaia.

Dal punto di vista dei consumi energetici, la fase di sbrinamento riduce il coefficiente di prestazione medio stagionale della pompa di calore; tale riduzione è tanto maggiore quanto maggiore è la frequenza e la percentuale di tempo di funzionamento totale occupata dalla fase di sbrinamento (entrambe più alte nel caso di climi severi e con alti tassi di umidità, e con sbrinamento elettrico).

Di conseguenza, in climi severi e umidi, nella stagione invernale tali sistemi roof-top hanno una sensibile riduzione delle prestazioni energetiche a causa della fase di sbrinamento con aggravio dei costi di funzionamento e impianti più articolati da un punto di vista costruttivo rispetto agli stessi sistemi operanti in climi più miti (ad esempio, utilizzo caldaia ausiliaria).

Obiettivi

Si ritiene pertanto interessante studiare sperimentalmente pompe di calore reversibili aria/aria del tipo roof-top che consentano di ridurre la durata e la frequenza dello sbrinamento anche in climi severi, utilizzando la sola energia elettrica, in modo da salvaguardare la semplicità dell'installazione.

Inoltre si intende utilizzare come fluido di lavoro l'anidride carbonica, dal momento che questo fluido è normalmente presente in natura e quindi presenta un basso impatto ambientale rispetto ai fluidi di sintesi (miscele di HFC) normalmente utilizzati in queste applicazioni. In tal modo la maggiore temperatura di mandata del compressore per la CO₂ rispetto ad altri fluidi comunemente utilizzati (R404A, R410A) dovrebbe consentire tempi di sbrinamento più brevi con l'adozione di uno sbrinamento a gas caldo.

Nel dettaglio, nell'allegato tecnico del summenzionato accordo è stata commissionata la progettazione costruttiva di una pompa di calore aria/aria a CO₂ reversibile per la climatizzazione di locali commerciali, con potenza nominale di 30 kW, operante in climi severi con portate volumetriche di aria di 6000 m³/h per la batteria interna e di 8000 m³/h per la batteria esterna. Sempre nell'allegato tecnico è precisato che:

"Il prototipo che si intende sviluppare dovrà essere dotato di un impianto frigorifero a compressione di vapore operante con anidride carbonica invertibile alimentato da un solo compressore con motore elettrico alimentato a frequenza variabile tramite inverter. La specificità di questa macchina risiede nella difficoltà tecnica di realizzare gli scambiatori di calore ad aria forzata, che si adattino ad entrambe le modalità caldo/freddo, anche al variare delle condizioni esterne ed, inoltre, facilitino le fasi di sbrinamento. Il differente contenuto di CO₂ dei due componenti nelle due modalità caldo/freddo dovrà essere gestito in modo da garantire l'invertibilità del ciclo frigorifero".

Descrizione delle attività svolte e risultati

Scelte progettuali di massima

Per soddisfare le specifiche indicate nell'allegato tecnico e viste le peculiarità del fluido di lavoro CO₂ (bassa temperatura critica, modalità prevalente di funzionamento in ciclo trans-critico, elevate pressioni di esercizio), sono state fatte le seguenti scelte progettuali di massima per il ciclo a compressione di vapore a CO₂:

- inversione del ciclo lato refrigerante ;
- compressore alternativo controllato da inverter;
- scambiatori di calore del tipo batterie di tubi alettati, con collettore di distribuzione in ingresso e in uscita per consentire la reversibilità del funzionamento sul refrigerante;
- valvola di laminazione elettronica controllata da algoritmo per ottimizzazione della pressione massima del ciclo in funzione della prestazione attuale del sistema;
- utilizzo di scambiatori rigenerativi per migliorare il coefficiente di prestazione della pompa di calore per temperature di uscita dal gas cooler elevate (maggiori di 40 °C) e consentire contemporaneamente l'utilizzo dell'evaporatore con titolo del vapore in uscita minore dell'unità (completando l'evaporazione all'interno dello scambiatore rigenerativo lato freddo);
- sbrinamento a gas caldo per consentire una rapida e completa pulizia della batteria evaporante. In particolare, la batteria esterna (dove si formerà la brina durante il funzionamento invernale) sarà costituita da due circuiti in serie rispetto al flusso dell'aria, che possono lavorare in serie, in parallelo o in maniera indipendente rispetto al refrigerante. In questo modo si potranno realizzare diverse soluzioni circuitali per lo sbrinamento, potendo scegliere nella successiva fase di test quello più appropriato rispetto alle condizioni operative fissate e determinare il più efficiente da un punto di vista energetico e in termini di tempo di intervento;
- utilizzo di un ricevitore di liquido all'aspirazione del compressore per evitare l'aspirazione di liquido da parte del compressore nei transitori: di avviamento, dovuti alla variazione di carico dell'utenza, dovuti alla variazione di qualche parametro operativo della macchina a seguito di regolazione (inversione ciclo, variazione del numero di giri del compressore etc.). Inoltre tale sistema compenserà anche le variazioni di carica al variare delle condizioni operative e delle modalità di funzionamento e sarà fornito di un nastro scaldante per consentire la distillazione del refrigerante dall'olio e consentirà il ritorno dell'olio al compressore tramite un opportuno circuito e un sistema di valvole controllate elettronicamente;
- i ventilatori della batteria esterna saranno assiali con sistema di alimentazione fornito di taglio di fase in modo da regolare la portata volumetrica e conseguentemente i consumi di energia elettrica;
- l'unità di trattamento aria consentirà il ricircolo parziale dell'aria prelevata dal locale climatizzato e la conseguente regolazione tramite serrande servo-comandate;
- un insieme di resistenze elettriche garantirà la continuità del riscaldamento durante le fasi di sbrinamento del sistema;
- il circuito frigorifero sarà corredato da un opportuno sistema di valvole che consenta l'inversione del ciclo.

Stato dell'arte sulle tecniche di sbrinamento per pompe di calore ad aria e analisi dei parametri di maggiore influenza

Formazione della brina e sbrinamento

Quando una pompa di calore opera per riscaldare un determinato locale, si può determinare la formazione di brina sull'evaporatore esterno. Infatti, nel funzionamento invernale di una pompa di calore a compressione di vapore, lo scambiatore di calore posto all'esterno ha il ruolo di sottrarre calore all'ambiente esterno. In condizioni climatiche severe può capitare che esso abbia una temperatura superficiale al di sotto di quella di rugiada dell'aria umida, prelevata all'esterno, che impatta sullo stesso; in tal caso a contatto con la superficie dello scambiatore ci sarà formazione di condensa o di brina a seconda che la superficie dello scambiatore sia a temperatura maggiore o minore di zero gradi celsius, rispettivamente.

Tale brina continuerà a formarsi, accumulandosi; in tal modo si avrà un aumento delle perdite di carico lato aria fino al completo bloccaggio del passaggio dell'aria. Al tempo stesso, l'aumento della resistenza termica nello scambiatore di calore determina una riduzione della temperatura (pressione) di evaporazione, con una conseguente riduzione della potenza termica scambiata e un calo del coefficiente di prestazione. Tale situazione determina come detto un aggravio economico, oltre che un danno ambientale.

Di conseguenza, le superfici dell'evaporatore devono essere periodicamente sbrinate al fine di garantire uno scambio di calore efficiente. La manovra che attua la rimozione della brina dalla superficie dell'evaporatore viene detta sbrinamento.

Tecniche per lo sbrinamento

Esistono differenti metodi di sbrinamento la cui implementazione può variare a seconda delle dimensioni e delle specificità costruttive del singolo impianto. Di seguito vengono descritte alcune tecnologie maggiormente diffuse, descrivendo nel dettaglio solo quelle tecniche che possono essere implementate per il tipo di sistema preso in esame (pompa di calore reversibile, aria/aria).

Sbrinamento elettrico

Una delle tecniche è quella realizzata utilizzando dei nastri scaldanti alimentati elettricamente che dissipano calore. Queste resistenze possono essere disposte in vari modi rispetto alla superficie di scambio termico a seconda degli ingombri a disposizione e del rapporto superficie di scambio termico / volume occupato dagli scambiatori di calore. Altro elemento distintivo è la potenza termica per unità di lunghezza e, quindi, la temperatura massima di esercizio di tali resistenze elettriche.

Nel caso di scambiatori di calore molto compatti e poco profondi, si può realizzare un riscaldamento superficiale sulle superfici frontali dello scambiatore per irraggiamento utilizzando dei nastri scaldanti operanti ad alta temperatura, che non possono essere direttamente a contatto della superficie dello scambiatore di calore. In altre situazioni (scambiatori di calore più profondi) si preferisce distribuire resistenze elettriche a più bassa temperatura direttamente a contatto con la superficie dello scambiatore di calore: maggiore è la distribuzione di tali resistenze nel volume occupato dallo scambiatore di calore e maggiori sono sia l'efficienza (intesa come energia utilizzata per lo sbrinamento/energia elettrica consumata) e la rapidità del processo. Purtroppo, necessità costruttive e produttive non sempre consentono l'inserimento di molte resistenze elettriche all'interno dello scambiatore stesso; per cui esse rimangono distribuite per la maggior parte sulla superficie esterna del sistema richiedendo tempi lunghi per lo sbrinamento e causando basse efficienze di sbrinamento.

Le due situazioni descritte non sono le uniche che si possono realizzare con lo sbrinamento elettrico; altre configurazioni particolari possono essere riscontrate come modifiche delle due situazioni descritte.

Sbrinamento a gas caldo

Un'altra tecnica per realizzare lo sbrinamento è quella di riscaldare la superficie della batteria esterna della pompa di calore funzionante in modalità invernale direttamente con il refrigerante: il fluido caldo alla mandata del compressore può essere mandato direttamente alla batteria esterna. In particolare, qualora si abbia una pompa di calore reversibile si può realizzare l'inversione del ciclo termodinamico passando dalla modalità invernale a quella estiva, rendendo in tal modo la batteria esterna il condensatore del ciclo a compressione di vapore.

Uno schema di pompa di calore adibito allo sbrinamento con inversione è riportato in Figura 1 [1], in cui è possibile osservare la presenza di una valvola a quattro vie per realizzare l'inversione del ciclo termodinamico.

Durante il normale funzionamento in modalità invernale, il refrigerante attraversa l'accumulatore e poi il compressore per poi condensare nella serpentina interna fornendo calore all'ambiente da condizionare. Successivamente, il refrigerante espande nel tubo capillare e riceve calore dall'aria esterna. Durante lo sbrinamento, in modalità estiva, il fluido in uscita dal compressore condensa nella serpentina esterna, sciogliendo la brina sulle alette, per poi espandere nel capillare e successivamente riscaldarsi nella serpentina esterna, che fungerà da evaporatore.

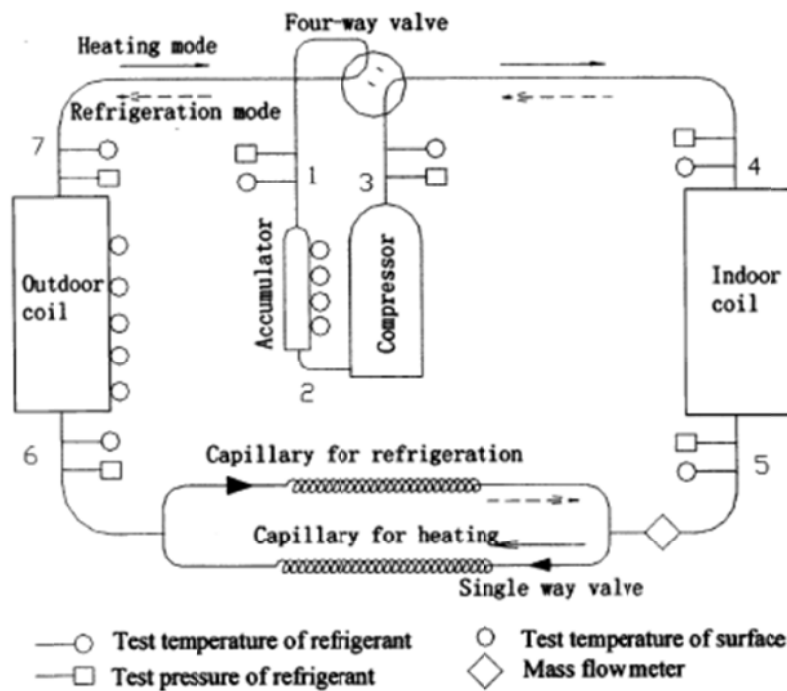


Figura 1. Schema di impianto di pompa di calore con possibilità di inversione del flusso di refrigerante [1]

Con questa tecnica, il gas refrigerante è inviato alla serpentina esterna ricoperta di brina al fine di garantire una elevata velocità di fusione della brina stessa; di conseguenza, la valvola di espansione sulla serpentina di condizionamento deve essere selezionata al fine di garantire un opportuno funzionamento anche alla bassa pressione risultante in testa al compressore. In aggiunta, quando la bassa pressione di testa non è sufficiente ad aprire la valvola come richiesto, un bypass con un orifizio e una valvola di shut-off posizionata in testa all'orifizio vengono aperti per un breve periodo durante il ciclo di sbrinamento.

Qualora la pompa di calore non fosse reversibile si potrebbe inviare il refrigerante alla mandata del compressore direttamente all'ingresso della batteria esterna, by-passando il condensatore (batteria interna) e l'organo di laminazione; in questa situazione la batteria esterna serve solo a dissipare il calore fornito dal compressore, e il compressore fa circolare il fluido rimontando le perdite di carico: per questa ragione tale sistema nel caso di piccole perdite di carico può determinare temperature alla mandata del compressore basse e quindi tempi di sbrinamento più lunghi del precedente. Questo inconveniente può essere in parte superato prevedendo l'inserimento di una perdita di carico concentrata lungo il ramo del circuito di by-pass.

Sbrinamento con acqua

Gli spray di acqua offrono un metodo semplice di sbrinamento di una serpentina esterna in luoghi dove sia disponibile una consistente fornitura di acqua chimicamente compatibile con le superfici della serpentina e a temperatura superiore a 10°C. Il vantaggio principale di tale tecnica di sbrinamento è rappresentato dalla veloce risposta operativa e dai bassi costi di installazione del sistema. Lo svantaggio è rappresentato dagli elevati costi operativi nel caso in cui si utilizzi acqua non di pozzo. Inoltre, la presenza di impurità può causare problemi operativi ed è stato osservato che alla fine del ciclo di sbrinamento vi è il repentino congelamento sulla serpentina dell'evaporatore dello strato di acqua residuo dello spray, comportando un aumento della velocità di formazione della brina e della frequenza di cicli di sbrinamento richiesti. Per questo tale tecnica viene utilizzata per impianti industriali e grandi magazzini frigoriferi in cui già sono presenti tubatura per la distribuzione dell'acqua e le maggiori disponibilità di spazio consentono l'utilizzo di batterie di tubi di grande diametro e un passo alette maggiore, favorendo il gocciolamento per gravità dell'acqua in tempi brevi.

Adsorbimento con sostanze liquide o solide

Un ulteriore metodo per ritardare la formazione di brina consiste nell'utilizzare sostanze adsorbenti per rimuovere l'umidità dall'aria prima che essa impatti sulla serpentina esterna. Analogamente, si può

utilizzare un adsorbente liquido con una bassa temperatura di congelamento, che allaghi la superficie della serpentina. Nel caso di adsorbenti solidi, si utilizza gel di silice, allumina attivata o materiali simili, mentre nel caso di adsorbenti liquidi si utilizza generalmente una soluzione di acqua con cloruro di litio, cloruro di calcio o bromuro di litio. La tensione di vapore di tale soluzione è ridotta a un livello compatibile con il controllo della sua concentrazione e temperatura.

Questa tecnica, insieme allo sbrinamento ad acqua, viene generalmente utilizzata nel caso di sistemi di refrigerazione operanti a bassa temperatura, sebbene risulti essere particolarmente indicata anche per pompe di calore su scala industriale. Non risulta essere, invece, adatta nel caso di applicazioni residenziali e commerciali, a causa degli elevati costi delle apparecchiature e dei costi operativi, nonché dei controlli automatici che vengono impiegati, che sono di difficile gestione.

Parametri e sistemi di controllo dello sbrinamento

Dal momento che lo sbrinamento rappresenta una perdita in termini energetici, è importante controllare il tempo e la durata del processo al fine di ottimizzare le prestazioni del sistema; per tale motivo, sono disponibili varie tecniche di controllo della frequenza e della durata dello sbrinamento che si basano sul controllo e regolazione di uno dei seguenti parametri:

- intervallo di funzionamento con superficie dell'evaporatore al di sotto di una fissata temperatura;
- differenza di temperatura;
- perdita di carico dell'aria all'evaporatore;
- pressione all'evaporatore.

Solo gli ultimi tre hanno un principio di funzionamento che si fonda sulla reale quantità di ghiaccio accumulata.

1. **Tempo/Temperatura:** Questa tecnica era molto diffusa per lo sbrinamento di pompe di calore in passato per ragioni di economicità; lo sbrinamento inizia a fissati intervalli di tempo ogni volta che l'evaporatore esterno è freddo abbastanza da generare la formazione di brina. Generalmente, il controllore di temperatura fa partire il contatore per l'inizio dello sbrinamento quando il sensore rileva una temperatura di -2°C con un timer generalmente settato per intervalli di 30, 45 o 90 minuti, a seconda dell'umidità dell'aria dell'ambiente esterno. Lo sbrinamento si interrompe se la temperatura ha raggiunto i 13°C o dopo 5 minuti per lo sbrinamento a gas caldo e 15 minuti per quello elettrico. Questo tipo di sistema richiede un'opportuna calibrazione, che viene tarata sulla condizione operativa più gravosa, determinando quindi una frequenza degli sbrinamenti maggiore di quella che realmente sarebbe necessaria.
2. **Differenza di temperatura:** Il principio di funzionamento di questi sistemi prevede la misura della differenza di temperatura tra la superficie dell'evaporatore e l'aria in ingresso allo scambiatore di calore: durante l'accumulo di ghiaccio tale differenza di temperatura aumenta a causa dell'aumento della resistenza allo scambio di calore. Queste due temperature sono misurate con sistemi a basso costo, mentre un controllore in grado di conservare la registrazione delle temperature su un arco di tempo significativo è necessario: infatti, la differenza di temperatura deve essere misurata su un intervallo di tempo significativo per evitare di incorrere in uno sbrinamento anticipato durante fluttuazione momentanee delle temperature (associate ad errori di lettura dei sensori, cambiamenti improvvisi del carico, etc.). Pertanto, controllori digitali sono attualmente necessari.
3. **Perdita di carico dell'aria all'evaporatore:** In questo caso, il controllore monitora la perdita di carico dell'aria all'evaporatore indotta dal moto del fluido, dal momento che con la formazione di brina e l'aumento dello spessore di ghiaccio tale perdita di carico aumenta, fino ad un valore di soglia oltre il quale si attiva il ciclo di sbrinamento. Con questo tipo di controllo spesso si osserva che lo sbrinamento non inizia al momento opportuno, soprattutto a causa della sensibilità del processo alle condizioni fluidodinamiche dell'aria che arriva alla ventola.

4. Pressione all'evaporatore: Questo sistema prevede un controllore di pressione all'evaporatore che assicura che, prima che lo sbrinamento inizi, la temperatura di evaporazione sia al di sotto di un valore prefissato (ad esempio -1°C). Un secondo rilevatore di pressione induce l'avvio dello sbrinamento quando la temperatura di condensazione scende al di sotto di un valore prestabilito, mentre un terzo sensore di pressione chiude il ventilatore del circuito di riscaldamento quando la pressione di condensazione scende in maniera considerevole a causa dello sbrinamento.

Studi recenti sull'ottimizzazione dello sbrinamento per pompe di calore

Gli attuali studi sullo sbrinamento di pompe di calore ad aria, sia di tipo sperimentale che di modellazione, sono volti all'ottimizzazione sia della tecnica di sbrinamento che della configurazione di impianto (tipologia di scambiatori di calore, organo di laminazione, compressore), con particolare attenzione alle tecniche di controllo utilizzate per avviare e/o terminare il ciclo di sbrinamento.

Una delle tecniche più analizzate in letteratura è lo sbrinamento con gas caldo; nonostante una tecnica più diffusa a livello commerciale sia quella con resistenza elettrica, lo sbrinamento con gas caldo, ossia con inversione del ciclo del refrigerante, risulta essere molto promettente nel caso di pompe di calore a CO_2 , grazie alle sue elevate pressioni di saturazione che riducono i tempi di sbrinamento. Nel caso di resistenze elettriche, infatti, il calore che esse forniscono per sciogliere la brina viene fornito con bassi valori di potenza elettrica, perché vi è una elevata perdita di calore verso l'esterno percentualmente tanto maggiore quanto maggiore è la temperatura di esercizio.

Per questo motivo, la ricerca degli ultimi anni si è focalizzata sullo sbrinamento con gas caldo; numerosi lavori di modellazione di pompe di calore hanno consentito di analizzare le prestazioni delle pompe di calore ad aria, in particolare in fase di avvio e spegnimento del ciclo di sbrinamento [1-7].

Ziu et al [1] hanno effettuato la modellazione di una pompa di calore ad aria in cui la laminazione viene effettuata tramite tubo capillare, riuscendo a modellare anche le prestazioni durante il ciclo inverso corrispondente allo sbrinamento, trovando un buon accordo con i dati sperimentali. Quando la valvola a quattro vie, generalmente utilizzata per invertire il ciclo della pompa, si attiva, si osserva una apparente eguaglianza delle pressioni sulle linee di aspirazione e mandata (la pressione di scarico diminuisce e quella di aspirazione aumenta a causa dell'inversione). All'inizio della fase di sbrinamento la serpentina interna contiene vapore a bassa pressione e il compressore risulta essere temporaneamente in carenza di refrigerante e abbassa la pressione di aspirazione, facendo diminuire la portata di refrigerante al capillare e la potenza della pompa. Dopo questa fase (che dura circa 20 s) inizia la fusione dello strato di brina e la temperatura del refrigerante liquido che lascia la serpentina esterna rimane a 0°C ; corrispondentemente si osserva un aumento della pressione di mandata e di potenza al compressore, con un aumento della differenza di pressione al capillare. Una volta che si è sciolto lo strato di brina, la temperatura del refrigerante inizia ad aumentare, fino a portarsi a 30°C che inducono la fine della fase di sbrinamento.

Per quel che riguarda le grandezze che influenzano le prestazioni di una pompa di calore, sicuramente particolare attenzione viene data alla progettazione degli scambiatori di calore, al fine di garantire un buon funzionamento anche durante la fase di sbrinamento. Oltre all'analisi delle prestazioni nel caso delle comuni batterie alettate [8-11], diversi autori hanno riportato buoni risultati nel caso di scambiatori di calore a microcanali [12-15], con un lavoro di confronto molto interessante proposto da Shao et al [15]. Le performance del sistema, intese sia come capacità termica della pompa che COP, sono fortemente influenzate da alcuni parametri di design (velocità della ventola e densità delle alette) ed in particolare gli autori hanno osservato che la pompa con scambiatori a microcanali ha una fase di sbrinamento più veloce rispetto al caso in cui si utilizzi una batteria alettata, sebbene la distribuzione della brina non sia uniforme, a causa della distribuzione non uniforme di refrigerante all'interno dei microcanali. Una corretta distribuzione del refrigerante all'interno dei canali, ottenuta grazie ad una corretta progettazione del manifold di distribuzione, risulta essere un fattore chiave nell'ottimizzazione di questo tipo di sistemi, associato anche alla scelta della velocità ottimale della ventola e della densità delle alette. Nel caso in cui ci sia una maldistribuzione del fluido, si è osservato che la densità delle alette non influenza le prestazioni del sistema in fase di sbrinamento, che ovviamente sono inferiori sia rispetto al caso in cui si utilizzino batterie alettate che rispetto al caso in cui si utilizzino scambiatori a microcanali con un buon sistema di distribuzione del fluido.

Per quel che riguarda studi sperimentali su pompe di calore ad aria per uso residenziale, è stato osservato che vi sono numerosi fattori che possono influenzare le caratteristiche dinamiche dello sbrinamento con

gas caldo. O'Neal et al [16-19] hanno individuato i principali fattori progettuali che influenzano le prestazioni dello sbrinamento, quali il diametro dell'orifizio, il tipo di compressore, l'utilizzo di un accumulatore sulla linea di aspirazione, il passo tra le alette.

Huang et al [20] hanno analizzato l'effetto della ventola dell'evaporatore ha sulle prestazioni del ciclo di sbrinamento con gas caldo, nel caso di pompa di calore su larga scala (50 kW). In particolare, gli autori hanno osservato che l'attivazione della ventola prima che termini il ciclo di sbrinamento consente di ridurre il picco di pressione alla mandata del compressore alla fine del ciclo, evitando lo spegnimento del sistema per valori del picco troppo vicini al limite massimo imposto dalla sicurezza.

Un altro metodo per stabilizzare più velocemente la pressione di aspirazione e mandata all'atto dell'inversione del ciclo per lo sbrinamento è stato proposto da Zhiyi et al [21], che hanno investigato l'effetto dell'introduzione di un compensatore nel caso di pompa di calore da 25 kW. Il compensatore viene posizionato tra la valvola a quattro vie e la serpentina esterna, come riportato in Figura 2; quando la pompa opera in "refrigeration mode", il refrigerante surriscaldato in uscita dal compressore (1), tramite la valvola a quattro vie (4), passa attraverso il compensatore (5) per poi andare alla serpentina esterna (6), ossia il condensatore in questo caso, dove il refrigerante trasferisce calore all'aria esterna diventando liquido saturo o sotto raffreddato. Passando attraverso la one-way valve (10), esso attraversa il filtro (8), la valvola di laminazione (valvola di espansione termostatica (13) con bulbo (16)), in cui espande e vaporizza parzialmente, e poi, passando per la one-way valve (12), viene inviato all'evaporatore interno (14) e ad un ulteriore filtro (15) per poi tornare al compressore. Il compressore è dotato di due manometri (2) e (3) per la lettura della pressione, mentre (17) rappresenta la valvola per la carica di refrigerante e (7) il distributore del liquido.

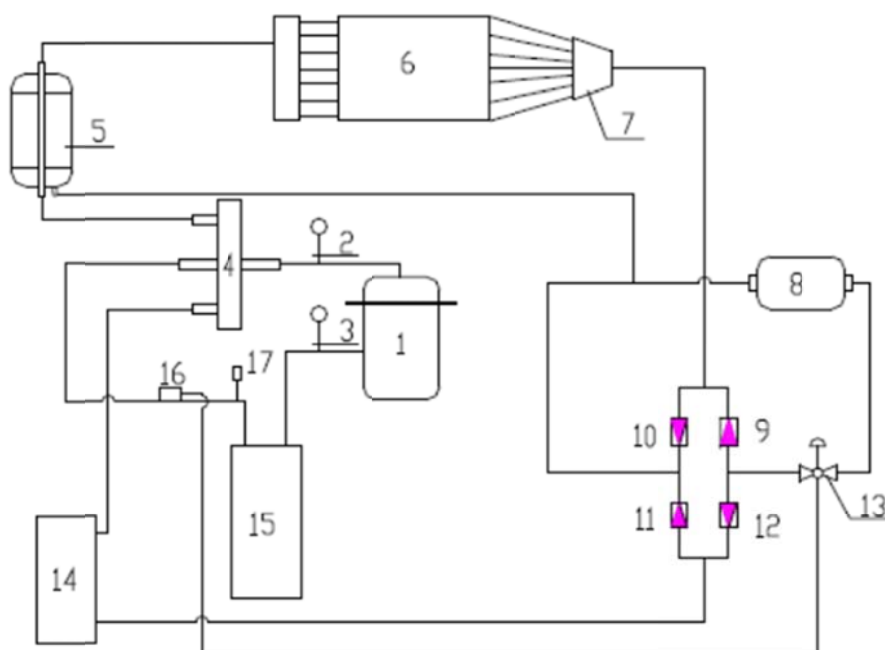


Figura 2. Schema di pompa di calore con compensatore di carica e possibilità di inversione del flusso di refrigerante

Nel caso in cui il sistema operi in "heating mode", ossia come pompa di calore, quello che succede è che il gas uscente dal compressore (1) attraversa la valvola a quattro vie (4) e viene inviato al condensatore interno (14) in cui cede calore all'ambiente riscaldandolo. In uscita dal condensatore, il refrigerante passa per la one-way valve (11) incontra il filtro (8) e poi espande nella valvola di laminazione (13). A questo punto, passando per la one-way valve (9), il refrigerante parzialmente vaporizzato è inviato alla batteria esterna (6) che funge da evaporatore, per poi passare nel compensatore di carica (5) e essere inviato nuovamente al compressore dopo aver incontrato la valvola a 4 vie e il filtro (15). Gli autori hanno osservato che, rispetto al sistema convenzionale, lo sbrinamento è più completo e veloce, concludendo che il compensatore risulta essere un componente chiave nella progettazione di una pompa di calore che operi in maniera efficiente anche durante la fase di sbrinamento.

Sulla stessa linea, Liang et al [22] propongono un nuovo metodo di sbrinamento, sbrinamento a calore sensibile, che evita l'utilizzo della valvola a quattro vie, che rappresenta uno dei principali problemi dello sbrinamento a ciclo inverso. Lo sbrinamento prevede l'inserimento di un circuito di una valvola a solenoide che chiude il circuito principale e fa sì che il refrigerante caldo che esce dal compressore espanda nella valvola e vada poi alla serpentina esterna per far sciogliere la brina, mantenendosi allo stato gassoso. Per fare ciò, bisogna controllare la pressione nella serpentina esterna, regolando il flusso di refrigerante tramite l'organo di laminazione, che in tal caso risulta essere una valvola ad espansione elettronica. Di conseguenza, il lavoro mira all'ottimizzazione del controllo della pressione all'evaporatore durante il ciclo di sbrinamento, al fine di garantire il corretto funzionamento del sistema e di minimizzare il lavoro al compressore, che ovviamente rappresenta la perdita energetica durante lo sbrinamento. In particolare quello che succede durante il ciclo di sbrinamento è riportato in Figura 3, in cui si riporta il piano pressione – entalpia del ciclo di sbrinamento a calore sensibile ideale: il refrigerante viene compresso (trasformazione 1-2) e, bypassando il condensatore grazie alla valvola a solenoide, viene fatto espandere come gas caldo nella valvola di laminazione (trasformazione 2-3); a questo punto viene inviato all'evaporatore nel quale si raffredda sciogliendo la brina (trasformazione 3-1); ovviamente la pressione deve essere controllata al fine di garantire che il refrigerante si mantenga allo stato vapore evitando così la rottura del compressore.

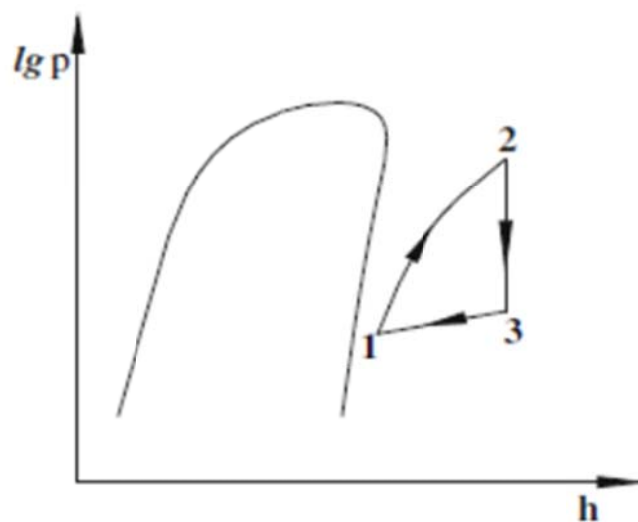


Figura 3. Piano p-h con ciclo di sbrinamento a calore sensibile

In una serie di lavori effettuati da Byrne et al [23-26], vengono investigate le performance di una pompa di calore da 6.5 kW adibita alla fornitura simultanea di caldo/freddo per funzionamento sia nel periodo invernale che estivo in cui è presente un evaporatore per il riscaldamento del fluido. Lo schema di impianto è riportato in Figura 4. La pompa produce acqua calda e acqua fredda attraverso scambiatori a piatti e un evaporatore ad aria funziona o come condensatore in "cooling mode" o come evaporatore in "heating mode", utilizzando due circuiti di refrigeranti separati ed alternati. Dopo il condensatore ad acqua è posto uno scambiatore a piatti (subcooler) per il recupero dell'energia termica del refrigerante nel bacino di acqua fredda (cold water tank). questa quantità di energia stockata nel breve termine viene utilizzata per condurre l'evaporazione di una sorgente di acqua durante il funzionamento nel periodo invernale. La pompa può lavorare in tre modalità:

- modalità simultanea: viene prodotta sia acqua calda che acqua fredda utilizzando il condensatore ad acqua e l'evaporatore ad acqua (valvole Evr1 e Evr3 aperte)
- "heating mode": viene prodotta acqua calda utilizzando il condensatore ad acqua, l'evaporatore ad aria (valvole Evr2 e Evr3 aperte) e utilizzando anche il subcooler per stockare energia nel cold water tank.
- "cooling mode": viene prodotta acqua fredda utilizzando l'evaporatore ad acqua e il condensatore ad aria (valvole Evr1 e Evr4 aperte).

Durante l'inverno la pompa opera in "heating mode" con le alette dell'evaporatore soggette alla formazione di brina; prima che lo spessore della brina diventi critico, la temperatura nel serbatoio sale a 15°C e il controllore del sistema attiva la modalità simultanea. In tale modalità, la serpentina ad aria è

inattiva e viene sbrinata in automatico dal termosifone a due fasi formato tra i due evaporatori. l'evaporazione viene condotta utilizzando la fonte di acqua ad una temperatura più alta dell'aria esterna. All'interno della serpentina ad aria, la superficie più interna dei tubi è ad una temperatura bassa a causa dello strato di brina che si è formato sulle alette durante l'"heating mode" e il refrigerante in fase vapore che tocca la superficie a bassa temperatura condensa e scende all'evaporatore ad acqua per gravità, con l'energia di condensazione che viene trasferita allo strato di brina che inizia a sciogliersi. Con questa tipologia di sbrinamento, il vantaggio è che non viene interrotta la produzione di calore, con lo spessore di brina che può essere così minimizzato e i coefficienti medi di scambio termico all'evaporatore ad aria vengono massimizzati. L'efficienza media della pompa in condizioni in cui si ha la formazione di brina è maggiore rispetto alle pompe di calore ad aria standard che utilizzano lo sbrinamento a ciclo inverso.

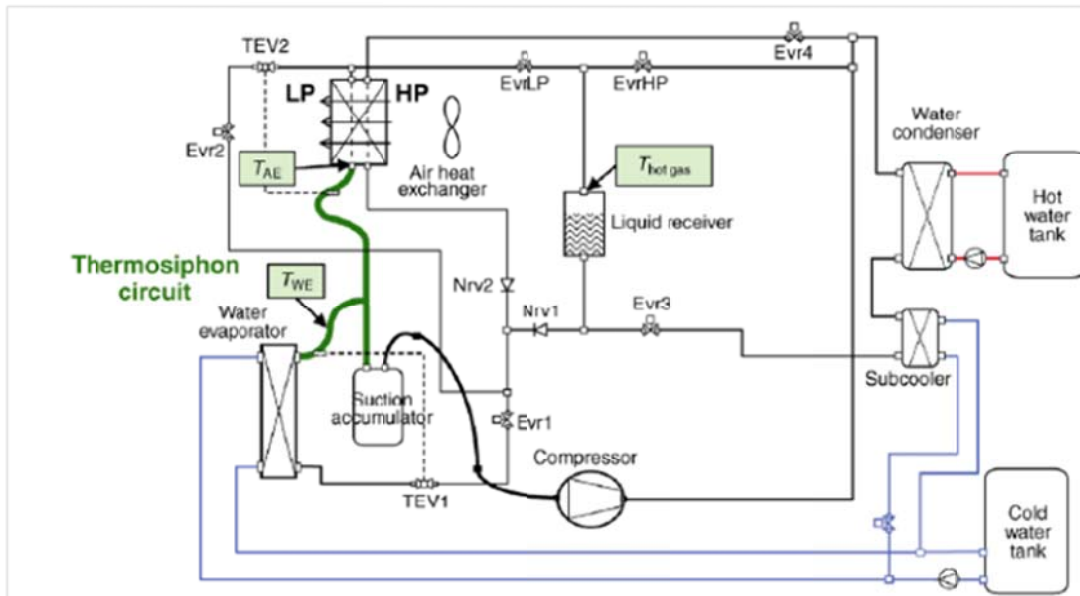


Figura 4. Schema della pompa di calore [26]

Come si evince dall'analisi riportata, il problema dell'ottimizzazione del ciclo di sbrinamento si associa strettamente a quello del controllo dello sbrinamento stesso, in termini di durata del ciclo e frequenza di attivazione. Vi sono perciò lavori recenti sul controllo e sulle performance delle pompe di calore, in termini di capacità termica e di COP, al variare della durata e della frequenza dello sbrinamento. Wang et al [27] riportano le prestazioni di una pompa di calore da 28 kW nel caso in cui si verificano due fenomeni di "mal-defrost", dovuti al fatto che il controllo simultaneo dei parametri che possono influenzare la formazione di brina sono difficili da controllare in maniera simultanea. In particolare, le grandezze che gli autori identificano come primarie per il controllo della formazione di brina sono la temperatura dell'aria, l'umidità relativa, la velocità, la frazione di impurezze, la temperatura e la bagnabilità della superficie dello scambiatore investito. Per mal-defrost si intende uno sbrinamento effettuato troppo tempo dopo la formazione di uno strato di brina critico per l'evaporatore oppure uno sbrinamento effettuato quando non necessario. Il primo caso di mal-defrost si verifica in regioni a clima moderato e umido, in cui la brina si forma facilmente e cresce velocemente, mentre il secondo si osserva in regioni a clima freddo e secco. In entrambi i casi, quello che si osserva è un abbassamento della capacità termica della pompa, un aumento della potenza al compressore e un'operazione in cui non è garantito un corretto condizionamento dell'ambiente in cui è installata la pompa. Dall'analisi effettuata da Wang et al si osserva che, nonostante le strategie di controllo possano essere multiple, l'unica effettivamente valida è quella che si basa sul controllo del parametro diretto, ossia lo spessore di brina che si forma all'evaporatore, per cui la tecnica di rilevamento di tale grandezza risulta essere un punto chiave per risolvere il problema del mal-defrost. Diversamente, gli autori hanno osservato una diminuzione di oltre il 17% del COP e del 29% della capacità termica quando si verifica il primo tipo di mal-defrost, mentre una forte oscillazione del COP e una diminuzione del 4.2% della capacità termica sono riportati nel secondo caso di mal-defrost.

Qu et al [28] analizzano due strategie di controllo della valvola di espansione elettronica per una pompa di calore da 6.5 kW in cui lo sbrinamento è effettuato con ciclo inverso del refrigerante, mostrando come un

controllore DS che regola il surriscaldamento del refrigerante, rispetto ad una operazione a valvola completamente aperta, consenta di aumentare l'efficienza di sbrinamento, dal momento che durante la fase finale dello sbrinamento il controllore consente di ridurre la portata di refrigerante, generando una potenza termica inferiore e, di conseguenza, garantendo una perdita di calore inferiore.

Schema di impianto

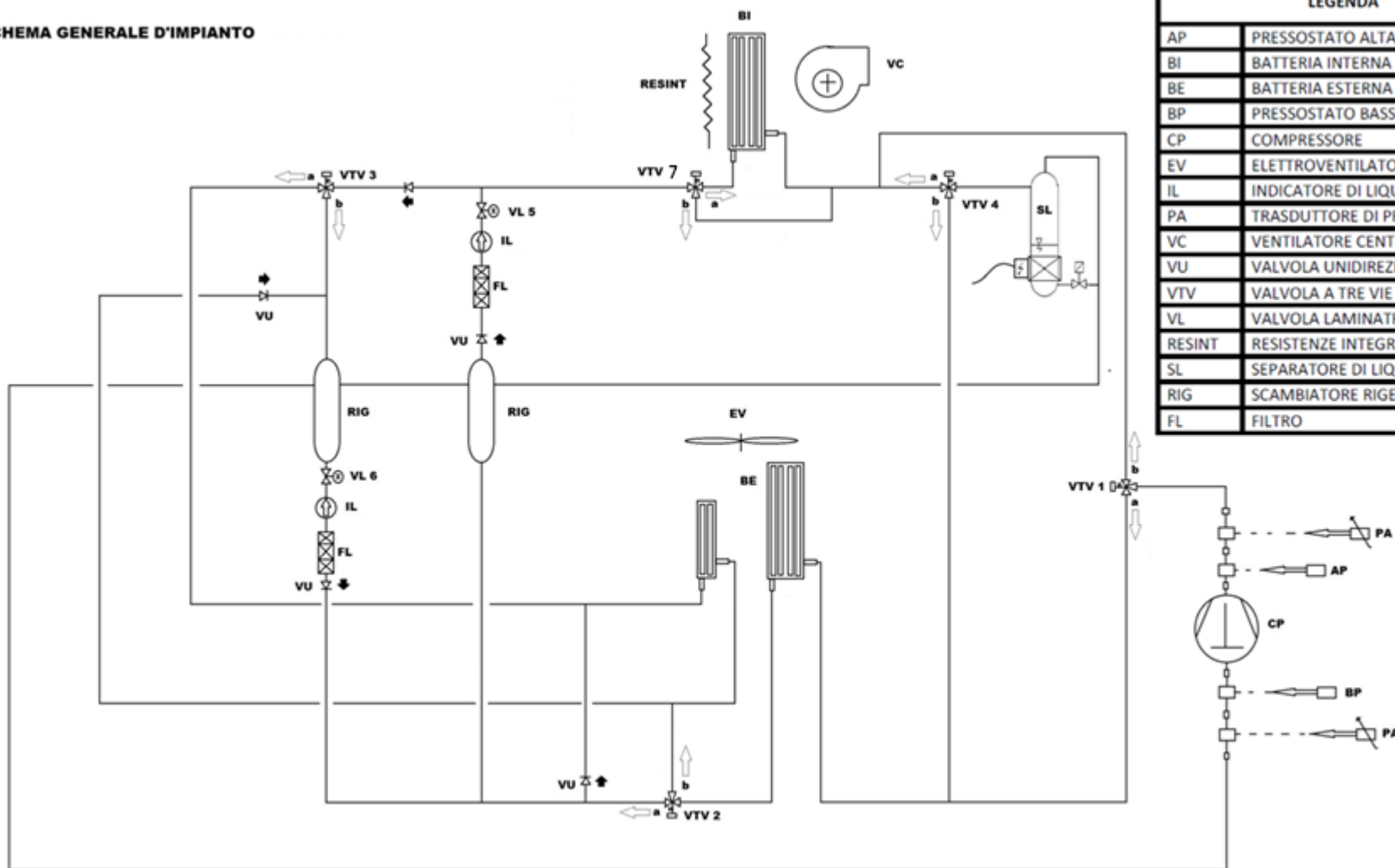
Al fine di soddisfare tutti questi requisiti, è stato sviluppato lo schema di impianto riportato in Figura 5, a cui si associa la Tabella 1 con le configurazioni delle valvole in base alle varie modalità di funzionamento del sistema.

Dalla figura è possibile osservare la presenza di due circuiti in parallelo rispetto al refrigerante e in serie rispetto all'aria per le batterie esterne, nonché la presenza di due rigeneratori per garantire il loro utilizzo indipendentemente dall'inversione del ciclo.

MODALITA' DI FUNZIONAMENTO							
	1	2	3	4	5	6	7
ESTATE	a	a	/	a	/	/	a
INVERNO CLASSICO	b	a	b	b	/	/	a
INVERNO 2 EVAP. IN SERIE	b	b	b	b	/	/	a
INVERNO CON 2 RIGENERATIVI	b	a	a	b	/	/	a
DEFROSTING CLASSICO	b	a	b	b	100%	/	b
DEFROSTING CON 2 RIGENERATIVI	b	a	a	b	100%	/	b
DEFROSTING INVERSO	a	b	/	a	100%	100%	b
DEFROSTING INVERSO 2	a	a	/	a	100%	/	b

Tabella 1. Modalità di funzionamento del roof-top con configurazione delle valvole di impianto

SCHEMA GENERALE D'IMPIANTO



LEGENDA	
AP	PRESSOSTATO ALTA PRESSIONE
BI	BATTERIA INTERNA
BE	BATTERIA ESTERNA
BP	PRESSOSTATO BASSA PRESSIONE
CP	COMPRESSORE
EV	ELETTOVENTILATORE
IL	INDICATORE DI LIQUIDO E UMIDITA'
PA	TRASDUTTORE DI PRESSIONE
VC	VENTILATORE CENTRIFUGO
VU	VALVOLA UNIDIREZIONALE
VTV	VALVOLA A TRE VIE
VL	VALVOLA LAMINATRICE
RESINT	RESISTENZE INTEGRATIVE
SL	SEPARATORE DI LIQUIDO
RIG	SCAMBIATORE RIGENERATIVO
FL	FILTRO

Figura 5. Schema di impianto

Dettaglio tecnico dei componenti dell'impianto

Compressore: Il compressore dell'impianto è stato fornito dalla DORIN, serie 300 modello CD1300H (Figura 6); esso è di tipo semi-ermetico a due cilindri e le sue caratteristiche tecniche principali da catalogo sono riportate in Tabella 2.

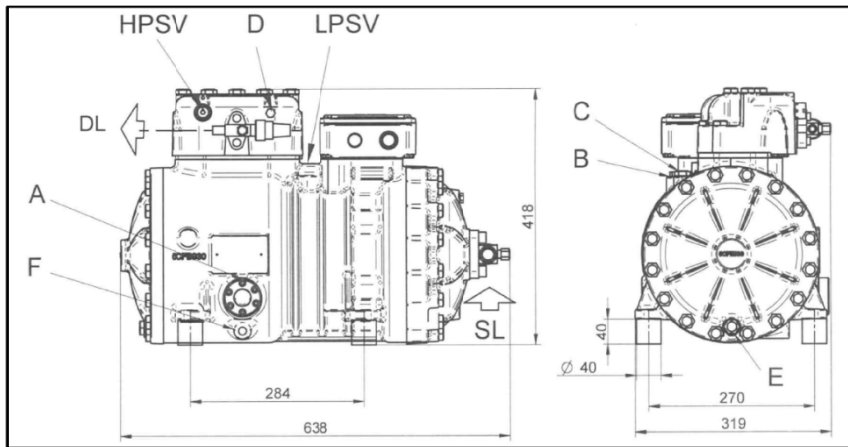


Figura 6. Compressore semi-aperto DORIN modello CD 1300 H

SPECIFICHE TECNICHE COMPRESSORE	
Cilindri	2
Volume spostato [m ³ /h] @ 50 Hz	8.92
RPM @ 50 Hz	1450
Peso [kg]	148
Carica Olio [kg]	2.5

Tabella 2. Dettagli tecnici compressore

Batteria interna: Scambiatore a tubi, alettato realizzato ad hoc dalla LU-VE, codice prodotto LPN32/ED/32T3R1000A/CuAl/12V01 (Figura 7). I tubi sono realizzati in rame, così come i distributori e i connettori, mentre le alette sono in alluminio. La progettazione è stata ottimizzata per il funzionamento della batteria anche a seguito dell'inversione del ciclo e in funzionamento 'allagato' in alcune condizioni operative. I dettagli tecnici dello scambiatore sono riportati in Tabella 3.

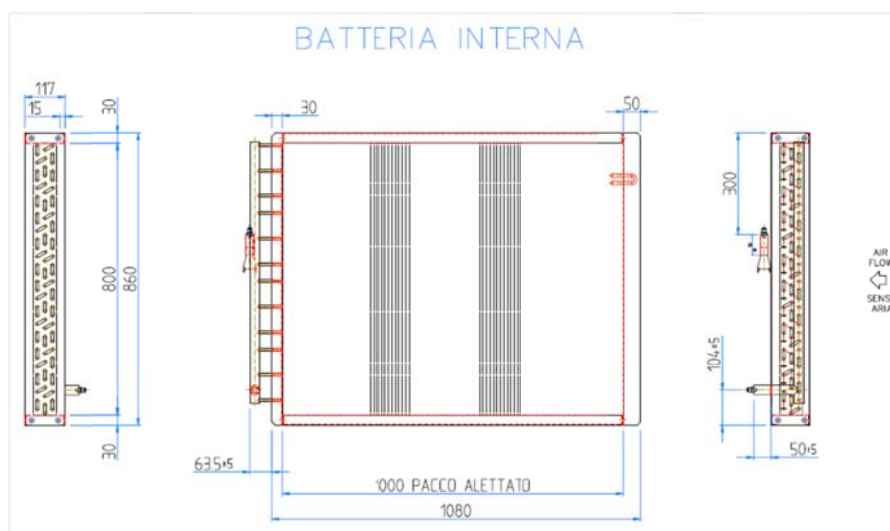


Figura 7. Batteria Interna

SPECIFICHE TECNICHE BATTERIA INTERNA	
Ingombro totale [mm ³]	1000x800x65
Ingombro superficie alettata [mm ³]	1000x800x65
Peso Batteria [Kg]	24.6
Superficie esterna [m ²]	31.4
Volume interno [lt]	3.97
Rapporto superficie esterna/interna	15.9
Diametro interno tubi [mm]	6.52
spessore tubi [mm]	1.00
Passo tra le alette [mm]	3.20
spessore alette [mm]	0.13
passo tra i tubi [mm]	25.0
passo tra i ranghi [mm]	21.6
Perdita di carico [Pa]	24

Tabella 3. Dettagli tecnici batteria interna

Batteria esterna: Scambiatore a tubi e lamelle realizzato dalla LU-VE, modello LPN32/GC/54T6R1400A/CuAl/12V01 (Figura 8). Valgono considerazioni simili alla precedente. I dettagli tecnici dello scambiatore sono riportati in Tabella 4.

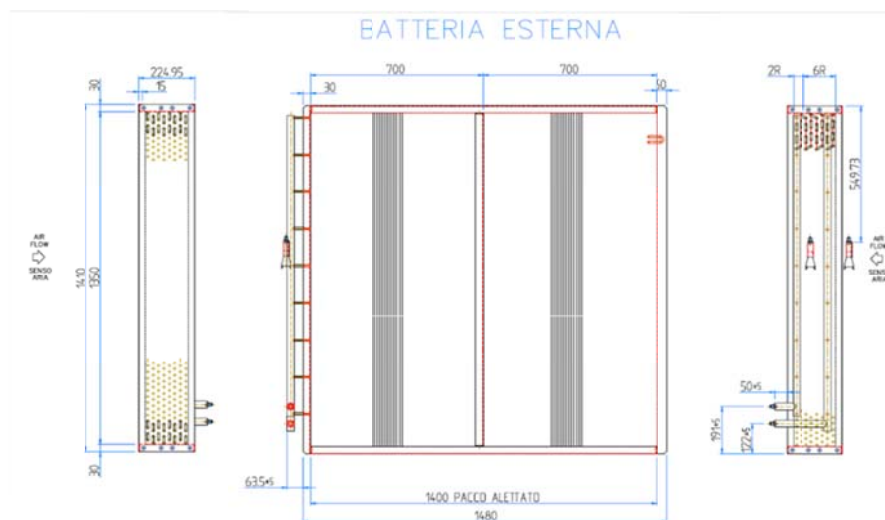


Figura 8. Batteria Esterna

SPECIFICHE TECNICHE BATTERIA ESTERNA	
Ingombro totale [mm ³]	1400x1350x130
Ingombro superficie alettata [mm ³]	1400x1350x130
Peso Batteria [Kg]	117.
Superficie esterna [m ²]	148
Volume interno [lt]	16.7
Rapporto superficie esterna/interna	16.0
Diametro interno tubi [mm]	6.5
spessore tubi [mm]	1.00
Passo tra le alette [mm]	3.20
spessore alette [mm]	0.13
passo tra i tubi [mm]	25.0
passo tra i ranghi [mm]	21.6
Perdita di carico [Pa]	20

Tabella 4. Dettagli tecnici batteria esterna

Scambiatore rigenerativo : Scambiatore realizzato da ENEX, a correnti parallele, multi-tubo lato alta pressione (Figura 9). Progettato in maniera tale da garantire una efficienza intorno al 50% nelle condizioni nominali.

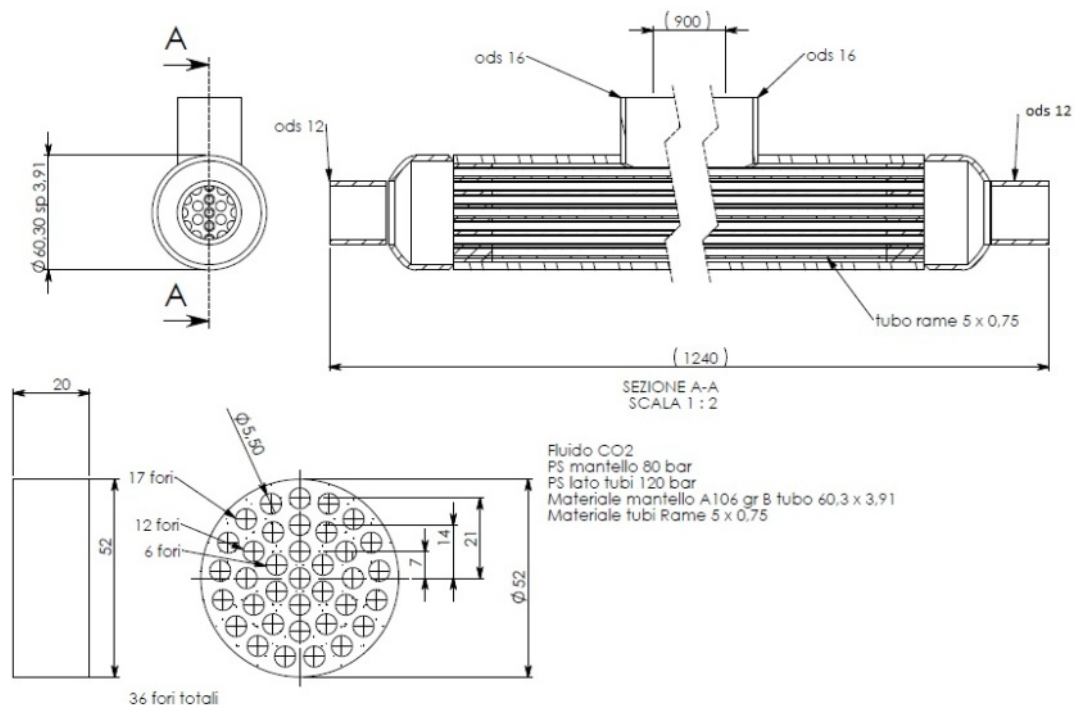


Figura 9. Scambiatore Rigenerativo

Ventilatori assiali per la batteria esterna: Il ventilatore della batteria esterna è il modello A4E450-AO09-01 della EBMPAPST le cui specifiche sono riportate in Figura 10 e Tabella 5.

SPECIFICHE TECNICHE VENTILATORE		
Phase	1~	1~
Voltaggio nominale [VAC]	230	230
Frequenza [Hz]	50	60
Definizione del tipo di dati	A carico max.	A carico max.
Standard	CE	CE
Velocità [1/min]	1310	1390
Potenza in ingresso [W]	490	650
Assorbimento elettrico [A]	2.36	2.96
Motor capacitor [μ F]	10	10
Capacitor voltage [VDB]	400	400
Max. back pressure [Pa]	125	115
Min. T amb. [°C]	-40	-40
Max. T amb. [°C]	65	55

Tabella 5. Caratteristiche tecniche del ventilatore della batteria esterna

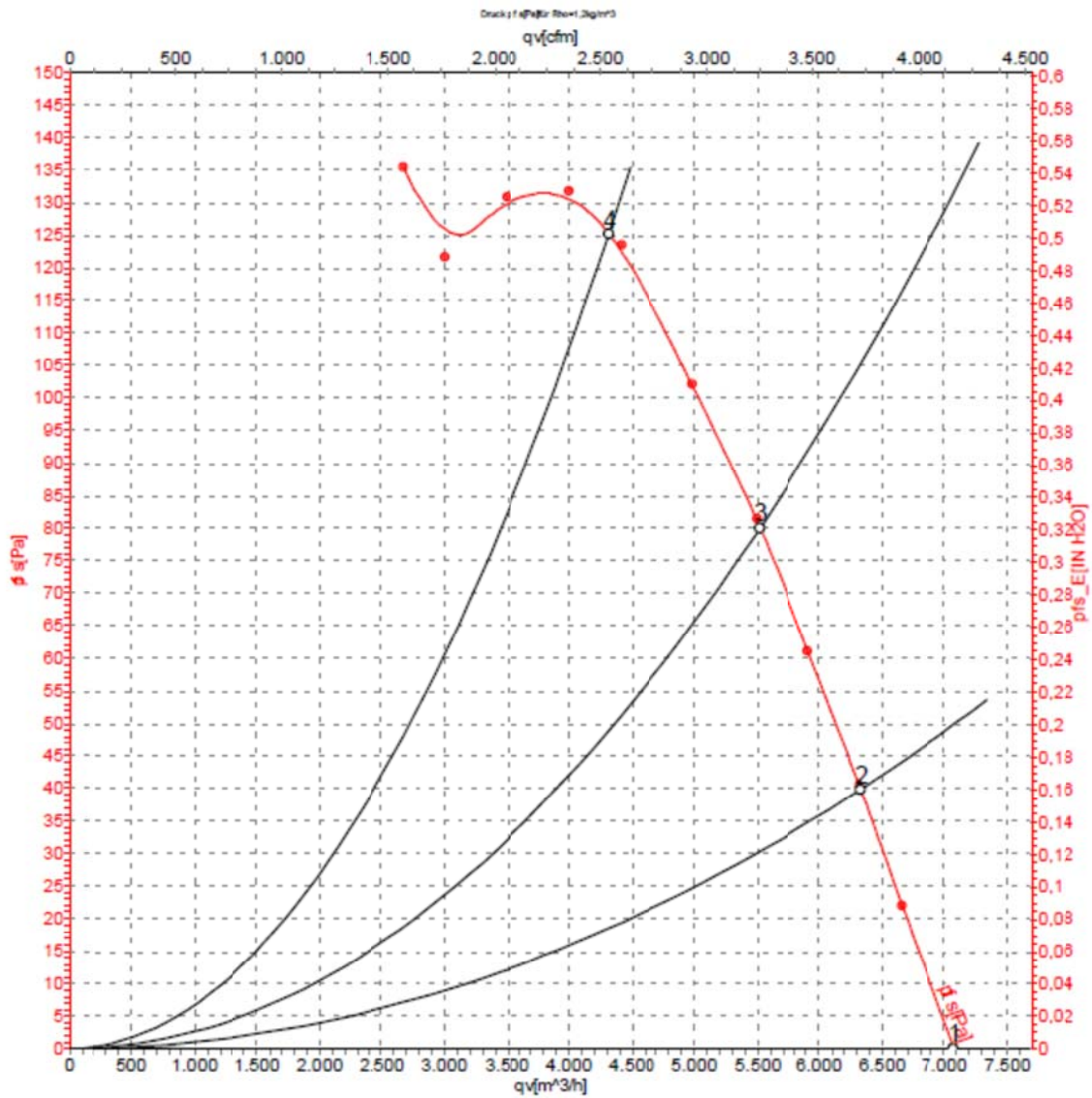


Figura 10. Curva caratteristica di funzionamento del ventilatore

La valvola di laminazione: è del tipo CCMT della DANFOSS la cui curva caratteristica di funzionamento è riportata in figura 11 e consente l'ottimizzazione della pressione al gas cooler in funzione della temperatura di uscita dal gas cooler stesso.

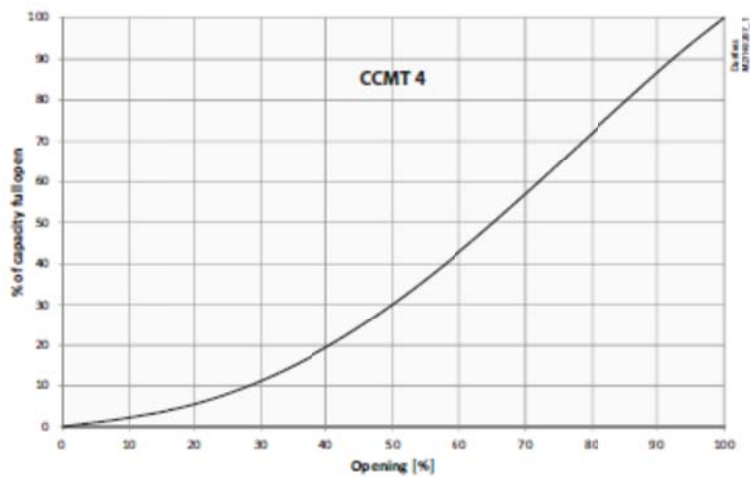


Figura 11. Curva caratteristica di funzionamento della valvola di laminazione

Il ricevitore di liquido: ha un volume di 15 dm³ e i dettagli costruttivi sono riportati in Figura 12.

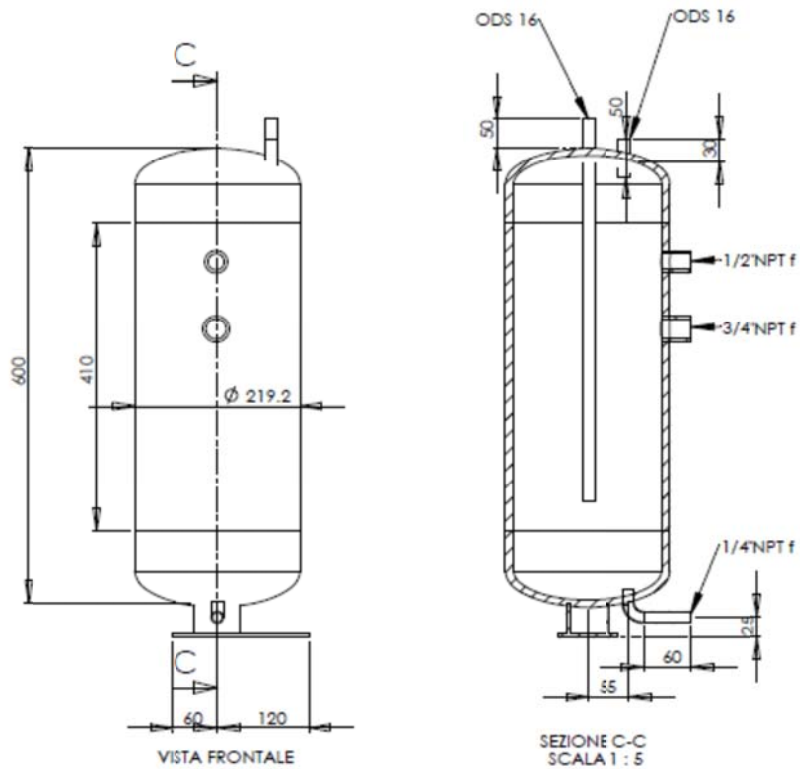


Figura 12. Ricevitore di liquido

La componentistica riportata precedentemente è la soluzione progettuale scelta a seguito di una procedura progettuale iterativa che ha previsto diverse fasi per la determinazione degli scambiatori di calore; in particolare per la progettazione dei distributori e della circuitazione.

Modellazione fisica

Tale soluzione progettuale è stata verificata considerando il matching di tutti i componenti in differenti condizioni operative tramite un modello fisico di simulazione sviluppato ad hoc, cogliendone le principali peculiarità: ciclo termodinamico transcritico a CO₂, batterie principali per lo scambio termico ad aria forzata, necessità di tener conto della de-umidificazione nel funzionamento estivo, controllo della pressione massima del ciclo in funzione dell'ottimizzazione vincolata del COP fino ad una pressione massima di 100 bar, presenza di scambiatori rigenerativi e inversione del ciclo.

Il testo del codice di calcolo utilizzato è riportato nell'appendice (il calcolo delle proprietà è effettuato tramite la libreria Refprop.dll associata al software di calcolo Refprop versione 8.0 realizzato dal National Institute of Standards (NIST) – USA).

Il codice creato richiede come input gli stessi richiesti dal normale funzionamento di un sistema ROOF-TOP: temperatura dell'aria interna (T_{IN}) ed esterna (T_{EXT}), rispettive umidità specifiche (ω_{IN} ed ω_{EXT}) e portate volumetriche.

A titolo esemplificativo in figura 13 si riportano alcuni output in funzione della temperatura di evaporazione e della temperatura di uscita dal gas cooler.

Di seguito si riassume l'algoritmo seguito. Assegnate le condizioni al contorno sull'aria (T_{IN} , T_{EXT} , ω_{IN} , ω_{EXT}) e le portate volumetriche, nota la geometria di tutti i componenti e il numero di giri del compressore, l'algoritmo calcola in un dominio di valori della coppia T_{EV} e di T_{GC_OUT} i corrispondenti valori della potenza termica fornita dalle batterie (P_{EV} e P_{GC}). Conseguentemente, per le condizioni al contorno agli scambiatori di calore finora note, il codice di calcolo determina la temperatura dell'aria in ingresso agli scambiatori di calore affinché la potenza termica calcolata con l'equazione dello scambio termico coincida con quella calcolata con il bilancio di prima legge.

Per fare ciò, l'algoritmo, ha determinato per ciascuna batteria, il luogo di punti in verde riportato in figura 14a) per la batteria interna e in figura 14b) per la batteria esterna. In questo luogo di punti esisterà al limite una linea di punti che corrispondono alle condizioni al contorno fissate in termini di temperatura dell'aria in ingresso (piani arancione in figura 14a) e 14b).

Dall'intersezione della proiezione delle due curve sul piano T_{EV} e T_{GC_OUT} (Figura 14c) si ricavano le due temperature soluzione (T_{EV}^* e $T_{GC_OUT}^*$) per il punto di funzionamento considerato (cerchiato in rosso in figura c).

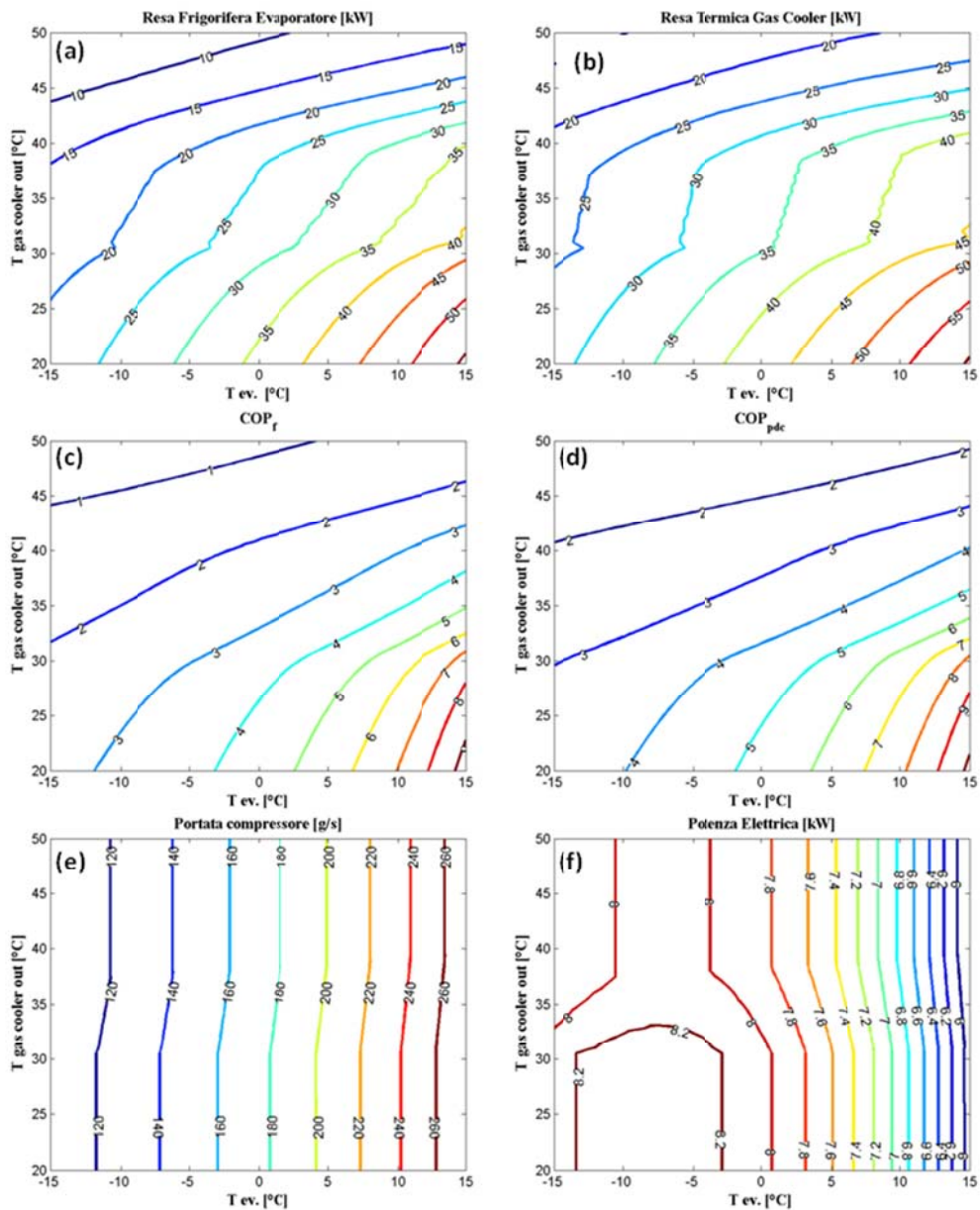


Figura 13. curve di isolivello in funzione della temperatura di evaporazione, T_{ev} , e della temperatura di uscita dal gas cooler, $T_{gas\ cooler\ out}$, delle seguenti grandezze: resa frigorifera evaporatore (a), resa termica gas cooler (b), COP in modalità di funzionamento estivo COP_f (c), COP in modalità di funzionamento invernale COP_{pdC} (d), portata massica del compressore (e), potenza elettrica al compressore (f)

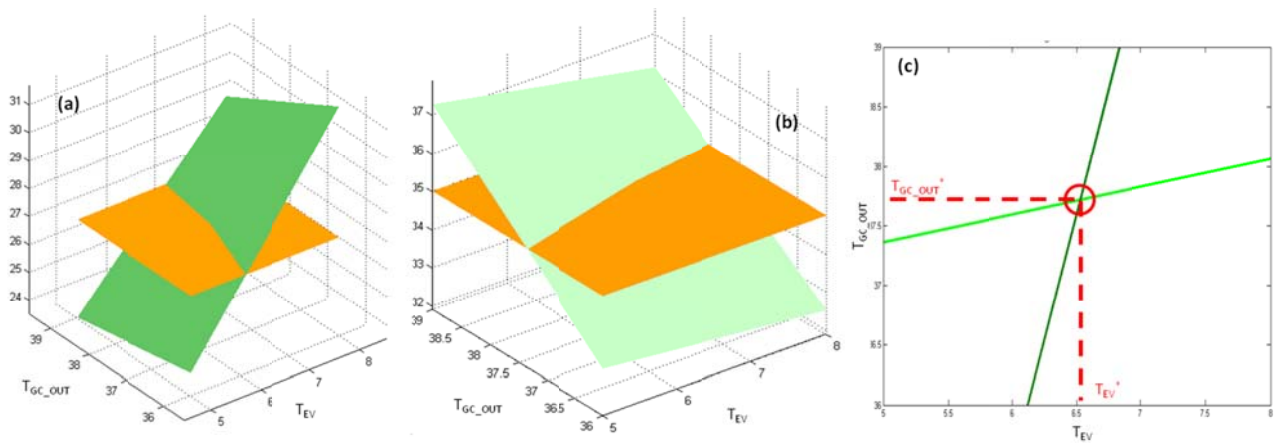


Figura 14. (a) P_{EV} in funzione della T_{EV} e della T_{GC_OUT} (piano verde) e temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore (piano arancione); (b) P_{GC} in funzione della T_{EV} e della T_{GC_OUT} (piano verde) e temperatura dell'aria in ingresso al gas cooler (piano arancione)

Lo strumento di modellazione appena descritto è stato utilizzato per condurre un'analisi parametrica al variare delle dimensioni dei componenti compressore, batteria interna, batteria esterna e scambiatore rigenerativo; i risultati di questa analisi hanno consentito di selezionare tra i prodotti esistenti in commercio o costruiti ad hoc i componenti di seguito descritti per la realizzazione dell'impianto.

Previsioni di funzionamento in condizioni nominali e in off-design

Le condizioni nominali scelte per le simulazioni, sia in modalità di funzionamento estivo che in invernale, sono quelle più ricorrenti nell'ambito della progettazione di impianti di climatizzazione per un clima tipico del territorio italiano, mentre le condizioni di funzionamento diverse da quelle nominali sono state scelte in modo da mettere in evidenza possibili problematiche o criticità che potrebbe interessare uno o più componenti del sistema.

I risultati delle simulazioni sono riportati in Tabella 6 e 7.

Tutte le simulazioni sono state condotte ad una pressione massima del ciclo pari a 100 bar. Per le condizioni in cui si è verificato che la temperatura di mandata del compressore superasse i 100°C, le simulazioni sono state ripetute fissando una pressione massima del ciclo pari a 85 bar e sono state contrassegnate in tabella con un asterisco. Questo abbassamento di pressione è stato ritenuto opportuno in quanto il valore di temperatura di mandata di 100°C può essere considerato come valore limite a causa dell'acidificazione dell'olio lubrificante. Tali condizioni critiche sono messe in evidenza nelle tabelle con celle a sfondo giallo.

In figura 15 sono riportati i limiti di temperatura dell'aria esterna T_{EXT} ed interna T_{IN} investigati per le varie simulazioni nel caso di funzionamento estivo (a) e invernale (b).

Nel funzionamento estivo, fissata la cilindrata del compressore ed il suo numero di giri, la resa frigorifera più alta (35.1 kW) si osserva per la simulazione 'Limite 6', alla quale corrispondono un valore del COP pari a 3.8 , un valore minimo della T_{EXT} pari a 20°C ed un valore massimo della T_{IN} pari a 30°C. Dai dati delle simulazioni è stato possibile ricavare il grafico mostrato in Figura 16, che riporta la potenza frigorifera P_f al variare della T_{IN} , per due differenti valori della temperatura T_{EXT} .

Per le simulazioni condotte in modalità di funzionamento invernale si nota che la massima potenza termica fornita dalla batteria interna all'aria da climatizzare si attesta intorno ai 30.6 kW, verificatasi nella simulazione 'Limite 7', per la quale si ha un valore $T_{IN} = 10^\circ\text{C}$ con una umidità relativa del 50% , e $T_{EXT} = 20^\circ\text{C}$ con una umidità relativa del 50%. Tale simulazione è caratterizzata dal massimo valore del COP pari a 3.4. Dai dati delle simulazioni effettuate è stato ricavato il grafico riportato in Figura 17, che mostra l'andamento della potenza termica P_t in funzione della T_{IN} , parametrico nella T_{EXT} .

Le figure 18-27 riportano i piani pressione – entalpia (p-h) e temperatura – entropia (T-s) per varie simulazioni in funzionamento Estivo e Invernale, come indicato nelle didascalie.

R744																
Estivo - Dati																
Simulazione	U Batt. Int. [W/Km^2]	U Batt. Est. [W/Km^2]	Area Batt. Int. [m^2]	Area Batt. Est. [m^2]	V Batt. Int. [m^3/h]	V Batt. Est. [m^3/h]	T aria in. Batt. Int. [°C]	Φ aria in. Batt. Int. [%]	ω aria in. Batt. Int. [ga/kgv]	BPF Batt. Int. [%]	T aria in. Batt. Est. [°C]	Φ aria in. Batt. Est. [%]	ω aria in. Batt. Est. [ga/kgv]	BPF Batt. Est. [%]	C [m^3]	n [rpm]
Nominale	50	25	31,38	148	6000	8000	27	55	12	0,4	35	55	19,5	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 1	50	25	31,38	148	6000	8000	32	55	16,5	0,4	46	50	30	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 2	50	25	31,38	148	6000	8000	27	55	12	0,4	46	50	30	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 3	50	25	31,38	148	6000	8000	19	65	9	0,4	46	50	30	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 4	50	25	31,38	148	6000	8000	24	60	12	0,4	46	50	30	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 5	50	25	31,38	148	6000	8000	18	55	7	0,4	20	50	7,2	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 5*	50	25	31,38	148	6000	8000	18	55	7	0,4	20	50	7,2	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 6	50	25	31,38	148	6000	8000	30	50	10,5	0,4	20	50	7,2	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 6*	50	25	31,38	148	6000	8000	30	50	10,5	0,4	20	50	7,2	0,3	9.201*E-5	1450
Estivo - Risultati																
Simulazione	T CO2 ev. [°C]	T CO2 out. Batt. Est. [°C]	T CO2 in. Batt. Est. [°C]	P CO2 Batt. Est. [bar]	ṁ [g/s]	Q Batt. Int. [kW]	Q Batt. Est. [kW]	P el. [kW]	Q Rig. [kW]	COP	T aria out. Batt. Int. [°C]	T aria out. Batt. Est. [°C]	Eff. Batt. Int. [%]	Eff. Batt. Est. [%]	Eff. Rig. [%]	X1
Nominale	4,2	40,4	98,5	100	194,2	26,9	36,2	9,3	9,6	2,9	15,7	58,6	61	23	44,6	0,89
Limite 1	16,2	49,9	85,2	100	280,2	18,4	27,1	8,6	24,2	2,1	22,6	64,4	43	29	57	0,70
Limite 2	12,1	49,5	89,6	100	247,7	17,4	26,5	9,0	20,7	1,9	18,3	64,7	46	26	53	0,72
Limite 3	5,8	48,8	96,7	100	203,8	15,7	25,0	9,3	15,8	1,7	12,2	64,8	51	21	46	0,76
Limite 4	9,7	49,2	92,2	100	230,4	16,8	26,0	9,2	18,8	1,8	16,5	64,8	48	24	50	0,73
Limite 5	-6,3	20,5	111,5	100	138,0	29,2	38,2	9,1	2,9	3,2	6,1	48,6	60	16	34	SURR
Limite 5*	-6,2	21,6	96,4	85	141,6	29,0	36,9	7,9	3,4	3,7	6,1	43,3	60	18	35	0,99
Limite 6	-0,2	21,5	103,8	100	168,8	35,1	44,4	9,3	3,5	3,8	14,0	50,1	61	20	40	SURR
Limite 6*	0,4	24,2	88,3	85	175,2	34,4	42,3	7,9	4,4	4,4	14,1	44,3	60	23	41	0,99

Tabella 6. Dati e risultati delle simulazioni condotte in modalità di funzionamento Estivo.

R744																
Invernale - Dati																
Simulazione	U Batt. Int. [W/Km^2]	U Batt. Est. [W/Km^2]	Area Batt. Int. [m^2]	Area Batt. Est. [m^2]	V Batt. Int. [m^3/h]	V Batt. Est. [m^3/h]	T aria in. Batt. Int. [°C]	Φ aria in. Batt. Int. [%]	ω aria in. Batt. Int. [ga/kgv]	BPF Batt. Int. [%]	T aria in. Batt. Est. [°C]	Φ aria in. Batt. Est. [%]	ω aria in. Batt. Est. [ga/kgv]	BPF Batt. Est. [%]	C [m^3]	n [rpm]
Nominale	25	50	31,38	148	6000	8000	16,6	53,2	6,5	0,4	2	90	4	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 1	25	50	31,38	148	6000	8000	20	55	8	0,4	15	70	7,5	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 2	25	50	31,38	148	6000	8000	15	55	6	0,4	-5	95	2,25	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 2*	25	50	31,38	148	6000	8000	15	55	6	0,4	-5	95	2,25	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 3	25	50	31,38	148	6000	8000	19	65	9	0,4	-5	95	2,25	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 3*	25	50	31,38	148	6000	8000	19	65	9	0,4	-5	95	2,25	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 4	25	50	31,38	148	6000	8000	15	50	4	0,4	-10	90	1,4	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 4*	25	50	31,38	148	6000	8000	15	50	4	0,4	-10	90	1,4	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 5	25	50	31,38	148	6000	8000	24	50	8,2	0,4	20	50	7,2	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 6	25	50	31,38	148	6000	8000	24	50	8,2	0,4	-10	90	1,4	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 6*	25	50	31,38	148	6000	8000	24	50	8,2	0,4	-10	90	1,4	0,3	9.201*E-5	1450
Limite 7	25	50	31,38	148	6000	8000	10	50	3,8	0,4	20	50	7,2	0,3	9.201*E-5	1450
Invernale - Risultati																
Simulazione	T CO2 ev. [°C]	T CO2 out. Batt. Int. [°C]	T CO2 in. Batt. Int. [°C]	P CO2 Batt. Int. [bar]	m [g/s]	Q Batt. Int. [kW]	Q Batt. Est. [kW]	P el. [kW]	Q Rig. [kW]	COP	T aria out. Batt. Int. [°C]	T aria out. Batt. Est. [°C]	Eff. Batt. Int. [%]	Eff. Batt. Est. [%]	Eff. Rig. [%]	X1
Nominale	-2,3	44,7	106,4	100	157,5	26,5	17,2	9,3	14,6	2,9	43,1	-2,0	15	63	44,7	0,76
Limite 1	9,4	49,2	92,5	100	228,3	25,9	16,7	9,2	24,1	2,8	44,6	9,5	18	45	65	0,61
Limite 2	-9,8	40,5	116,1	100	122,3	25,8	17,0	8,8	7,5	2,9	41,7	-9,8	13	74	43	0,84
Limite 2*	-9,0	37,7	100,0	85	128,9	21,6	13,8	7,8	9,9	2,8	37,5	-9,0	12	63	45	0,78
Limite 3	-9,4	42,8	115,6	100	124,0	24,3	15,4	8,8	8,4	2,7	44,7	-9,4	13	70	44	0,82
Limite 3*	-8,6	38,7	99,4	85	131,0	19,9	12,1	7,8	11,0	2,5	40,5	-8,5	12	57	45	0,75
Limite 4	-14,5	37,1	122,5	100	103,8	24,7	16,3	8,4	5,3	2,9	41,3	-14,3	11	81	38	0,88
Limite 4*	-13,5	37,0	106,0	85	110,4	21,0	13,4	7,6	7,4	2,8	37,3	-13,2	11	70	40	0,82
Limite 5	14,4	51,7	87,1	100	265,9	24,2	15,3	8,8	30,7	2,7	46,4	14,4	19	37	71	0,54
Limite 6	-13,4	43,4	121,0	100	107,9	21,4	12,9	8,5	7,1	2,5	48,2	-13,0	11	70	39	0,83
Limite 6*	-12,6	39,2	104,8	85	113,9	17,4	9,7	7,6	9,4	2,3	44,2	-12,3	11	56	41	0,76
Limite 7	12,1	47,0	89,7	100	247,2	30,6	21,6	9,0	23,7	3,4	37,2	12,1	18	51	68	0,65

Tabella 7. Dati e risultati delle simulazioni condotte in modalità di funzionamento Invernale

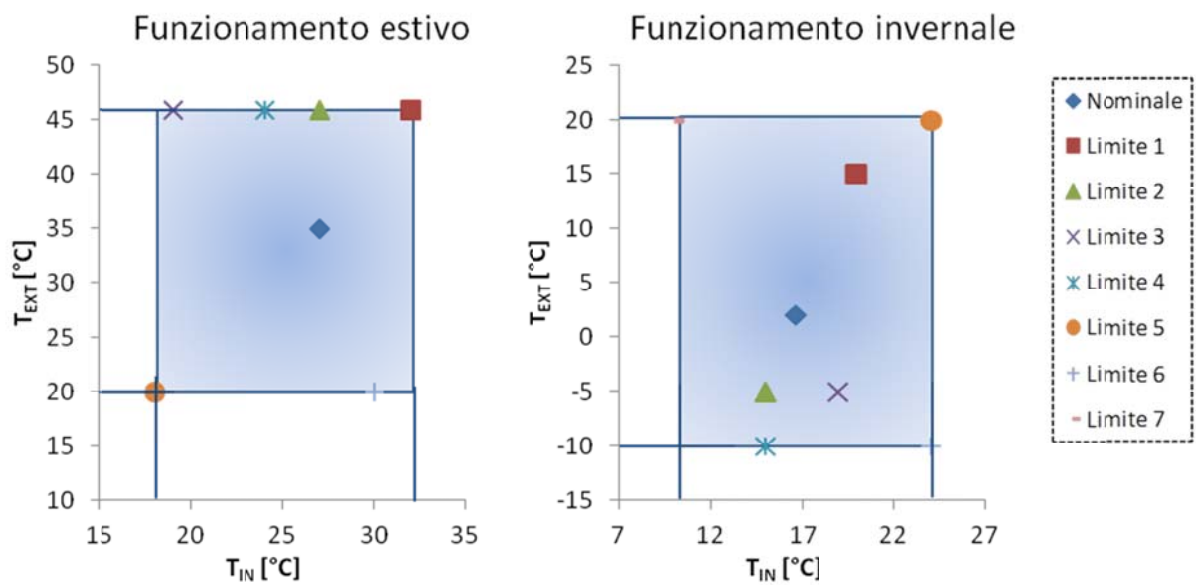


Figura 15. Limiti di funzionamento investigati per la temperatura dell'aria interna T_{IN} e dell'aria esterna T_{EXT} nel caso estivo (a) e invernale (b). Il caso Limite 7 nella legenda si ha solo nel funzionamento invernale

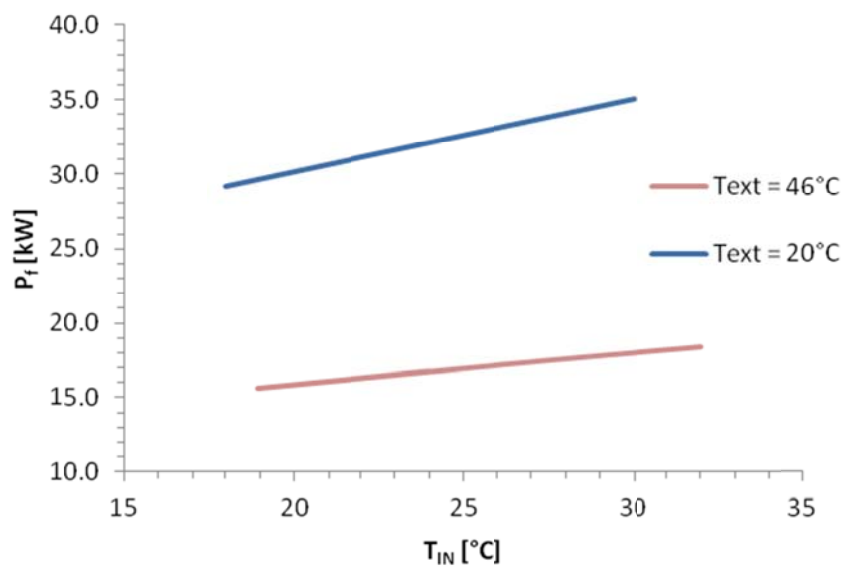


Figura 16. Andamento della potenza frigorifera P_f al variare della temperatura dell'aria della batteria interna T_{IN} parametrico nella temperatura dell'aria della batteria esterna T_{EXT}

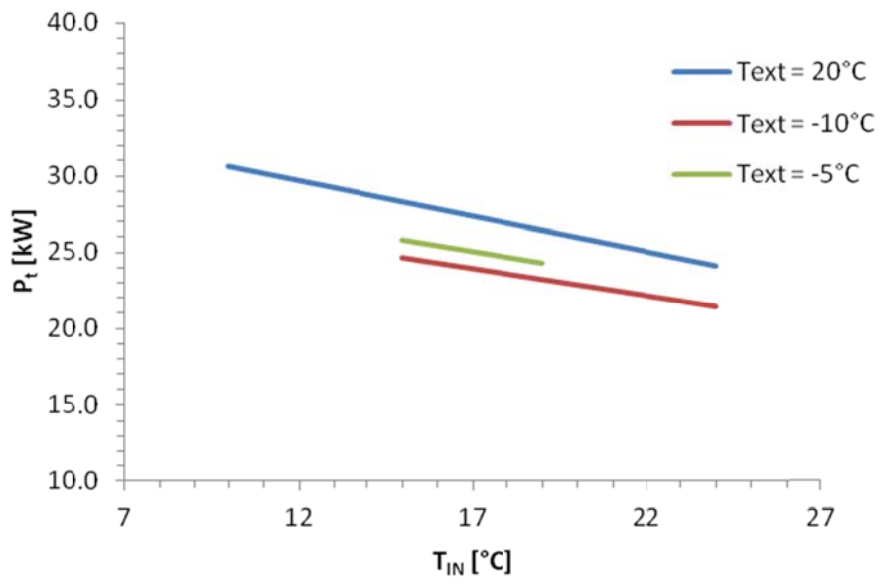


Figura 17. Andamento della potenza termica in funzione della temperatura dell'aria della batteria interna T_{IN} parametrico nella temperatura dell'aria della batteria esterna T_{EXT}

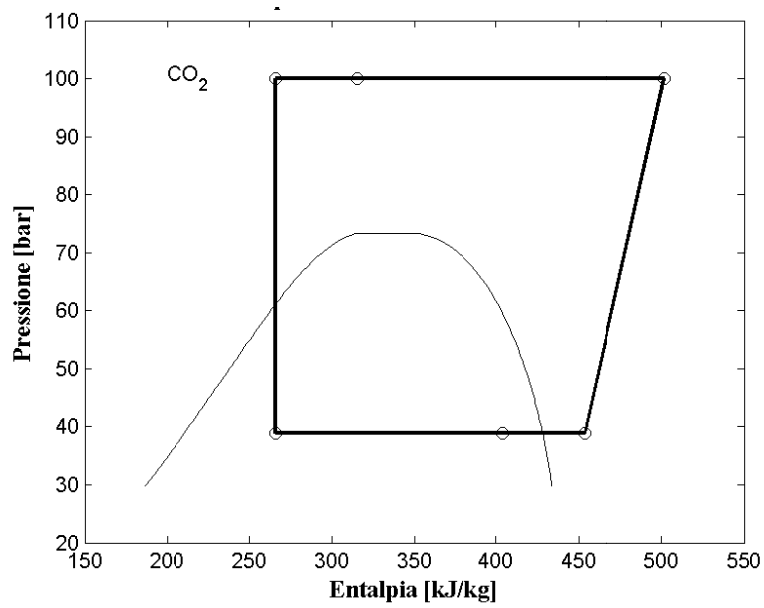


Figura 18. Piano p-h per la simulazione Estivo Nominale

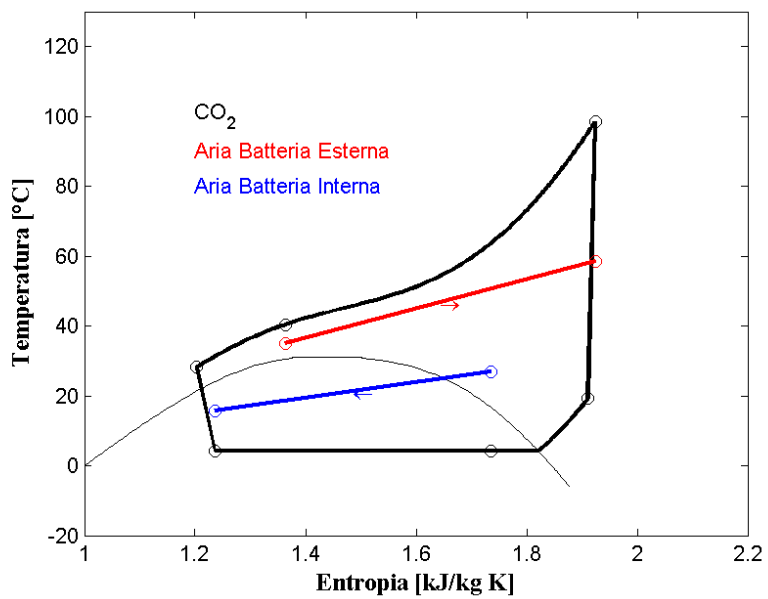


Figura 19. Piano T-s per la simulazione Estivo Nominale

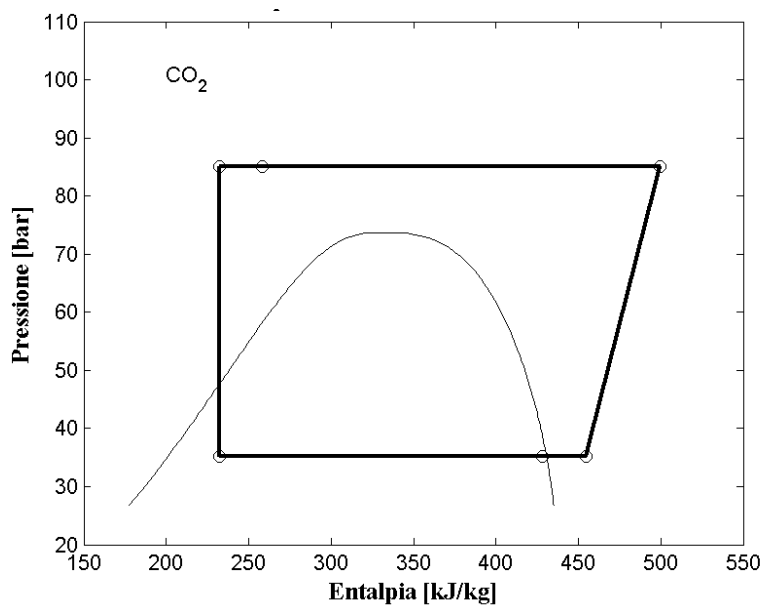


Figura 20. Piano p-h per la simulazione Estivo Limite 6*

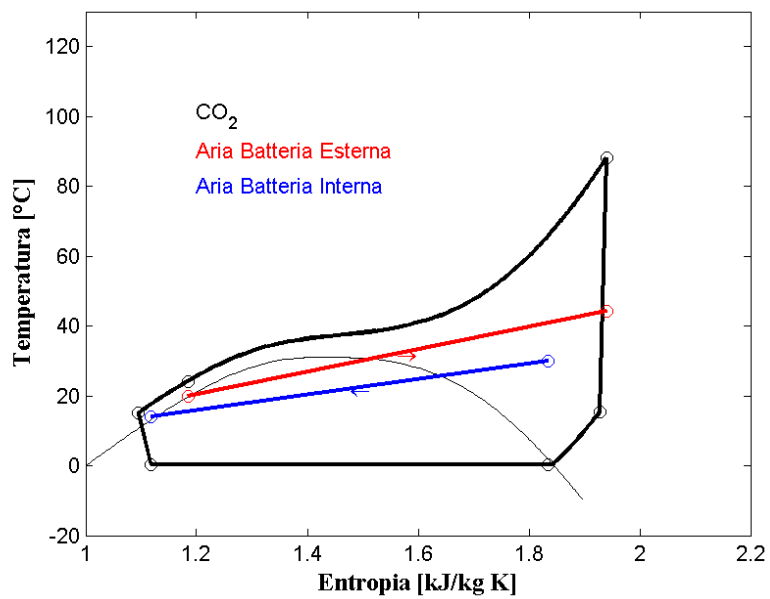


Figura 21. Piano T-s per la simulazione Estivo Limite 6*

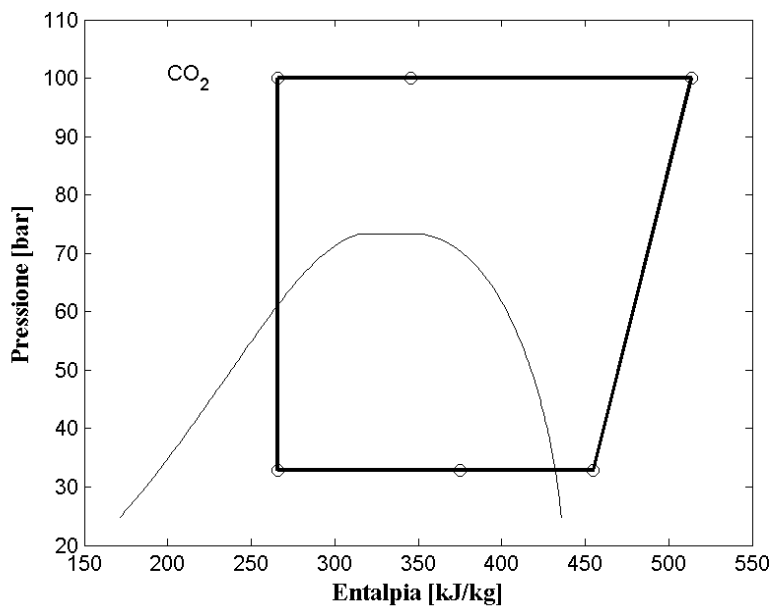


Figura 22. Piano p-h per la simulazione Inverno Nominale

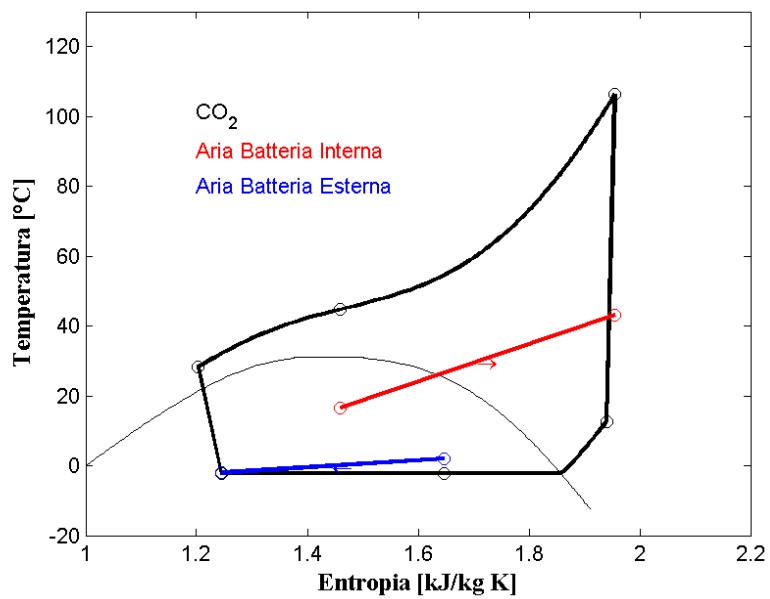


Figura 23. Piano T-s per la simulazione Inverno Nominale

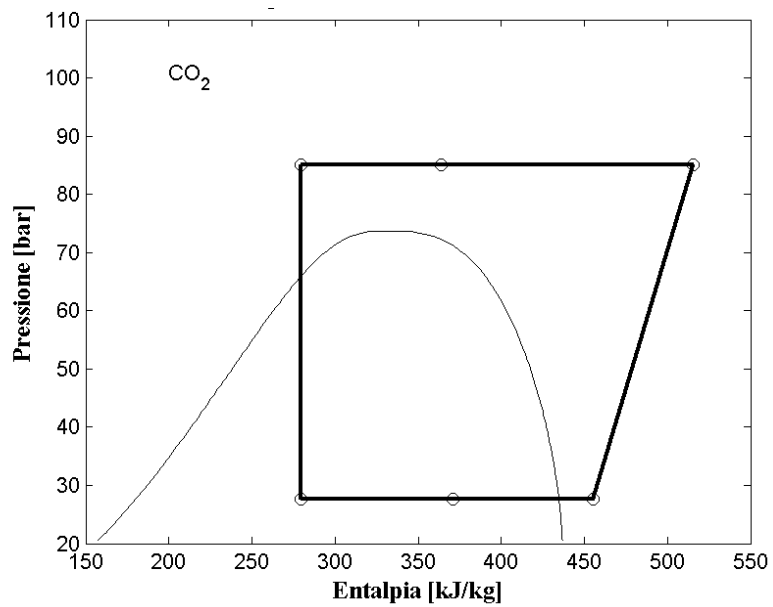


Figura 24. Piano p-h per la simulazione Inverno Limite 3*

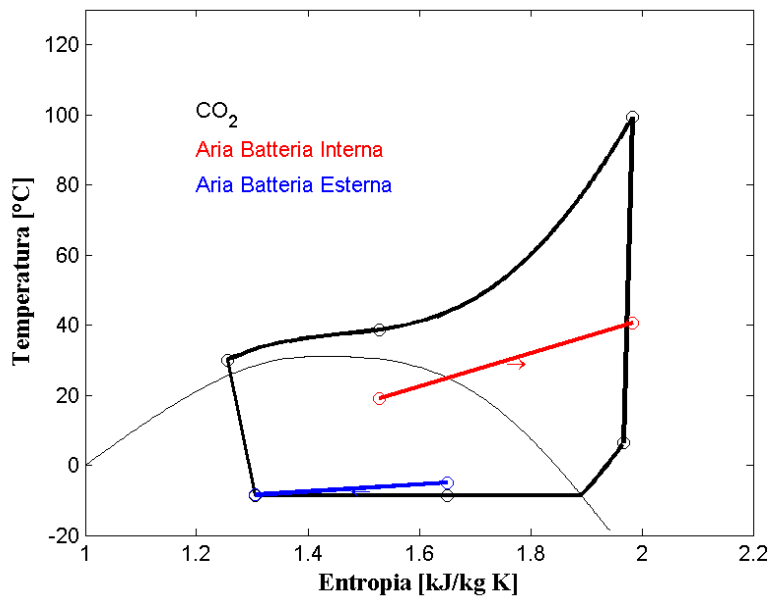


Figura 25. Piano T-s per la simulazione Inverno Limite 3*

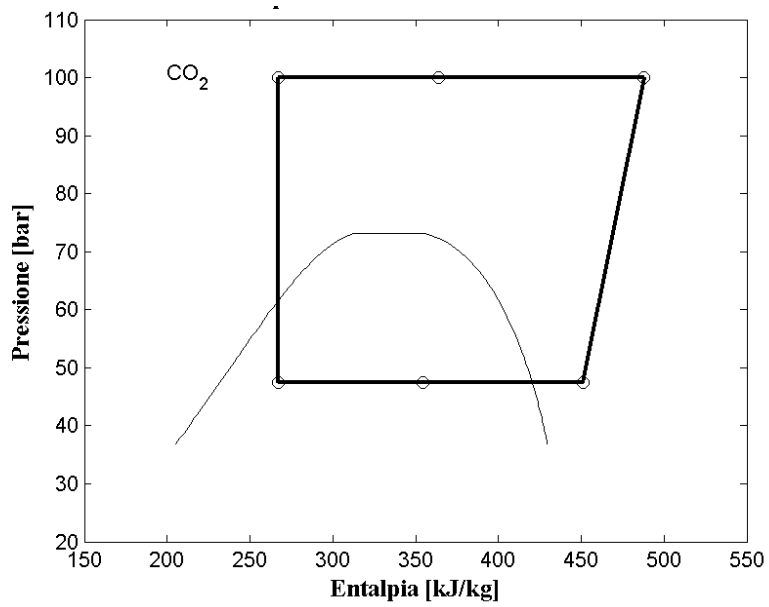


Figura 26. Piano p-h per la simulazione Inverno Limite 7

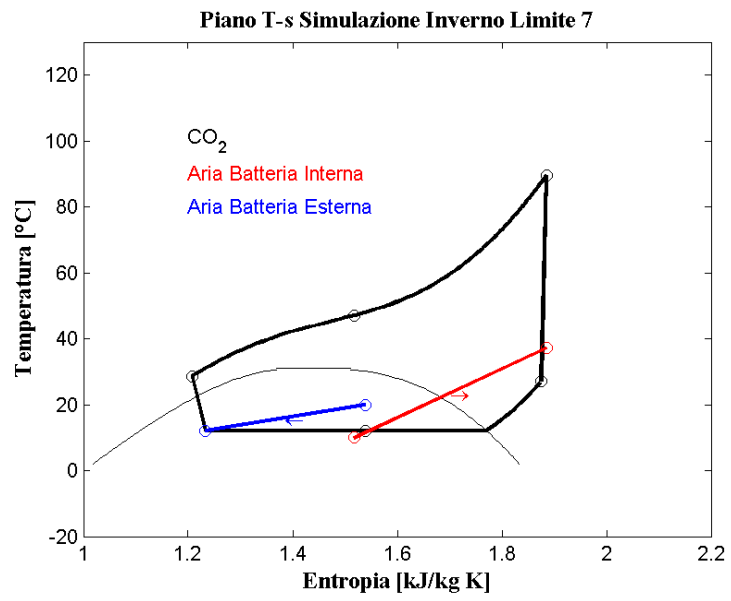


Figura 27. Piano T-s per la simulazione Inverno Limite 7

Layout 3D di impianto

Di seguito, in figura 28, è riportato il lay-out dell'impianto in tre dimensioni.

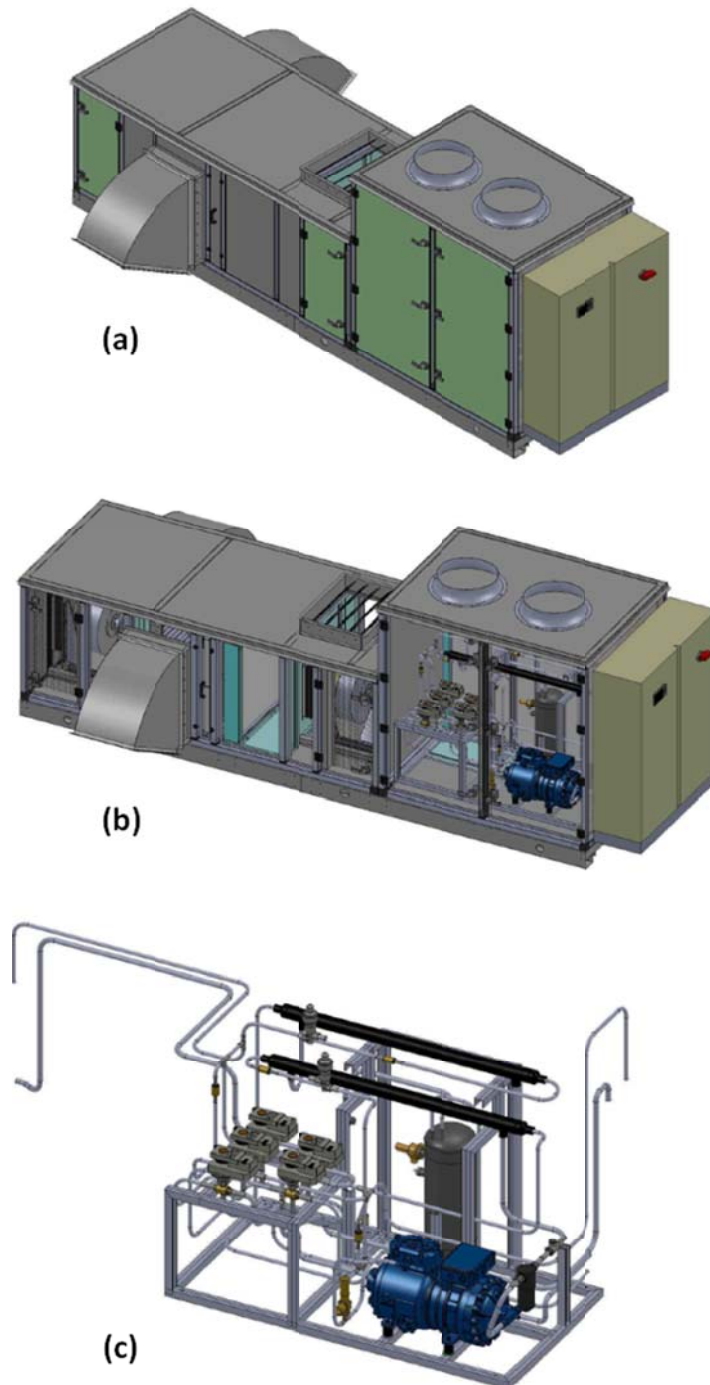


Figura 28. (a) Vista tridimensionale del roof-top, (b) vista tridimensionale in trasparenza, (c) particolare del circuito

Test preliminari

Presso la sede dell'azienda che ha realizzato il prototipo di roof-top a CO₂ sono stati realizzati alcuni test preliminari in cui si sono monitorati alcuni parametri operativi durante il funzionamento in modalità estiva e invernale.

Le prove sono state condotte a temperatura ambiente durante i giorni 30 e 31 Luglio 2012. I test hanno mostrato il funzionamento corretto del sistema di regolazione elettronico e la relativa corrispondenza con il sistema di controllo delle valvole a tre vie.

Inoltre sono stati degli stress test per valutare i dispositivi di protezione del sistema che sono risultati idonei; inoltre il sistema è stato in grado di funzionare anche parzializzando il numero di giri del compressore e del ventilatore esterno.

Le tabelle 8 e 9 riportano i risultati di questi, mentre le foto effettuate durante il collaudo sono riportate in figura 29.

In tabella si è usata la seguente simbologia:

- Hz comp – frequenza compressore
- Hz Fan int – frequenza ventilatori batteria interna
- % volt fan out – percentuale di taglio di fase ventilatori batteria esterna
- Text – temperatura dell'ambiente esterno, uguale alla temperatura dell'aria in ingresso alla batteria esterna
- Tint – temperatura dell'aria in ingresso alla batteria interna
- Acomp – assorbimento elettrico compressore
- Atot – assorbimento elettrico totale
- Tgc,out – temperatura refrigerante in uscita dal gas cooler
- T2 – temperatura refrigerante alla mandata del compressore
- Tmand,int – temperatura dell'aria in uscita dalla batteria interna
- Pgc – pressione al gas cooler (mandata del compressore)
- Pev – pressione in aspirazione al compressore
- Tasp – temperatura refrigerante in aspirazione al compressore
- Tev – temperatura refrigerante in ingresso all'evaporatore
- Tfan,out – temperatura dell'aria in uscita dalla batteria esterna

Num. Test	Hz comp	Hz Fan int	Volt fan out	T _{ext}	T _{int}	A _{comp}	T _{gc,out}	T ₂	T _{mand,int}	P _{gc}	P _{ev}	T _{asp}	T _{ev}	T _{fan,out}
	[Hz]	[Hz]	[%]	[°C]	[°C]	[A]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]
1	60	50	100	30.5	30.5	22.5	36.4	96	19	88.8	34.2	22.6	6.6	42.5
2	60	40	100	30.5	30.5	21.6	37.1	97	20.6	89.1	34.3	22.1	6.4	40.5
3	60	30	100	32.3	32.3	22.4	36.4	98	18.6	88.9	33	21	4.8	40.6
4	60	30	65	31.5	31.5	23.1	38.6	93.3	19.4	92	34.9	16.6	6.5	43.7
5	40	30	65	31.1	31.1	9.9	33.5	52.4	22.6	81.6	34.9	20.8	3.3	37.1

Tabella 8. Risultati misure test preliminari in modalità estiva

Num. Test	Hz comp	Hz Fan int	Volt fan out	T _{ext}	T _{int}	A _{comp}	T _{gc,out}	T ₂	T _{mand,int}	P _{gc}	P _{ev}	T _{asp}	T _{ev}	T _{fan,out}
	[Hz]	[Hz]	[%]	[°C]	[°C]	[A]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]
6	60	50	20	32.2	32.2	24	44.7	59.8	39.9	96.4	42.5	9.7	15.5	22.7
7	60	40	20	31.3	31.3	23.6	46.2	61.4	43.8	97.7	43	9.9	15.8	23.6
8	60	30	20	31.4	31.4	23.8	48.4	63.4	43.8	99.1	43.5	10.2	16.2	24.9
9	30	30	20	31.1	31.1	10.7	42.4	67.9	40.5	92.4	42.6	12	10	21.1

Tabella 9. Risultati misure preliminari in modalità invernale

Facility di prova

E' stato progettato e realizzato l'impianto a servizio del roof-top che costituisce la facility di test della macchina frigorifera: l'impianto serve un edificio di superficie complessiva pari a circa $S=215 \text{ m}^2$ avente destinazione d'uso "uffici" (Edificio F-76).

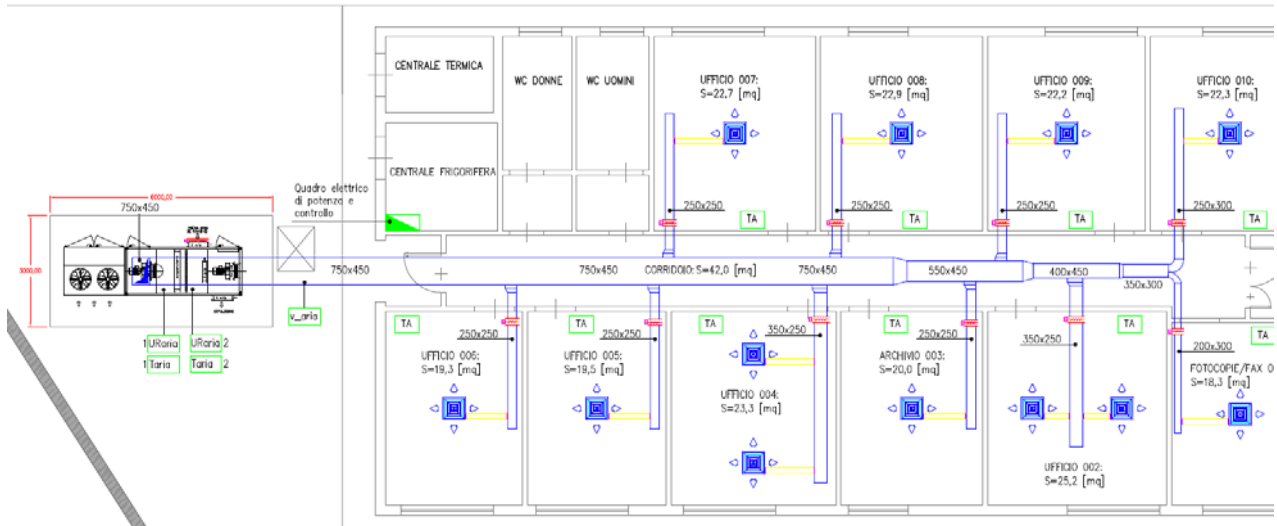


Figura 29. Layout impianto distribuzione aria servito da roof-top

Il roof-top avrà il compito di garantire la climatizzazione sia estiva che invernale dell'edificio ed il suo funzionamento sarà costantemente monitorato al fine di valutarne COP ed EER nelle reali condizioni di funzionamento, testando le differenti circuiteria implementate sulla macchina.

L'impianto è dotato di un evoluto sistema BMS (Building Management System) in grado di gestire le corrette condizioni termoisometriche dei vari ambienti variando la portata d'aria immessa nei vari locali e modificandone anche la temperatura d'immissione (Figura 30):



Figura 30. Serrande di regolazione servocomandate per la gestione della portata d'aria immessa nei vari ambienti

Tutti gli apparati di regolazione e controllo che gestiscono il funzionamento del roof top, ne effettuano il monitoraggio, permettono il controllo in remoto del sistema edificio-impianto sono installati all'interno del quadro elettrico di potenza e controllo (Figura 31):



Figura 31. Quadro elettrico di potenza e controllo

In Figura 32 e Figura 33 è rappresentata la macchina installata a servizio dell'edificio F76:



Figura 32. Installazione del roof-top e collegamento ai canali di mandata e ripresa aria (lato sx)



Figura 33. Installazione del roof-top e collegamento ai canali di mandata e ripresa aria (lato dx)

In Figura 34 si riporta il particolare del circuito frigorifero installato a bordo macchina:

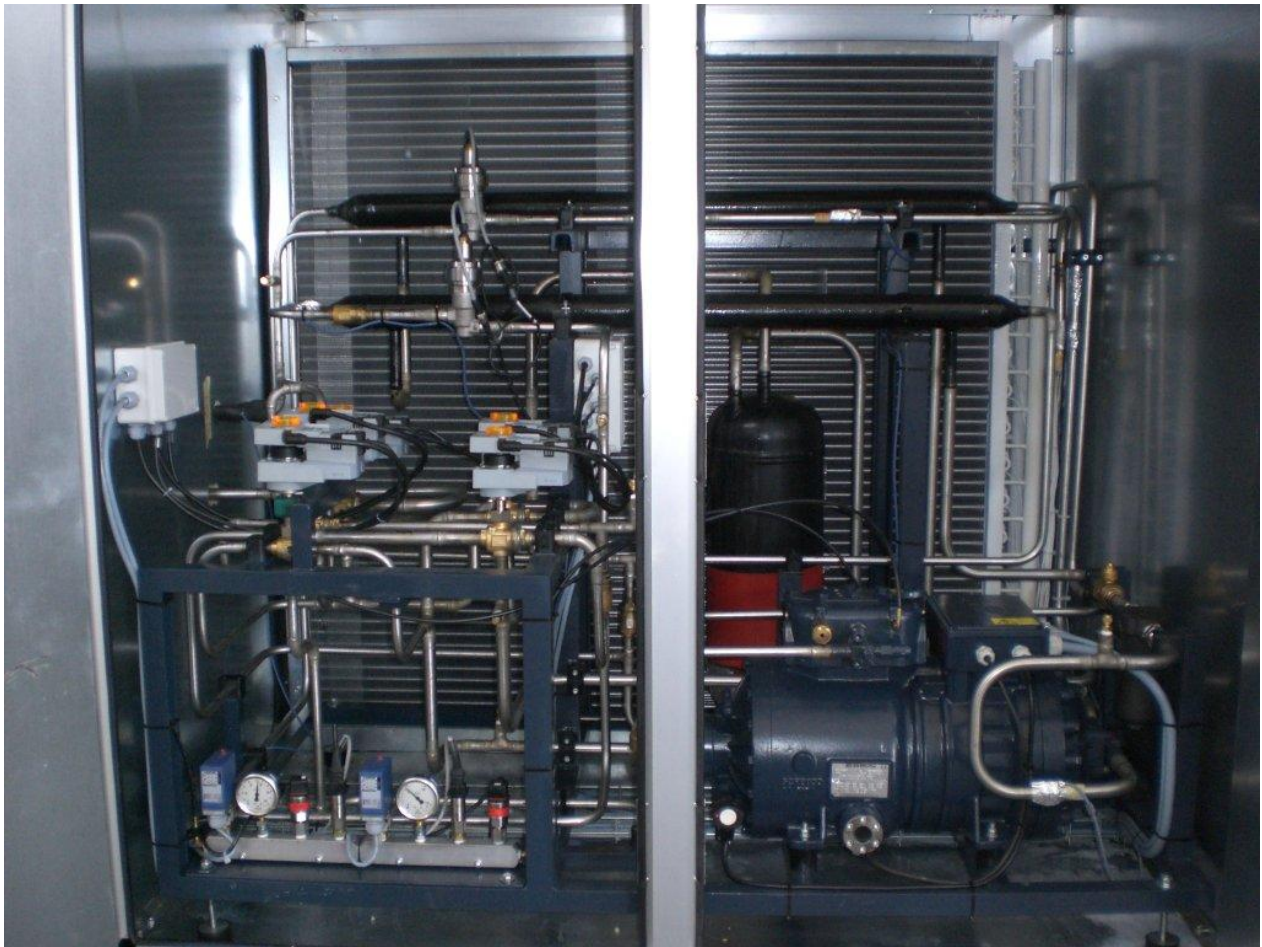


Figura 34. Particolare del circuito frigorifero installato a bordo macchina

Conclusioni

E' stato progettato un sistema roof-top aria/aria reversibile ad anidride carbonica con una potenza nominale in riscaldamento pari a 30 kW.

A seguito di un'analisi dello stato dell'arte circa le soluzioni impiantistiche più recenti per il miglioramento delle prestazioni dello sbrinamento per pompe di calore di media taglia, sono state individuate diverse soluzioni circuitali per realizzare lo sbrinamento a gas caldo.

E' stata curata la progettazione della circuiteria degli scambiatori di calore per consentire l'inversione del ciclo lato refrigerante. Inoltre, il sistema presenta degli scambiatori rigenerativi che consentono di evaporatore il refrigerante proveniente dall'evaporatore allagato e, qualora la temperatura dell'ambiente esterno sia molto alta, di abbassare ulteriormente la temperatura del fluido in uscita dal gas-cooler in modo da aumentare notevolmente il coefficiente di prestazione in modalità estiva.

A seguito della progettazione di massima e della definizione dei componenti è stato verificato l'accoppiamento tra i componenti in condizioni operative fuori progetto, verificando le condizioni operative del sistema che risultano soddisfacenti anche in condizioni climatiche severe. Tale verifica è stata effettuata, in assenza del prototipo realizzato successivamente, tramite un modello fisico e le relative soluzioni tramite un codice di calcolo (riportato in appendice).

I risultati delle simulazioni sono risultati soddisfacenti e successivamente alla realizzazione il corretto funzionamento del sistema è stato verificato in loco.

Riferimenti bibliografici

1. Z. Liu, G. Tang, F. Zhao, "Dynamic simulation of air-source heat pump during hot-gas defrost", *Applied Thermal Engineering*, 23 (2003), pp. 675–685
2. J.W. MacArthur, V.W. Goldschmidt, "Cycle characteristics of a residential air conditioner-modeling of shutdown transients", *ASHRAE Trans*, 92 (1986), pp. 186–202
3. J.W. MacArthur, V.W. Goldschmidt, "Cycle characteristics of a typical residential air conditioner-modeling of start-up transients", *ASHRAE Trans*, 91 (1985), pp. 427–442
4. J. Chi, D. Didion, "A simple model of the transient performance of a heat pump", *Int. J. Refrigeration*, 5 (1982), pp. 176–184
5. W.A. Miller, "Laboratory examination and seasonal analysis of frosting and defrosting for an air-to-air heat pump", *ASHRAE Trans*, 93 (1987), pp. 1474–1489
6. D.J. Young, "Development of a northern climate residential air-source heat pump", *ASHRAE Trans*, 86 (1980), pp. 671–686
7. D.L. O'Neal, K.T. Peterson, N.K. Anand, J.S. Schliesing, "Refrigeration system dynamics during the reverse cycle defrost", *ASHRAE Trans*, 95 (1989), pp. 689–698
8. Y. Yao, Y.Q. Jiang, S.M. Deng, Z.L. Ma, "A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit", *Int J Heat Mass Transfer*, 47 (2004), pp. 3745–3756
9. P. Asinari, L. Cecchinato, E. Fornasieri, "Effect of thermal conduction in microchannel gas coolers for carbon dioxide", *Int J Refrigeration*, 27 (2004), pp. 577–586
10. L.L. Shao, L. Yang, C.L. Zhang, B. Gu, "Numerical modeling of serpentine microchannel condensers", *Int J Refrigeration*, 32 (2009), pp. 1162–1172
11. M.H. Kim, C.W. Bullard, "Development of a microchannel evaporator model for CO₂ air-conditioning system", *Energy*, 26 (2001), pp. 931–948
12. R. Yun, Y.C. Kim, C. Park, "Numerical analysis on a microchannel evaporator designed for CO₂ air-conditioning systems", *Applied Thermal Engineering*, 27 (2007), pp. 1320–1326
13. J.H. Kim, E.A. Groll, "Performance comparisons of a unitary split system using microchannel and fin-tube outdoor coils", *ASHRAE Trans*, 109 (2003), pp. 219–229
14. S.N. Kondepudi, D.L. O'Neal, "Performance of finned-tube heat exchangers under frosting conditions: Part I – Simulation model", *Int J Refrigeration*, 16 (1993), pp. 175–180
15. L.L. Shao, L. Yang, C.L. Zhang, "Comparison of heat pump performance using fin-and-tube and microchannel heat exchangers under frost conditions", *Applied Energy*, 87 (2010), pp. 1187–1197
16. D.L. O'Neal, K.T. Peterson, N.K. Anand, "Effect of short-tube orifice size on the performance of an air source heat pump during the reverse-cycle defrost", *Int J Refrigeration*, 14 (1991), pp. 52–57
17. V. Payne, D.L. O'Neal, "Defrost cycle performance for an air-source heat pump with a scroll and a reciprocating compressor", *Int J Refrigeration*, 18 (1995), pp. 107–112
18. D.W. Nutter, D.L. O'Neal, W.V. Payne, "Impact of the suction line accumulator on the frost/defrost performance of an air-source heat pump with a scroll compressor", *ASHRAE Trans*, 102 (1996), pp. 689–698
19. R.J. Watters, D.L. O'Neal, J.X. Yang, "Frost/defrost performance of a three-row fin staged heat pump evaporator", *ASHRAE Trans*, 108 (2002), pp. 318–329
20. D. Huang, X. Yuan, X. Zhang, "Effects of fan-starting methods on the reverse-cycle defrost performance of an air-to-water heat pump", *International Journal of Refrigeration*, 27 (2004), pp. 869–875
21. W. Zhiyi, W. Xinmin, D. Zhiming, "Defrost improvement by heat pump refrigerant charge compensating", *Applied Energy*, 85 (2008), pp. 1050–1059
22. C.H. Liang, X.S. Zhang, X.W. Li, Z.Q. Chen, "Control strategy and experimental study on a novel defrosting method for air-source heat pump", *Applied Thermal Engineering*, 30 (2010), pp. 892–899
23. P. Byrne, J. Miriel, Y. Lenat, "Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO₂ as a working fluid", *International Journal of Refrigeration*, 32 (2009), pp. 1711–1723

- 24.P. Byrne, J. Miriel, Y. Lenat, "Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling—part 1: basic concepts and performance verification", *Applied Energy*, 88 (2011), pp. 1841-1847
- 25.P. Byrne, J. Miriel, Y. Lenat, "Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling—part 2: dynamic behaviour and two-phase thermosiphon defrosting technique", *Applied Energy*, 88 (2011), pp. 3072-3078
- 26.P. Byrne, J. Miriel, Y. Lenat, "Modelling and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling", *Build Simul*, 5 (2012), pp. 219-232
- 27.W. Wang, J. Xiao, Q.C. Guo, W.P. Lu, Y.C. Feng, "Field test investigation of the characteristics for the air source heat pump under two typical mal-defrost phenomena", *Applied Energy*, 88 (2011), pp. 4470-4480
- 28.M. Qu, L. Xia, S. Deng, Y. Jiang, "An experimental investigation on reverse-cycle defrosting performance for an air source heat pump using an electronic expansion valve", *Applied Energy*, 97 (2012), pp. 327-333

Appendice – Codice in Matlab

MAIN

```
clear all
close all
clc
```

```
tic
```

```
estivo=1;% 1 == estivo, 0 invernale
```

```
Boundary_in=32+273.15;%temperatura ingresso aria batt interna cui vuoi i risultati
```

```
Boundary_est=46+273.15;%temperatura ingresso aria batt interna cui vuoi i risultati
```

```
w_aria_batt_int=16.5*10^-3;%kg/kgv
```

```
w_aria_batt_est=30*10^-3;%kg/kgv
```

```
Tevap_min=15;%°C
```

```
passo_Tevap=1;%°C
```

```
Tevap_max=17;%°C
```

```
Tco_min=49;%°C
```

```
passo_Tco=1;%°C
```

```
Tco_max=51;%°C
```

```
Tevap=[Tevap_min:passo_Tevap:Tevap_max]+273.15; % intervallo di temperature di evaporazione[°C]
```

```
Tco=[Tco_min:passo_Tco:Tco_max]+273.15;% intervallo di uscita gas-cooler [°C]
```

```
coeff_int_vett=[50];%W/m2K
```

```
coeff_est_vett=[25];%W/m2K
```

```
p_gc_max=100;%bar
```

```
rig_on=1;%1 indica che c'è il rigeneratore, 0 indica che non c'è
```

```
portata_volumetrica_esterna_nominale=8000;%m3/h
```

```
portata_volumetrica_interna_nominale=6000;%m3/h
```

```
for mm=1:1:length(coeff_int_vett)
```

```
    for kk=1:1:length(coeff_est_vett)
```

```
        coeff_scamb_est=coeff_est_vett(kk);
```

```
        coeff_scamb_int=coeff_int_vett(mm);
```

```
portata_volumetrica_esterna=(coeff_est_vett(kk)/max(coeff_est_vett))^(1/0.8)*portata_volumetrica_esterna_nominale;
```

```
portata_volumetrica_interna=(coeff_int_vett(mm)/max(coeff_int_vett))^(1/0.8)*portata_volumetrica_interna_nominale;
```

```
[RISULTATI_finali(kk+(mm-1)*length(coeff_est_vett),:)
```

```
1)*length(coeff_est_vett),:,:)
```

```
1)*length(coeff_est_vett),:,:]=simulazione_rig_2(estivo,Boundary_in,Boundary_est,Tevap,Tco,coeff_scamb
```

```
warning_gc(kk+(mm-
```

```
1)*length(coeff_est_vett),:,:)
```

```

_int,coeff_scamb_est,p_gc_max,portata_volumetrica_esterna,portata_volumetrica_interna,w_aria_batt_e
st,w_aria_batt_int,rig_on);
end
end
toc

```

SIMULAZIONE_RIG_2

```

function [RISULTATI warning_gc
warning_ev]=simulazione_rig_2(estivo,Boundary_in,Boundary_est,Tevap,Tco,coeff_scamb_int,coeff_scamb
_est,p_gc_max,portata_volumetrica_esterna,portata_volumetrica_interna,w_aria_batt_est,w_aria_batt_in
t,rig_on);

```

```

DTsurr=15;% surriscaldamento uscita rigeneratore[C°]

```

```

h_aria_int=coeff_scamb_int;

```

```

h_aria_est=coeff_scamb_est;

```

```

compressore

```

```

batterie

```

```

rigeneratore

```

```

for i=1:size(Tevap,2);

```

```

    for j=1:size(Tco,2);

```

```

        Tev(i,j)=Tevap(i);

```

```

        Tcond(i,j)=Tco(j);

```

```

        [Pev(i) hvs(i)]=refpropm('PH','T',Tev(i,j),'Q',1,'co2.fld');

```

```

        T1_1(i,j)=Tev(i,j)+DTsurr;

```

```

        [s1_1(i) d1_1(i) h1_1(i)]=refpropm('SDH','T',T1_1(i,j),'P',Pev(i),'co2.fld');

```

```

        if Tco(j)<31

```

```

            pgc_vett=refpropm('P','T',Tco(j),'Q',0,'co2.fld');

```

```

        else

```

```

            pgc_vett=[75:1:p_gc_max]*100; % intervallo di pressioni al gas-cooler[kPa]

```

```

        end

```

```

        for k=1:length(pgc_vett)

```

```

            pgc_guess=pgc_vett(k);

```

```

            [h2s_guess(k) d2s_guess(k)]=refpropm('HD','P',pgc_guess,'S',s1_1(i),'co2.fld');

```

```

            h2_guess(k)=h1_1(i)+( h2s_guess(k)-h1_1(i))/etais_c;

```

```

            m_c_guess(k)=(d1_1(i)*n*C/60)*(1-(Vn/C)*(d2s_guess(k)/d1_1(i)-1));

```

```

            eps_rig_guess(k)=1-exp((m_c_guess(k)/portata_rig_o)*log(1-eps_rig_o));

```

```

            h3_guess(k)=refpropm('H','T',Tco(j),'P',pgc_guess,'co2.fld');

```

```

            h3_1_id_guess(k)=refpropm('H','T',Tevap(i),'P',pgc_guess,'co2.fld');

```

```

            h3_1_guess(k)=h3_guess(k)-(h3_guess(k)-h3_1_id_guess(k))*eps_rig_guess(k);

```

```

            h1_guess(k)=h1_1(i)-(h3_guess(k)-h3_1_guess(k));

```

```

            COP_guess(k)=(h1_guess(k)-h3_1_guess(k))/(h2_guess(k)-h1_1(i));

```

```

    if h2_guess(k)<h3_guess(k)
        'warning:check coupling Tgcout, Pgc'
        COP_guess(k)=-1;
    end
end
end

```

```

[massimo,posizione]=max(COP_guess);

```

```

Pco(j)=pgc_vett(posizione);

```

```

[h2s(i,j),d2s(i,j)]=refpropm('HD','P',Pco(j),'S',s1_1(i),'co2.fld');
h2(i,j)=h1_1(i)+(h2s(i,j)-h1_1(i))/etais_c;
T2(i,j)=refpropm('T','P',Pco(j),'H',h2(i,j),'co2.fld');
m_c(i,j)=(d1_1(i)*n*C/60)*(1-(Vn/C)*(d2s(i,j)/d1_1(i)-1));
eps_rig(i,j)=1-exp((m_c(i,j)/portata_rig_o)*log(1-eps_rig_o));

```

```

h3(i,j)=refpropm('H','T',Tco(j),'P',Pco(j),'co2.fld');
h3_1_id(i,j)=refpropm('H','T',Tevap(i),'P',Pco(j),'co2.fld');
h3_1(i,j)=h3(i,j)-(h3(i,j)-h3_1_id(i,j))*eps_rig(i,j);
h1(i,j)=h1_1(i)-(h3(i,j)-h3_1(i,j));
if h1(i,j)<hvs(i)
[T1(i,j) X1(i,j)]=refpropm('TQ','P',Pev(i),'H', h1(i,j),'co2.fld');

```

```

else
T1(i,j)=refpropm('T','P',Pev(i),'H', h1(i,j),'co2.fld');
X1(i,j)=2;
end

```

```

h4(i,j)=h3_1(i,j);

```

```

L(i,j)=m_c(i,j)*(h2(i,j)-h1_1(i))/etael_mecc/1000;
Qev(i,j)=m_c(i,j)*(h1(i,j)-h4(i,j))/1000;
Qgc(i,j)=m_c(i,j)*(h2(i,j)-h3(i,j))/1000;
Qrig(i,j)=m_c(i,j)*(h3(i,j)-h3_1(i,j))/1000;
COP_f(i,j)=Qev(i,j)/L(i,j);
COP_pdc(i,j)=Qgc(i,j)/L(i,j);

```

```

%%CHIAMATA A FUNZIONE PER IL CALCOLO DELLE C.C. al GAS COOLER

```

```

[T_aria_gc_in(i,j),T_aria_gc_out(i,j),Q_max_gc(i,j),warning_gc(i,j)]=gascooler_co2_v07(geometria_gc,m_c(i,j),Pco(j),h2(i,j),h3(i,j),h_aria_gc,portata_volumetrica_aria_gc,w_aria_gc,T2(i,j));

```

```

%%CHIAMATA A FUNZIONE PER IL CALCOLO DELLE C.C. all' EVAPORATORE

```

```

[T_aria_ev_in(i,j),T_aria_ev_out(i,j),Q_max_ev(i,j),warning_ev(i,j)]=evaporatore_co2_v07(geometria_ev,m_c(i,j),Pev(i),h1(i,j),h4(i,j),h_aria_ev,portata_volumetrica_aria_ev,w_aria_ev,T1(i,j),Tevap(i));

```



```
eff_gc(i,j)=Qgc(i,j)/Q_max_gc(i,j);  
eff_ev(i,j)=Qev(i,j)/Q_max_ev(i,j);
```

```
end
```

```
end
```

```
close all
```

```
if estivo==1
```

```
% grafica_estivo
```

```
input3=T_aria_gc_in;
```

```
input4=Boundary_est;
```

```
input5=T_aria_ev_in;
```

```
input6=Boundary_in;
```

```
elaborazione_finale
```

```
RISULTATI=[coeff_scamb_int,coeff_scamb_est,solx-273.15,soly-273.15,sol_T2-  
273.15,sol_Pgc,1000*sol_m_c,sol_Qev,sol_Qgc,sol_L,sol_Qrig,sol_COP_f,sol_T_aria_ev_out-  
273.15,sol_T_aria_gc_out-273.15,100*sol_eff_ev,100*sol_eff_gc,sol_eps_rig,sol_X1];
```

```
else
```

```
% grafica_invernale
```

```
input3=T_aria_ev_in;
```

```
input4=Boundary_est;
```

```
input5=T_aria_gc_in;
```

```
input6=Boundary_in;
```

```
elaborazione_finale
```

```
RISULTATI=[coeff_scamb_int,coeff_scamb_est,solx-273.15,soly-273.15,sol_T2-  
273.15,sol_Pgc,1000*sol_m_c,sol_Qgc,sol_Qev,sol_L,sol_Qrig,sol_COP_pdc,sol_T_aria_gc_out-  
273.15,sol_T_aria_ev_out-273.15,100*sol_eff_gc,100*sol_eff_ev,sol_eps_rig,sol_X1];
```

```
end
```

```
RIGENERATORE
```

```
%Per gli scambiatori interni: uno funziona in estivo e uno in invernale
```

```
if rig_on==0
```

```
eps_rig_o=0;
```

```
portata_rig_o=1; %kg/s, valore arbitrario
```

```
else
```

```
if estivo==1
```

```
eps_rig_o=0.5;%efficienza estivo, riferito alla condizione nominale
```

```
C_min_rig_o=0.962; %kW/K
```

```
portata_rig_o=228*10^-3; %kg/s
```

```
else
```

```
eps_rig_o=0.5;%efficienza estivo, riferito alla condizione nominale
```

```
C_min_rig_o=0.607; %kW/K
```

portata_rig_o=150*10^-3; %kg/s

end

end

BATTERIE

%%% definizione geometria interna e esterna

%%%%%%%%%% BATT. EST) %%%%%%%%%%%
Dtubi_est=(7.32+2*0.6)*10^-3;%[m]

larghezza_batt_est=2.480; %m

altezza_batt_est=1; %m

Dtubi_batt_est=Dtubi_est;%m

profondita_batt_est=0.065;%m

N_tubi_batt_est=15;%numero tubi rango

N_ranghi_batt_est=3;

N_alette_batt_est=20;%attenzione: non si deve necessariamente mettere il numero vero se non si è ancora implementata

%la function per il calcolo dell'h in quanto questo dato influenza il numero di elementi, per cui va inteso piuttosto

%come numero di elementi di integrazione sulal riga che non necessariamente coincidono con il numero di alette

%fattore_incrementale_sup_batt_est=10;%rapporto superficie alette/superficie tubi

%area_tubi_batt_est=%[m^2]

(pi*Dtubi_batt_est*larghezza_batt_est)*N_tubi_batt_est*N_ranghi_batt_est;%m2

area_totale_batt_est=148;%[m^2] (fattore_incrementale_sup_batt_est+1)*area_tubi_batt_est;

area_frontale_batt_est=altezza_batt_est*larghezza_batt_est;

BF_est=0.30; %fattore di by pass batteria esterna

%%%%%%%%%% (BATT. INT) %%%%%%%%%%%

Dtubi_int=(6.52+2*1.0)*10^-3;%[m]

larghezza_batt_int=1; %m

altezza_batt_int=0.6; %m

Dtubi_batt_int=Dtubi_int;%m

profondita_batt_int=0.087; %m

N_tubi_batt_int=24;

N_ranghi_batt_int=4;

N_alette_batt_int=20;% vedi commento N_alette_batt_est

%fattore_incrementale_sup_batt_int=10;%rapporto superficie alette/superficie tubi

%area_tubi_batt_int=(pi*Dtubi_batt_int*larghezza_batt_int)*N_tubi_batt_int*N_ranghi_batt_int;%m2

area_totale_batt_int=31.38;%[m^2] (fattore_incrementale_sup_batt_int+1)*area_tubi_batt_int;

area_frontale_batt_int=altezza_batt_int*larghezza_batt_int;

BF_int=0.40;

if estivo==1

%%%%%%%%%%%%%% GC (BATT. EST) %%%%%%%%%%%
larghezza_gc=larghezza_batt_est; %m
altezza_gc=altezza_batt_est; %m
Dtubi_gc=Dtubi_batt_est;%m
profondita_gc=profondita_batt_est;%m
N_tubi_gc=N_tubi_batt_est;%numero tubi rango
N_ranghi_gc=N_ranghi_batt_est;
N_alette_gc=N_alette_batt_est;
h_aria_gc=h_aria_est;%W/m2K
portata_volumetrica_aria_gc=portata_volumetrica_esterna;%m3/h
area_totale_gc=area_totale_batt_est*[m^2]
area_frontale_gc=area_frontale_batt_est;
w_aria_gc=w_aria_batt_est;
BF_gc=BF_est;

%%%%%%%%%%%%%% EVAPORATORE(BATT. INT) %%%%%%%%%%%
larghezza_ev=larghezza_batt_int; %m
altezza_ev=altezza_batt_int; %m
Dtubi_ev=Dtubi_batt_int; %m
profondita_ev=profondita_batt_int; %m
N_tubi_ev=N_tubi_batt_int;
N_ranghi_ev=N_ranghi_batt_int;
N_alette_ev=N_alette_batt_int;
h_aria_ev=h_aria_int;%W/m2K
portata_volumetrica_aria_ev=portata_volumetrica_interna;%m3/h
area_totale_ev=area_totale_batt_int*[m^2]
area_frontale_ev=area_frontale_batt_int;
w_aria_ev=w_aria_batt_int;
BF_ev=BF_int;

else

%%%%%%%%%%%%%% GC (BATT. INT) %%%%%%%%%%%
larghezza_gc=larghezza_batt_int; %m
altezza_gc=altezza_batt_int; %m
Dtubi_gc=Dtubi_batt_int;%m
profondita_gc=profondita_batt_int;%m
N_tubi_gc=N_tubi_batt_int;%numero tubi rango
N_ranghi_gc=N_ranghi_batt_int;
N_alette_gc=N_alette_batt_int;
h_aria_gc=h_aria_est;%W/m2K
portata_volumetrica_aria_gc=portata_volumetrica_interna;%m3/h
area_totale_gc=area_totale_batt_int*[m^2]
area_frontale_gc=area_frontale_batt_int;
w_aria_gc=w_aria_batt_int;
BF_gc=BF_int;

%%%%%%%%%%%%%% EVAPORATORE(BATT. EST) %%%%%%%%%%%
larghezza_ev=larghezza_batt_est; %m

```

altezza_ev=altezza_batt_est; %m
Dtubi_ev=Dtubi_batt_est; %m
profondita_ev=profondita_batt_est; %m
N_tubi_ev=N_tubi_batt_est;
N_ranghi_ev=N_ranghi_batt_est;
N_alette_ev=N_alette_batt_est;
h_aria_ev=h_aria_int;%W/m2K
portata_volumetrica_aria_ev=portata_volumetrica_esterna;%m3/h
area_totale_ev=area_totale_batt_est*[m^2]
area_frontale_ev=area_frontale_batt_est;
w_aria_ev=w_aria_batt_est;
BF_ev=BF_est;

end

elementi_gc=N_ranghi_gc*N_tubi_gc*N_alette_gc
elementi_ev=N_ranghi_ev*N_tubi_ev*N_alette_ev

geometria_gc=[area_frontale_gc,area_totale_gc,N_ranghi_gc,N_tubi_gc,N_alette_gc,elementi_gc,BF_gc];
geometria_ev=[area_frontale_ev,area_totale_ev,N_ranghi_ev,N_tubi_ev,N_alette_ev,elementi_ev,BF_ev];

COMPRESSORE

%compressore

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% COMPRESSORE %%%%%%%%%
etais_c=0.90;
etael_mecc=0.67;
n=1450;
C= 9.201e-005;
Vn=C*0.07; %[m3]

GAS_COOLER_CO2_v07

function
[T_aria_in_sol,T_aria_out_sol,Q_max_gc,output2]=gascooler_co2_v07(geometria_gc,portata,Pgc_ottim,h2,
h3,h_aria,portata_volumetrica_aria_gc,w_aria_gc,T2)

output2=0;
close all
Qgc=portata*(h2-h3);

if Qgc<0

```

```

    %break %blocca l'esecuzione se non si rispetta il segno intrinsecamente positivo di Qgc
    'check boundary conditions'
end

```

```

%%%termodinamica 'co2.fld' termovettore/'co2.fld' raffreddamento

```

```

portata_aria_volumetrica=portata_volumetrica_aria_gc; %m3/h;
Ra=0.287;%kJ/kgK
Rv=0.287/0.622;%kJ/kgK
p_atm=101;%kPa
cp_a=1.01;%kJ/kgK
w_aria=w_aria_gc;%kgv/kga
cpv=1.806;%kJ/kgK

```

```

%%re-call della geometria
area_frontale=geometria_gc(1);
area_totale=geometria_gc(2);
N_ranghi_gc=geometria_gc(3);
N_tubi_gc=geometria_gc(4);
N_alette_gc=geometria_gc(5);
elementi_gc=geometria_gc(6);
BF_gc=geometria_gc(7);

```

```

%%%'co2.fld'dinamica
velocita=portata_aria_volumetrica/area_frontale/3600;

```

```

if or(velocita<0.5,velocita>3)
    'velocita gc minore di 0.5 o maggiore di 3 m/s'
    %break
end

```

```

UA_gc=h_aria*area_totale; %W/K

```

```

%%definizione valori primo tentativo/variabili d'appoggio

```

```

T(1)=refpropm('T','P',Pgc_ottim,'H',h2,'co2.fld');
h(1)=h2;
Dt_tent_rif=Qgc/UA_gc;
T_aria_in_guess=T(1)-Dt_tent_rif;
errore=1000000;
cont=1;
costante_k=20000;%50000;
cont_rel=1;
vol_spec_aria=T_aria_in_guess/p_atm*(Ra+w_aria*Rv);%serve solo a dare un valore iniziale
T3_guess_limit=-40+273.15;
h3_guess_limit=refpropm('H','T',T3_guess_limit,'P',Pgc_ottim,'co2.fld');
h_vett=h3_guess_limit+ (h2-h3_guess_limit)*(0:1/elementi_gc:1);

```

```

for kk=1:length(h_vett)
T_vett(kk)=refpropm('T','P',Pgc_ottim,'H',h_vett(kk),'co2.fld');

```

```

end
toll_errore=500;

while errore>toll_errore

    cont_ranghi=1;
    indice_rango(1)=1;
    T_aria(1)=T_aria_in_guess;
    DQ_rango=0;

    for j=1:1:elementi_gc

        pluto(j)=floor(j/(elementi_gc/N_ranghi_gc));
        if j>=2
            derpluto(j)=pluto(j)-pluto(j-1);
            T_aria(j)=T_aria(j-1);
            if and(derpluto(j)==0,derpluto(j-1)>0)

                portata_aria=portata_aria_volumetrica/3600/vol_spec_aria;
                T_aria(j)=T_aria(j-1)-DQ_rango/1000/portata_aria/(cp_a+w_aria*cpv);
                if cont_ranghi==1
                    T_aria_out_guess(1:1:j)=T_aria(j-1)+DQ_rango/1000/portata_aria/(cp_a+w_aria*cpv);
                    if T_aria_out_guess(1:1:j)>T(1)
                        T_aria_out_guess(1:1:j)=T(1);
                    end
                end
                cont_ranghi=cont_ranghi+1;
                indice_rango(cont_ranghi)=j-1;
            end
        end

        DQ(j)=UA_gc/elementi_gc*(T(j)-T_aria(j));
        DQ_rango=DQ_rango+DQ(j);
        h(j+1)=h(j)-DQ(j)/portata;
        %   T(j+1)=refpropm('T','P',Pgc_ottim,'H',h(j+1),'co2.fld');

        T(j+1)=interp1(h_vett,T_vett,h(j+1));

        %   if and(h(j+1)>=hls_co,h(j+1)<=hvs_co)
        %   T(j+1)=Tsat_co;
        %   end
        %   if h(j+1)>hvs_co
        %   T(j+1)=interp1(h_vap_vett,T_vap_vett,h(j+1),'spline');
        %   end
        %   if h(j+1)<hls_co
        %   T(j+1)=Tsat_co-(Tsat_co-T3_guess_limit)/(hls_co-h3_guess_limit)*(h(j+1)-h3_guess_limit);
        %   end

```

```

if isnan(T(j+1))
    T(j+1)=T_aria(j);
end

if T(j+1)<T_aria(j)
    T(j+1)=T_aria(j);%rispetto seconda legge della termodinamica
end
h_out(cont)=h(end);
end

errore_segno(cont)=(h(end)-h3);
ans=errore_segno(cont);
errore(cont)=abs(h(end)-h3);
T_aria_in_guess=T_aria_in_guess-errore_segno(cont)/costante_k;%si assegna un valore proporzionale
all'errore (opportunamente calibrato dalla costante in modo da avvicinarsi velocemente alla soluzione)

cont=cont+1;
cont_rel=cont_rel+1;

if cont_rel>20
    costante_k=costante_k*1.1;
    cont_rel=1
end

vol_spec_aria=T_aria(end)/p_atm*(Ra+w_aria*Rv);%in questo modo si aggiorna il volume specifico con
quello all'ingresso lato aria per il CC

% figure (1)
% plot(T_aria,'b');hold on;plot(T,'k');hold on; plot(T_aria_out_guess,'r')
% hold on
if cont>100
errore(cont)=toll_errore;
output2=1;
end

end
% close all
T_aria_in_sol=T_aria(end);
T_aria_out_sol=T_aria_out_guess(1);
T2;
numberofiterations_gc=cont
% figure (1)
% plot(T_aria,'b');hold on;plot(T,'k');hold on; plot(T_aria_out_guess,'r')

vol_spec_aria=T_aria_in_sol/p_atm*(Ra+w_aria_gc*Rv);
portata_aria=portata_volumetrica_aria_gc/3600/vol_spec_aria;
Qeff_1=portata_aria*cp_a*(T2-T_aria_in_sol);
hr= refpropm('H','T',T_aria_in_sol,'P',Pgc_ottim,'co2.fld');
Qeff_2=portata*(h2-hr)/1000;
Q_max_gc=max(Qeff_1,Qeff_2);
end

```

EVAPORATORE_CO2_v07

```
function
[T_aria_in_sol_ev,T_aria_out_sol_ev,Q_max_ev,output3]=evaporatore_co2_v07(geometria_ev,portata,Pev
,h1,h4,h_aria_ev,portata_volumetrica_aria_ev,w_aria_ev_in,T1,T4)

output3=0;

Q_ev=portata*(h1-h4);
potenzakW_ev=Q_ev/1000;
% if Q_ev<0
%   break %blocca l'esecuzione se non si rispetta il segno intrinsecamente positivo di Qgc
%   'check boundary conditions'
% end

%%termodinamica fluido termovettore/fluido raffreddamento
portata_aria_volumetrica_ev=portata_volumetrica_aria_ev; %m3/h;
portata_aria_volumetrica=portata_aria_volumetrica_ev;
Ra=0.287;%kJ/kgK
Rv=0.287/0.622;%kJ/kgK
p_atm=101;%kPa
cp_a=1.01;%kJ/kgK
%w_aria_ev_in=11/1000;%kgv/kga
cpv=1.806;%kJ/kgK
%h_aria_ev=35; %W/m2K

%%linee di saturazione
temperatura_ba = ([-60 -40 -35 -30 -25 -20 -15 -10 -5 0 5 10 15 20 25 30 36 40
50])+273.15; %[K];
umidita_specifica = [0.01 0.1 0.16 0.22 0.4 0.8 1 1.6 2.45 3.75 5.5 7.5 10.75 14.75 20 27.5 38.5 48.7
87]*10^-3; %[g/kg_a];
entalpia = [-60 -40 -34.75 -29.5 -24 -17.5 -13 -6 1 10 19 29 42 58 76 100 136 165 276];
%[kJ/kg_a];

%%re-call della geometria
area_frontale_ev=geometria_ev(1);
area_totale_ev=geometria_ev(2);
N_ranghi_ev=geometria_ev(3);
N_tubi_ev=geometria_ev(4);
N_alette_ev=geometria_ev(5);
elementi_ev=geometria_ev(6);
BF_ev=geometria_ev(7);

UA_ev=h_aria_ev*area_totale_ev; %W/K
```



```

%%definizione valori primo tentativo/variabili d'appoggio
T(1)=T1;
h(1)=h1;
Dt_tent_rif=Q_ev/UA_ev/100;
T_aria_in_guess=T1+Dt_tent_rif;
T_aria_in_ev=ones(N_tubi_ev,N_alette_ev,N_ranghi_ev)*T_aria_in_guess;
% T_aria_in_guess=T1+20;
%%calcoli termodinamici una tantum
t_rugiada_in=interp1(umidita_specifica,temperatura_ba,w_aria_ev_in);
h_rugiada_in=interp1(umidita_specifica,entalpia,w_aria_ev_in);

hvs_pegv= refpropm('H','P',Pev,'Q',1,'co2.fld');
hls_pegv= refpropm('H','P',Pev,'Q',0,'co2.fld');
vettore_h_vap_surr(1)=hvs_pegv;
vettore_h_vap_surr(2)=refpropm('H','T',T4+10,'P',Pev,'co2.fld');
vettore_h_vap_surr(3)=refpropm('H','T',T4+20,'P',Pev,'co2.fld');
vettore_h_vap_surr(4)=refpropm('H','T',T4+30,'P',Pev,'co2.fld');
vettore_h_vap_surr(5)=refpropm('H','T',T4+40,'P',Pev,'co2.fld');
vettore_h_vap_surr(6)=refpropm('H','T',T4+50,'P',Pev,'co2.fld');
vettore_t_vap_surr=T4+[0 10 20 30 40 50];
cp_ls_pegv=refpropm('C','P',Pev,'Q',0,'co2.fld');
T_aria_vol_in=T_aria_in_guess;

%%variabili di appoggio per il controllo dell'esecuzione programma e
%%convergenza
cont_ranghi=1;
costante_k_in=30000;%300000
costante_k=costante_k_in;
errore(1)=1000000;
cont_ev=1;
cont_rel=1;
toll_errore=700;

while errore( cont_ev)>toll_errore

    cont_ranghi=1;
    indice_rango(1)=1;
    T_aria(1)=T_aria_in_guess;

    if T_aria_in_guess< t_rugiada_in
        t_rugiada=T_aria_in_guess;
        h_rugiada=interp1(temperatura_ba,entalpia,T_aria_in_guess);
        w_aria_ev=interp1(temperatura_ba,umidita_specifica,T_aria_in_guess);
    else
        t_rugiada= t_rugiada_in;
        w_aria_ev=w_aria_ev_in;
        h_rugiada= h_rugiada_in;
    end

    vol_spec_aria=T_aria_in_guess/p_atm*(Ra+w_aria_ev*Rv);%serve solo a dare un valore iniziale
    portata_aria=portata_aria_volumetrica/3600/vol_spec_aria;

```

```

DQ_rango=0;

for j=1:1:elementi_ev

    pluto(j)=floor(j/(elementi_ev/N_ranghi_ev));

    if j>=2
        derpluto(j)=pluto(j)-pluto(j-1);
        T_aria(j)=T_aria(j-1);
        if or((and(derpluto(j)==0,derpluto(j-1)>0)),j==elementi_ev)

            T_aria_nbf(j)=T_aria(j-1)-DQ_rango/1000/(portata_aria*(1-BF_ev))/(cp_a+w_aria_ev*cpv);
            T_aria(j)=T_aria(j-1)*BF_ev+ T_aria_nbf(j)*(1-BF_ev);

            if and(T_aria(j-1)>t_rugiada,T_aria(j)<=t_rugiada)

                'a cavallo';
                DQ_rango_secco=(portata_aria*(1-BF_ev))*(cp_a+w_aria_ev*cpv)*(T_aria(j-1)-
t_rugiada)*1000;
                DQ_rango_umido=DQ_rango-DQ_rango_secco;
                h_out_rango=h_rugiada-DQ_rango_umido/1000/(portata_aria*(1-BF_ev));
                T_aria_nbf(j)=interp1(entalpia,temperatura_ba,h_out_rango,'spline');
                t_rugiada=T_aria_nbf(j);
                h_rugiada=interp1(temperatura_ba ,entalpia,t_rugiada);

            end

            if and(T_aria(j-1)<=t_rugiada,T_aria(j)<=t_rugiada)
                'tutto de-umid';
                DQ_rango_umido=DQ_rango;
                h_out_rango=h_rugiada-DQ_rango_umido/1000/(portata_aria*(1-BF_ev));
                T_aria_nbf(j)=interp1(entalpia,temperatura_ba,h_out_rango,'spline');
                t_rugiada=T_aria_nbf(j);
                h_rugiada=interp1(temperatura_ba ,entalpia,t_rugiada);
            end
            T_aria(j)=T_aria(j-1)*BF_ev+ T_aria_nbf(j)*(1-BF_ev);

            cont_ranghi=cont_ranghi+1;
            indice_rango(cont_ranghi)=j-1;
            DQ_rango=0;

            if j==elementi_ev
                T_aria_out_guess(indice_rango(end-1):1:elementi_ev)=T_aria(j);
                indice_rango(cont_ranghi)=j;
                %t_rugiada=T_aria(j);
            end
end

```

```

        end

    end

% figure (1)
% plot(T_aria,'b');hold on;
%% ylim([T4-3 T4+50]);
% plot(T,'k');hold on;
DQ(j)=UA_ev/elementi_ev*(T_aria(j)-T(j));
DQ_rango=DQ_rango+DQ(j);
h(j+1)=h(j)-DQ(j)/portata;
if h(j+1)<hls_peg
    T(j+1)=T4-(hls_peg-h(j+1))/cp_ls_peg;
    % h(j+1)=hls_peg;
end
if and(h(j+1)>=hls_peg,h(j+1)<=hvs_peg)
    T(j+1)=T4;

end
if h(j+1)>hvs_peg
    T(j+1)=interp1(vettore_h_vap_surr,vettore_t_vap_surr,h(j+1),'spline');

end

if T(j+1)>T_aria(j)
    T(j+1)=T_aria(j);%rispetto seconda legge della termodinamica
end

% T(j+1)
h_out( cont_ev)=h(end);
end

errore_segno( cont_ev+1)=(h(end)-h4);
errore( cont_ev+1)=abs(h(end)-h4);
% Dt_tent_rif=Dt_tent_rif/2;
% T_aria_in_guess=T_aria_in_guess+sign(errore_segno(cont_ev+1))*Dt_tent_rif;
T_aria_in_guess=T_aria_in_guess+errore_segno( cont_ev+1)/costante_k; %si assegna un valore
proporzionale all'errore (opportunamente calibrato dalla costante in modo da avvicinarsi velocemente alla
soluzione)
% costante_k=costante_k_in/(T_aria_in_guess-T1);
% if costante_k> 10000*costante_k_in
%     10000*costante_k_in;
% end

% if costante_k>10^+10
%     costante_k=10^+10;
% end
if T_aria_in_guess<T1
    T_aria_in_guess=T1+0.001;
end
if T_aria_in_guess>T1+100
    T_aria_in_guess=T1+10;

```

```

end

T_aria_in_ev=ones(N_tubi_ev,N_alette_ev,N_ranghi_ev)*T_aria_in_guess;
% figure (2)
% plot(T_aria,'b');hold on;
% ylim([T4-30 T4+50]);
% plot(T,'k');hold on; plot(T_aria_out_guess,'r')

    vol_spec_aria=T_aria(end)/p_atm*(Ra+w_aria_ev*Rv);%in questo modo si aggiorna il volume specifico
con quello all'ingresso lato aria per il CC

    if cont_ev>100%60
    errore( cont_ev+1)=toll_errore;

    output3=1;
% i
% j
    end

    cont_ev= cont_ev+1;

    cont_rel=cont_rel+1;

if cont_rel>15
costante_k=costante_k*1.1;
cont_rel=1
end

end

T_aria_in_sol_ev=T_aria(1);
T_aria_out_sol_ev=T_aria(end);
w_out=w_aria_ev;
w_tev=w_aria_ev;
if T_aria_out_sol_ev<=t_rugiada
    'de-umidifica';
    w_out=interp1(temperatura_ba ,umidita_specifica,t_rugiada,'spline');

end

if T4<=t_rugiada
    w_tev=interp1(temperatura_ba ,umidita_specifica,T4,'spline');
end
numberofiterations_ev= cont_ev

    vol_spec_aria=T_aria_in_sol_ev/p_atm*(Ra+w_aria_ev*Rv);
    portata_aria=portata_volumetrica_aria_ev/3600/vol_spec_aria;

```

```

Qeff_1=portata_aria*cp_a*(T_aria_in_sol_ev-T4);%[kW]
hr= refpropm('H','T',T_aria_in_sol_ev,'P',Pev,'co2.fld');
Qeff_2=portata*(hr-h4)/1000;%[kW]
Q_max_ev=max(Qeff_1,Qeff_2);

```

```

% figure(2)
%
% plot(1:1:elementi_ev,T_aria,'r');
% hold on;
% plot(1:1:elementi_ev,T(1:1:elementi_ev),'b');
% hold on;
%
% plot(indice_rango(end-1):indice_rango(end),T_aria_out_guess(indice_rango(end-1):indice_rango(end)), 'r')

```

ISOVALUE

```
function [out1 out2]=isovalue(input1,input2,input3,input4)
```

```
% input1= matrice ascissa, input2=matrice ordinata, input3=matrice Z=f(input1,input2)
```

```
%input4= valore per la superficie costante
```

```
%close all
```

```
value=input4;
```

```
z2=ones(size(input1,2),size(input2,2))*value;
```

```
% Visualize the two surfaces
```

```
figure(44)
```

```
surface(input1,input2,input3, 'FaceColor', [0.5 1.0 0.5], 'EdgeColor', 'none');
```

```
hold on
```

```
surface(input1,input2,z2, 'FaceColor', [1.0 0.5 0.0], 'EdgeColor', 'none');
```

```
view(3); camlight; axis vis3d
```

```
hold on
```

```
% Take the difference between the two surface heights and find the contour
```

```
% where that surface is zero.
```

```
zdiff = input3 - z2;
```

```
C = contours(input1, input2, zdiff, [0 0]);
```

```
% Extract the x- and y-locations from the contour matrix C.
```

```
out1 = C(1, 2:end);
```

```
out2 = C(2, 2:end);
```

```
%
```

```
figure(45)
```

```
plot(out1,out2,'k')
```

```
hold on
```