



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



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Realizzazione di un prototipo di macchina frigorifera caldo/freddo
dedicata al settore alimentare

G. Boccardi, N. Calabrese, L. Saraceno, R. Trinchieri

Report RdS/2012/128

REALIZZAZIONE DI UN PROTOTIPO DI MACCHINA FRIGORIFERA CALDO/FREDDO DEDICATA AL SETTORE ALIMENTARE

G. Boccardi, N. Calabrese, L.Saraceno, R. Trinchieri (ENEA)

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 Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Indice

Sommario	4
Introduzione	5
La pastorizzazione mediante un ciclo termodinamico a CO ₂	7
Impianto sperimentale Pa.CO ₂	8
Pastorizzatore Carpigiani Pastomaster RTL.....	10
Pompa di calore SANYO CO ₂ ECO	12
Prove e risultati sperimentali.....	17
Sviluppo dei sistemi di controllo per compressore e organo di laminazione.....	23
Modalità di controllo del compressore SANYO.....	24
Modalità di controllo della valvola di laminazione Saginomiya	28
Proposta di schemi impiantistici per l'inversione del ciclo.....	32
Conclusioni	36
Riferimenti bibliografici.....	37

Sommario

I costi energetici legati ai trattamenti termici ad alta e bassa temperatura degli alimenti costituiscono una importante porzione dei costi energetici globali sostenuti dal sistema industriale: nel mondo essi sono stimati in circa due miliardi di dollari l'anno. Tali costi potrebbero essere considerevolmente ridotti realizzando i trattamenti con sistemi tecnologicamente avanzati e integrati. In particolare, si ritiene di poter contribuire a tali obiettivi attraverso la realizzazione di macchine reversibili in grado di produrre sia "caldo" che "freddo" a seconda delle necessità, con ridotto impatto economico.

In generale, i processi termici prevedono una fase di riscaldamento fino a temperature comprese tra i 65-80 °C ed una successiva fase di raffreddamento per la conservazione a temperatura controllata (generalmente dell'ordine di 4°C) dell'alimento trattato.

In questa linea di attività è stata valutata l'opportunità di realizzare tali trattamenti avvalendosi di macchine reversibili a CO₂ (R744) per una serie di motivi, legati sia ad aspetti prestazionali, che di ridotto impatto ambientale del sistema complessivo.

La scelta della CO₂ come fluido di lavoro è legata a caratteristiche peculiari della stessa quali l'atossicità e la non infiammabilità. In più tale fluido è caratterizzato da un ridottissimo impatto ambientale, comprovato da valori del potenziale di riduzione dell'ozono (ODP) pari a 0 e del potenziale di riscaldamento globale (GWP) pari a 1.

Sotto il profilo delle prestazioni di scambio termico è stata spesso evidenziata l'elevata attitudine di un ciclo transcritico a CO₂ a fornire calore con rendimento elevato, attraverso il gas-cooler, a un fluido che debba subire un trattamento termico di riscaldamento, per l'ottimale corrispondenza dei profili di temperatura dei due fluidi avviati allo scambiatore.

D'altra parte, è noto che è possibile realizzare cicli frigoriferi utilizzando CO₂, che possono garantire livelli di prestazione (COP frigorifero) soddisfacenti a diversi livelli di temperature delle sorgenti calda e fredda. Per i livelli di temperatura minima previsti per la maggior parte dei trattamenti termici (dell'ordine dei 5°C) richiesti dai prodotti alimentari, si possono peraltro prevedere valori di COP frigoriferi soddisfacenti anche disponendo di sorgenti calde (aria o acqua) al gas cooler a temperature relativamente elevate.

Per questi motivi, si è ritenuto possibile proporre in questa attività di ricerca una macchina a CO₂ acqua-acqua di tipo reversibile in grado di realizzare trattamenti termici di raffreddamento e/o di riscaldamento. Si è proceduto quindi a verificare i range di temperatura ottimali di utilizzo di una siffatta macchina e sono stati proposti vari schemi di impianto. Sono stati selezionati i principali componenti adatti a realizzare il ciclo termico completo per una situazione di riferimento caratterizzata da condizioni termodinamiche che includessero il maggior numero di trattamenti termici possibili. E' stato inoltre affrontato il problema dell'inversione del ciclo di funzionamento della macchina, che rappresenta il principale nodo tecnico da risolvere, dato che gli scambiatori, lavorando da evaporatori o da condensatori/gas-cooler secondo le necessità (produzione di caldo o freddo) devono presentare delle caratteristiche specifiche. La scelta dello schema d'impianto più appropriato all'applicazione in parola e il definitivo dimensionamento degli scambiatori di calore è infine subordinato alla completa conoscenza delle prestazioni garantite dal compressore (bistadio con inverter) e dal sistema di espansione elettronico selezionati per l'applicazione nelle condizioni termodinamiche di riferimento. Per ottenere informazioni più dettagliate sulle prestazioni ottenibili con tali componenti ci si è infine dedicati allo studio delle problematiche legate alla realizzazione degli idonei sistemi di gestione e controllo del compressore e della valvola elettronica di laminazione.

Introduzione

In molteplici processi dell'industria alimentare i trattamenti termici rivestono da sempre un ruolo chiave. Il loro obiettivo è prevalentemente quello di aumentare il tempo di conservazione di alcuni alimenti grazie all'azione battericida del calore che riesce a disattivare gli enzimi e a distruggere gran parte dei microrganismi presenti nell'alimento. Tale processo di risanamento termico minimizza quindi i rischi per la salute dovuti a eventuali microrganismi patogeni, con un'alterazione minima delle caratteristiche chimiche, fisiche e organolettiche dell'alimento trattato.

I microrganismi presentano una sensibilità alle alte temperature. Gran parte della flora batterica si riproduce a temperature inferiori ai 55-60 °C; sopra questi valori muoiono i virus e gran parte delle forme vegetative dei batteri, dei lieviti e delle muffe. Le forme sporali dei lieviti e delle muffe sono invece più resistenti ma possono essere eliminate mantenendo il prodotto alimentare a 75-80 °C per 5-10 minuti. Soltanto le forme sporali batteriche sono dotate di una termoresistenza più elevata e per la loro distruzione sono richieste temperature superiori ai 100 °C. I principali trattamenti termici di riscaldamento antimicrobici applicati nel campo alimentare possono distinguersi in [1]:

- Pastorizzazione, che può essere di tre tipi: bassa, che prevede il mantenimento di una temperatura di 63°C per 10-15 minuti; alta, con temperatura di 72 °C per 15 secondi; alta di laboratorio con temperatura di 85 °C per 30 minuti. Solitamente, come vedremo in seguito, la pastorizzazione è seguita da una fase di rapido raffreddamento e mantenimento a temperatura controllata;
- Bollitura: mantenimento del prodotto alimentare a 100°C per 30 minuti
- Tyndalizzazione: prevede tre cicli di riscaldamento a temperature prossime a 100 °C intervallati da due periodi di incubazione dell'alimento di 24 ore a 37°C;
- Vapore fluente: trattamento a 100°C per 30 minuti, che garantisce una maggiore integrità del prodotto rispetto alla bollitura;
- Vapore sotto pressione: trattamento a 121°C per 15-20 minuti.

I trattamenti a bassa temperatura hanno una modesta l'azione microbica ma riescono a bloccare i processi di riproduzione microbica; in tal modo, si può garantire una conservazione più duratura di alimenti altrimenti facilmente deteriorabili; tra essi vanno annoverati:

- La refrigerazione: è un trattamento che prevede il mantenimento del prodotto a una temperatura compresa tra 0 e 8°C, in modo da rallentare o inibire la riproduzione batterica;
- la surgelazione: consiste nel portare il prodotto alimentare ad una temperatura inferiore a -18°C in tempi molto rapidi (anche pochi minuti), per evitare alterazioni provocate da microrganismi potenzialmente nocivi;
- il congelamento: La congelazione avviene in tempi molto meno rapidi della surgelazione, e a temperature più alte. Si possono congelare in pratica tutti gli alimenti, compresi piatti già pronti e cotti, tenendo presente che per ogni tipo di cibo c'è un limite di tempo di conservazione diverso, oltre il quale la congelazione comporta un'eccessiva perdita di sostanze nutritive.

Tra i trattamenti sommariamente elencati riveste particolare importanza la pastorizzazione (fig.1), che è applicata, con modalità diverse, ad un cospicuo numero di alimenti (latte, birra, vino, succhi di frutta, uova, conserve, miscele per gelato, ecc., tabella 1). Il trattamento ad alta temperatura provvede all'abbattimento della flora batterica, ma non raggiunge temperature sufficienti a devitalizzare i microrganismi termofili; per questo è seguito da un trattamento a bassa temperatura (tipicamente 4 °C) che ha allora lo scopo di limitare lo sviluppo di tali microrganismi.

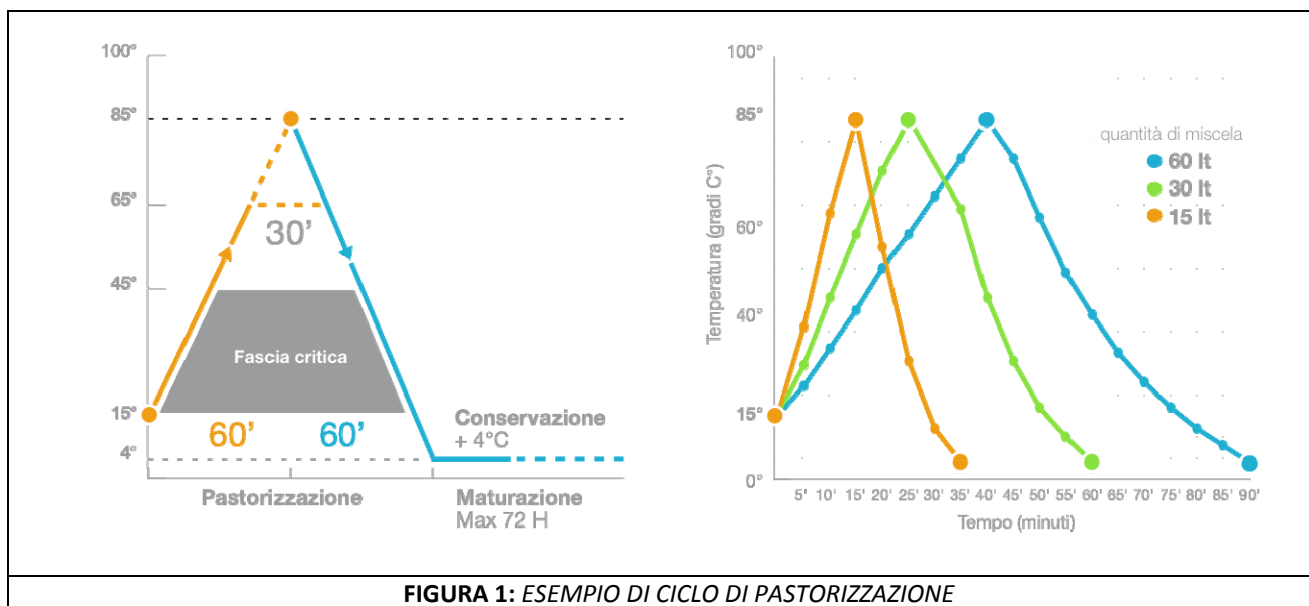


TABELLA 1: LA PASTORIZZAZIONE APPLICATA A DIVERSI PRODOTTI ALIMENTARI [2]

	Alimenti	Obiettivo principale del trattamento	Obiettivo secondario del trattamento	Condizioni operative
pH < 4.5	Succhi di frutta	Inattivazione degli enzimi	Distruzione dei microrganismi (lieviti, muffe)	65 °C per 30 min 77 °C per 1 min 88 °C per 15 sec
	Birra, Vino	Distruzione dei microrganismi e lieviti residui		65-68 °C per 20 min (in bottiglia) 71-75 °C per 1-4 min a 900-1000 KPa
pH > 4.5	Latte	Distruzione dei patogeni	Distruzione di microrganismi inquinanti ed enzimi	63 °C per 30 min 71.5 °C per 15 sec
	Uova	Distruzione dei patogeni	Distruzione di microrganismi inquinanti	64.4 °C per 2.5 min 60 °C per 3.5 min
	Gelati	Distruzione dei patogeni	Distruzione di microrganismi inquinanti	65 °C per 30 min 71 °C per 10 min 80 °C per 15 sec

Attualmente in molti processi produttivi, per effettuare la fase di pastorizzazione vengono utilizzate delle resistenze elettriche (aventi COP unitario), mentre la fase di conservazione è affidata ad una macchina solo freddo. Queste modalità di esecuzione dei trattamenti non sono evidentemente ottimizzate, implicando la realizzazione di processi termici poco redditizi e la dispersione di flussi energetici, altrimenti sfruttabili.

Si è pensato dunque di sfruttare appieno le caratteristiche di macchine termodinamiche in grado di mettere a disposizione dell'utenza, con opportuni accorgimenti, sia sorgenti calde che sorgenti fredde. Da questo punto di vista, è stata spesso evidenziata (per esempio in [3]) l'elevata attitudine di un ciclo transcritico a CO₂ a fornire calore con rendimento elevato, attraverso il gas-cooler, a un fluido che debba subire un trattamento termico di riscaldamento, per l'ottimale corrispondenza dei profili di temperatura dei due fluidi avviati allo scambiatore.

D'altra parte, è noto che è possibile realizzare cicli frigoriferi utilizzando CO₂, che possono garantire livelli di prestazione (COP frigorifero) soddisfacenti a diversi livelli di temperature delle sorgenti calda e fredda [4]. Per i livelli di temperatura minima previsti per la maggior parte dei trattamenti termici (dell'ordine dei 5°C)

richiesti dai prodotti alimentari, si possono peraltro prevedere valori di COP frigoriferi discreti anche disponendo di sorgenti calde (aria o acqua) al gas cooler a temperature relativamente elevate.

Lo scopo della presente attività di ricerca è quindi lo studio e il dimensionamento di una macchina a CO₂ acqua-acqua ad inversione di ciclo istantaneo per la realizzazione di un processo termico completo (caldo-freddo) sui prodotti alimentari. Tale macchina dovrà essere in grado di garantire una temperatura del prodotto alimentare pari a circa $T = 65\text{ °C}$ per i primi 60 minuti di funzionamento per poi invertire il ciclo (per produrre freddo) per portare la temperatura a 4 °C in ulteriori 60 minuti e infine consentire il mantenimento di tale temperatura per un tempo minimo di 40 ore. La potenza termica della macchina sarà pari a circa $P_t=4,5\text{ [kW]}$ ed utilizzerà un compressore bistadio ad alta efficienza e altri componenti innovativi in grado di garantire un rendimento elevato sia in fase di riscaldamento che di raffreddamento.

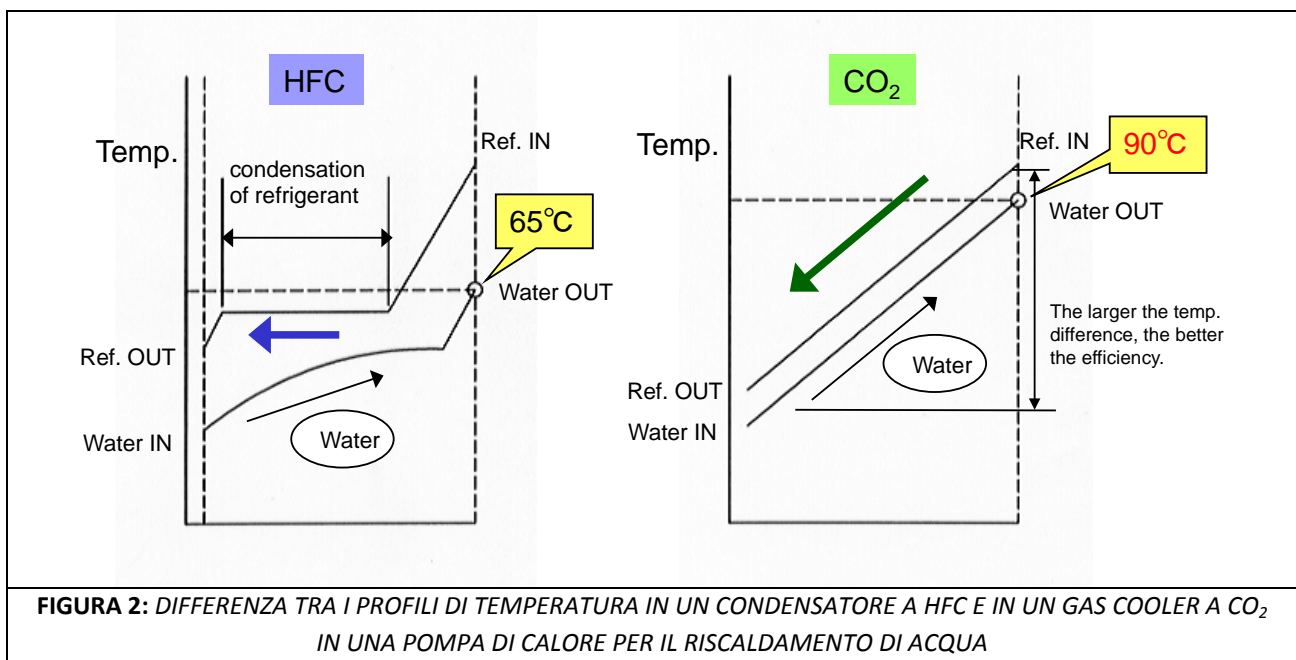
La pastorizzazione mediante un ciclo termodinamico a CO₂

Nella pastorizzazione il prodotto alimentare trattato viene in genere portato ad una temperatura compresa tra $65\text{ e }85\text{ °C}$ a seconda delle caratteristiche specifiche dell'alimento e del tipo di trattamento richiesto (bassa, media e alta pastorizzazione) e poi viene rapidamente raffreddata fino ad una temperatura di circa 4 °C . La rapidità di discesa della temperatura è un elemento piuttosto importante per la buona riuscita dell'operazione di "bonifica" dell'alimento perché inibisce l'attivazione dei batteri sopravvissuti al trattamento termico. In questo modo si prolungano i tempi di conservazione del prodotto, ma occorre ovviamente vigilare sulla costanza del mantenimento delle condizioni di bassa temperatura.

La maggior parte dei pastorizzatori attualmente utilizzati nei piccoli e medi esercizi commerciali effettuano la fase di raffreddamento post-pastorizzazione con un ciclo frigorifero standard a compressione di vapore (generalmente HFC, idrofluorocarburi), con condensatore ad acqua e compressore semi-ermetico, mentre la fase di riscaldamento (pastorizzazione propriamente detta) viene portata a compimento mediante l'ausilio di apposite resistenze elettriche dal rendimento unitario (ossia mettono a disposizione una quantità di energia termica pari a quella elettrica spesa). Lo scambio termico nei moderni pastorizzatori è molto rapido e i tempi di lavoro sono generalmente commisurati alla quantità di prodotto da trattare. Nonostante ciò, i consumi energetici correlati al ciclo completo di pastorizzazione (riscaldamento/raffreddamento) rimangono tuttora abbastanza elevati a causa della forte incidenza del riscaldamento elettrico sul consumo energetico totale. Per fornire un ordine di grandezza del fabbisogno energetico richiesto da tali trattamenti, si pensi che, nel 2002, nel mondo sono stati spesi circa due miliardi di dollari l'anno per eseguirli.

E' quindi in quest'ottica che nasce l'idea di utilizzare un ciclo termodinamico ad alto rendimento anche per la fase di riscaldamento del prodotto alimentare. Le pompe di calore a CO₂ rappresentano in tal senso una più che plausibile proposta per la capacità di coniugare alte prestazioni ad un prevedibilmente elevato risparmio energetico, per i motivi di seguito elencati.

Innanzitutto, sfruttando le peculiari caratteristiche termodinamiche di tale fluido in pompe di calore a CO₂, è stato mostrato [3], che si può facilmente e con rendimenti molto elevati produrre acqua calda oltre i 90 °C , temperature difficilmente raggiungibili con i sistemi tradizionali (pompe di calore con fluidi alogenati in ciclo subcritico). Questo è possibile perché il ciclo transcritico ad anidride carbonica si presta in maniera ottimale al riscaldamento di un fluido (figura 2), con risparmi energetici fino al 75% rispetto ai riscaldatori elettrici. L'elevata efficienza di tale sistema è da ascrivere essenzialmente all'ottima adattabilità delle caratteristiche del ciclo all'applicazione, all'efficiente processo di compressione (bassi rapporti di compressione rispetto ai tradizionali fluidi frigoriferi), alle buone caratteristiche di scambio termico della CO₂ e all'utilizzo di scambiatori ad alta efficienza. Le macchine che realizzano tale ciclo, inoltre, per le caratteristiche proprie della CO₂, possono essere molto compatte permettendo una riduzione considerevole degli ingombri necessari.



Si può prevedere che i vantaggi appena visti nella produzione di acqua calda sanitaria possono riscontrarsi anche nel trattamento di altri tipi di prodotto alimentare: si tratta di “adattare” una pompa di calore a CO₂ ai carichi termici propri del processo completo di pastorizzazione del prodotto alimentare, massimizzandone il rendimento in ogni condizione operativa (ad es. al variare della quantità e del tipo di fluido da trattare) e definendone in maniera specifica la componentistica più efficiente e affidabile.

In termini pratici, si è resa necessaria la progettazione e la realizzazione un impianto sperimentale per lo studio e il dimensionamento della componentistica e per la valutazione delle prestazioni complessive del prototipo di pompa di calore acqua-acqua ad inversione di ciclo “istantaneo”.

Impianto sperimentale Pa.CO₂

L’impianto sperimentale Pa.CO₂ (figura 3) è stato realizzato “accoppiando” tra di loro due macchine attualmente in commercio e di comprovata efficienza: una pompa di calore ad anidride carbonica della SANYO per la produzione di acqua calda sanitaria e un pastorizzatore per miscele di gelato prodotto da Carpigiani S.p.A. Si è preferito, infatti, impostare la parte iniziale dell’attività sperimentale in maniera tale da ottenere dei risultati preliminari in termini di fattibilità (temperature e carichi termici desiderati) e di rendimento (risparmio energetico effettivo) della fase di riscaldamento del trattamento termico globale. In tal senso va intesa inoltre la scelta di utilizzare l’acqua come fluido di lavoro al posto di un fluido generico.

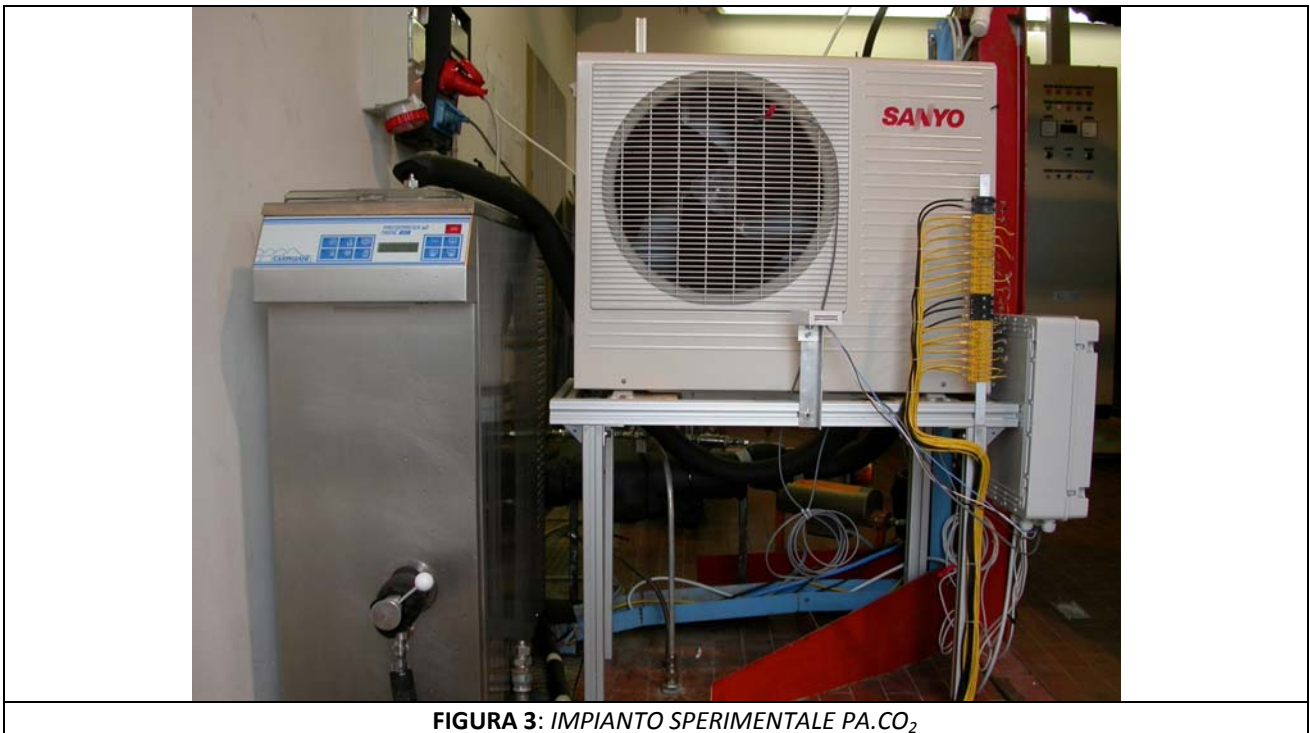


FIGURA 3: IMPIANTO SPERIMENTALE PA.CO₂

L'opportunità di utilizzare acqua per verificare i tempi e l'energia richiesta per eseguire la fase di riscaldamento nella prima fase dell'attività è stata anche dettata da un'esigenza di generalizzazione dei risultati e dalla constatazione che la maggior parte degli alimenti sottoposti al processo di pastorizzazione sono caratterizzati da una elevata percentuale di acqua (tabella 1) e quindi in qualche modo assimilabili a questa.

L'accoppiamento tra pasteurizzatore e pompa di calore è stato eseguito collegando la vasca del pasteurizzatore allo scambiatore acqua/CO₂ (gas-cooler) della pompa di calore con due tubi flessibili opportunamente coibentati. Il fluido in uscita dallo scambiatore è avviato alla vasca del pasteurizzatore che in questa fase funge solamente da elemento passivo di raccolta del fluido riscaldato dalla pompa di calore; l'acqua è poi inviata in entrata allo scambiatore sfruttando la prevalenza della pompa di circolazione del medesimo pasteurizzatore. Tra l'uscita del pasteurizzatore e l'ingresso dello scambiatore della pompa di calore è stato inserito un trasduttore di portata MASSFLO® ad effetto Coriolis della DANFOSS (MASS2100-DI6) per misurare la portata massica dell'acqua (figura 4).



FIGURA 4: CONNESSIONI PASTORIZZATORE-POMPA DI CALORE E MISURATORE DI PORTATA

Si comprende bene come questo schema di processo sia ben lungi da quello di utilizzo ottimale di un ciclo a CO₂ per la pastorizzazione dei prodotti alimentari poiché è chiaro che sarebbe più redditizio integrare in un unico componente, previo accoppiamento diretto, la vasca del pasteurizzatore e il circuito primario della pompa di calore, ottenendo una macchina più compatta e condizioni di scambio termico senz'altro migliori. Come vedremo in seguito, proprio per questi motivi, sono state proposte soluzioni costruttive che prevedono la realizzazione di un gas cooler direttamente accoppiato con la vasca del pasteurizzatore (nel caso di realizzazione di un ciclo a CO₂ invertibile).

Nel seguito della trattazione saranno descritti più in dettaglio le due principali macchine che costituiscono l'impianto Pa.CO₂, ovvero il pasteurizzatore e la pompa di calore.

Pasteurizzatore Carpigiani Pastomaster RTL

Come pasteurizzatore di riferimento, è stato selezionato un pasteurizzatore elettronico Carpigiani per miscele gelato che prepara, pastorizza, omogeneizza, conserva e trasporta le miscele per gelato. Il pasteurizzatore a nostra disposizione è un **Pastomaster 60 Tronic**, uno dei pasteurizzatori più diffusi nelle medie e grandi gelaterie perché efficace con ogni tipo di miscela e molto flessibile nella produzione. Tra i programmi fondamentali che la macchina realizza si hanno: a) alta pastorizzazione a 85 °C; b) bassa pastorizzazione a 65 °C; c) pastorizzazione intermedia, in cui è possibile scegliere tutte le temperature di pastorizzazione fra 65 e 95 °C; d) raffreddamento e maturazione della miscela (Figura 5)

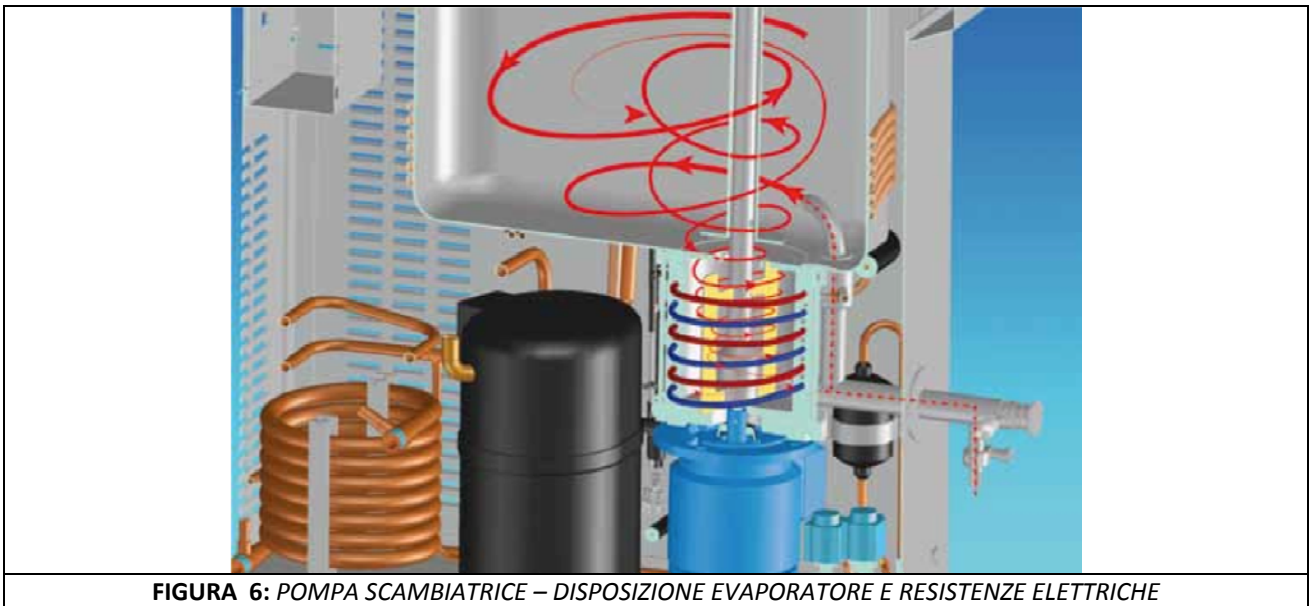


FIGURA 5: PASTORIZZATORE CARPIGIANI

Gli ingredienti da trattare termicamente sono miscelati e pastorizzati all'interno della pompa a tazza che si trova sul fondo della vasca tramite un agitatore a palette azionato da un motore elettrico da 1,1 kW (Figura 6). L'accoppiamento millimetrico tazza-agitatore e le diverse velocità di miscelazione consentono di ottenere gelati più fini e cremosi producendo nei globuli di grasso della miscela una elevata pressione osmotica. Inoltre, il sistema tazza-agitatore funge da pompa scambiatrice o di circolazione per consentire la miscelazione del prodotto tra tazza e vasca del pasteurizzatore nonché l'erogazione del prodotto finito attraverso un apposito rubinetto refrigerato.

Sulla parete esterna della tazza sono allocate sia la serpentina del circuito frigorifero per il raffreddamento della miscela sia le resistenze elettriche per la sua pastorizzazione. Le resistenze elettriche in numero di tre hanno una potenza nominale complessiva di 5,55 kW. La vasca ha una capacità massima di 60 litri.

L'impianto frigo realizza un ciclo frigorifero standard a compressione di vapore, con condensatore ad acqua e compressore semi-ermetico da 3 kW di potenza nominale; il fluido di lavoro è l'R404A, una miscela frigorigena quasi azeotropica molto utilizzata nei sistemi di produzione del freddo.



Pompa di calore SANYO CO₂ ECO

Le pompe di calore che utilizzano l’anidride carbonica (R744) si stanno sempre più affermando nel settore della climatizzazione (estiva e invernale) come sistemi efficienti e pienamente compatibili con le recenti politiche energetiche e di salvaguardia dell’ambiente.

Tra i fluidi cosiddetti naturali la CO₂ rappresenta, infatti, una delle più valide alternative all’utilizzo dei refrigeranti di sintesi attualmente in commercio (principalmente idrofluorocarburi, HFC) che, sebbene caratterizzati da ODP (Ozone Depletion Potenzial) molto bassi o nulli, presentano sovente potenziali di riscaldamento globale (GWP) ancora troppo elevati ai fini dell’effetto serra (Tabella 2).

TABELLA 2: CARATTERISTICHE AMBIENTALI DI ALCUNI FLUIDI FRIGORIGENI						
	REFRIGERANTE					
	CFC R-12	HCFC R-22	HFC R-134a	NH ₃ R-717	C ₃ H ₈ R-290	CO ₂ R-744
Naturale	NO	NO	NO	SI	SI	SI
Vita media	102.0	12.0	14.6	1.0	3.0	100.0
ODP	0.9	0.05	0	0	0	0
GWP (100 anni)	8100	1500	1300	<1	20	1
Infiammabilità	NO	NO	NO	SI	SI	NO
Tossicità	NO	NO	NO	SI	NO	NO
Prezzo relativo	5	1	3/5	0.2	0.1	0.1

La CO₂ è inoltre uno dei pochi fluidi naturali che non è né infiammabile né tossico; è compatibile con i più comuni oli minerali e non aggredisce i metalli, né i materiali elastomerici.

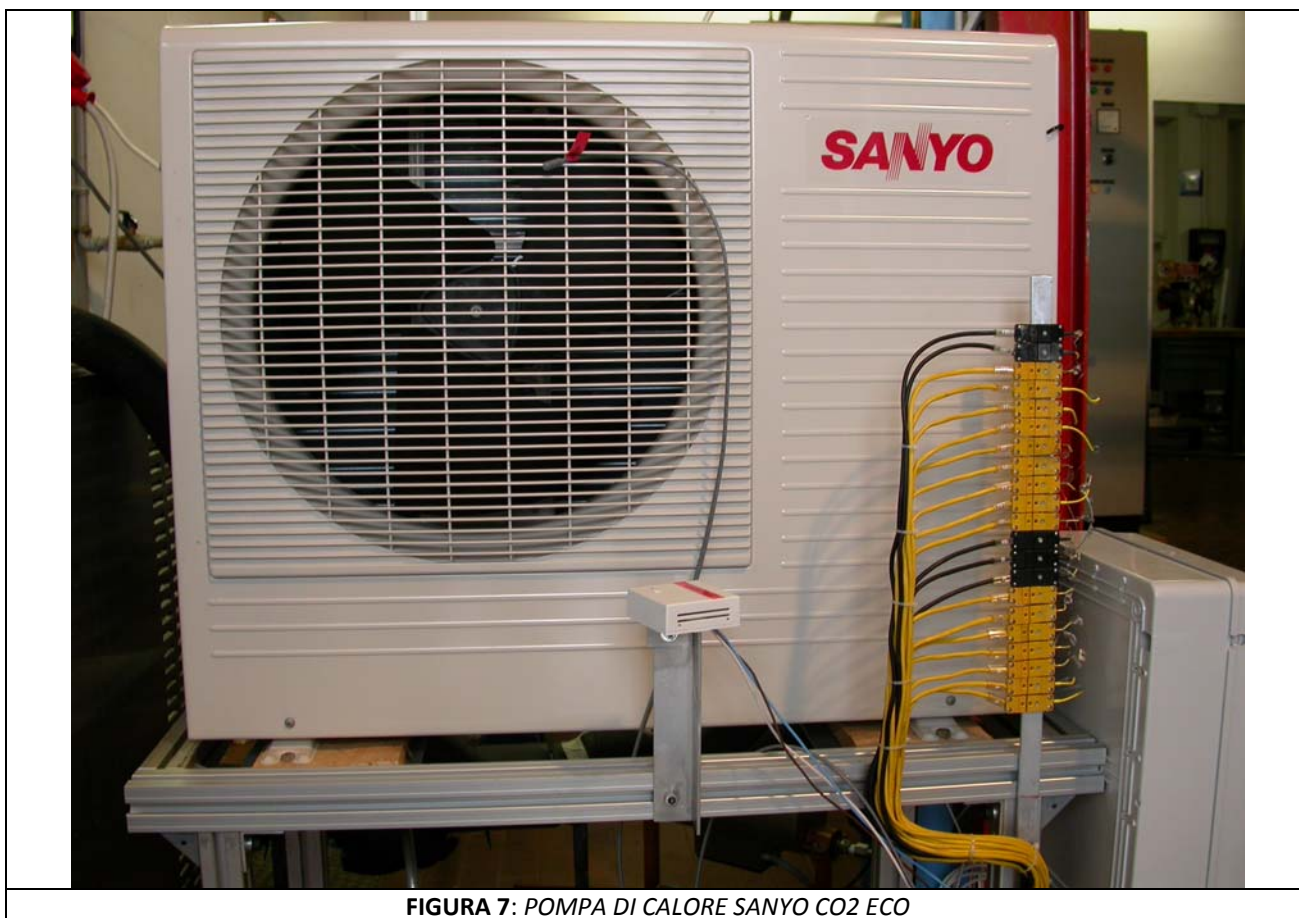
Per ciò che concerne invece l’aspetto prettamente energetico, è possibile sfruttare le elevate

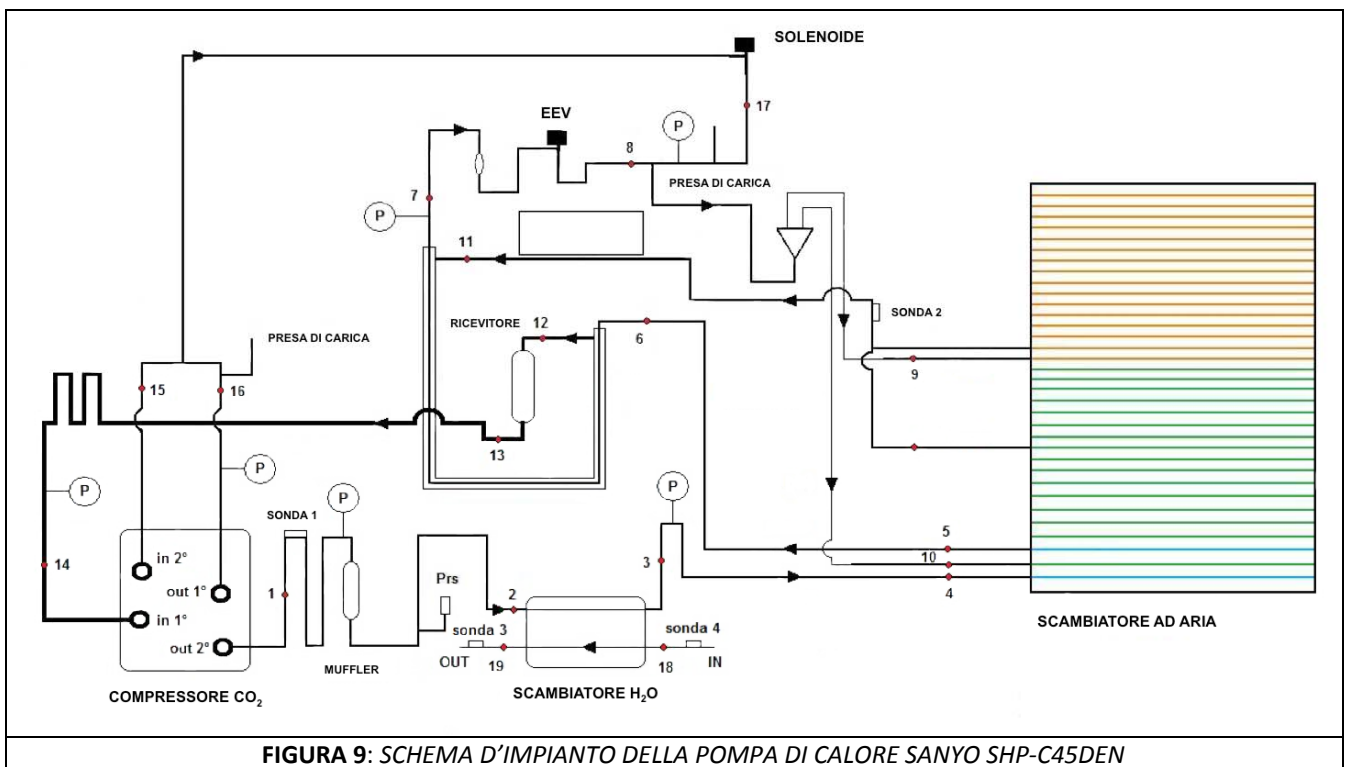
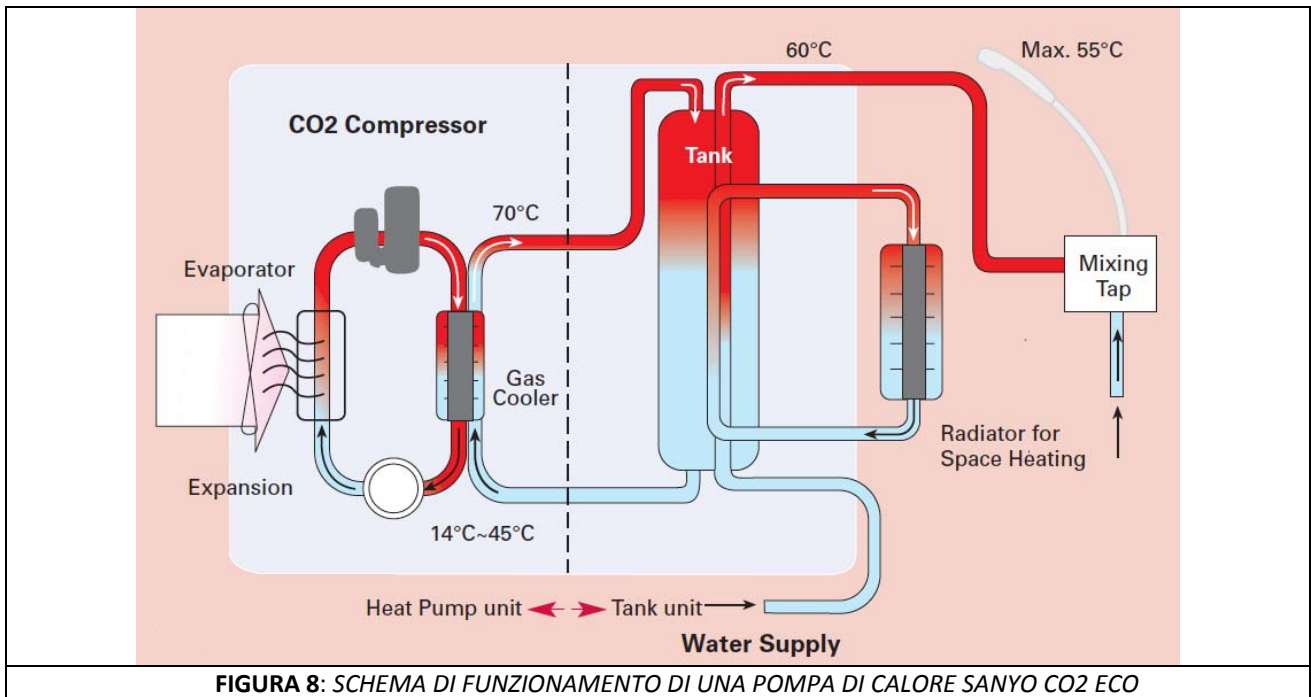
temperature di compressione e le condizioni di funzionamento al gas-cooler realizzate da un ciclo transcritico a CO₂ per ottenere notevoli prestazioni di scambio termico per la produzione di acqua calda sanitaria anche qualora la temperatura dell'ambiente esterno fosse molto bassa (fino ai -25 °C) [5,6].

In Figura 2 è mostrato un esempio dell'ottimo accordo tra i profili di temperatura dell'anidride carbonica ad una pressione di 120 bar (raffreddamento da 100 a 20 °C ca.) e di una portata di acqua da riscaldare in controcorrente a partire da una temperatura di 15 °C fino a 85 °C ca. Nella stessa figura è riportato anche il profilo di temperatura, decisamente meno favorevole, necessario nel condensatore di una pompa di calore con HFC che dovesse compiere la stessa operazione: per ottenere lo stesso obiettivo, a parità di superficie di scambio termico, si avrebbe per l'HFC la condensazione e quindi un coefficiente di scambio termico globale molto più modesto.

Il vantaggio di avere profili di temperatura bene accordati tra i due fluidi lungo lo scambiatore si traduce infatti in minori perdite di exergia nello scambio termico, che sono da ritenersi approssimativamente proporzionali, a parità di calore scambiato, alla differenza di temperatura tra i due fluidi. La minore perdita exergetica può costituire un fattore decisivo per assicurare alla CO₂ rendimenti migliori (COP di circa 3.5 – 4) rispetto a quelli realizzati da impianti operanti con fluidi tradizionali.

La pompa di calore aria-acqua SANYO CO2 ECO (SHP-C45DEN) da 4,5 kW rappresenta lo stato dell'arte per ciò che concerne le pompe di calore per la climatizzazione domestica (Figura 7). La Figura 8 mostra un suo schema di impiego standard: l'acqua calda prodotta nella pompa di calore viene stoccata in un serbatoio di accumulo, per poi essere successivamente utilizzata sia ai fini del riscaldamento degli ambienti (per mezzo di corpi scaldanti ad elevata efficienza) che per la fornitura su richiesta di acqua calda sanitaria.





La pompa di calore è stata strumentata con termocoppie di tipo K e di tipo J e con misuratori di pressione per monitorare lo stato termodinamico della CO₂ in condizioni di esercizio in corrispondenza (ingresso/uscita) dei principali componenti, evidenziati nello schema d'impianto di Figura 9 e di seguito elencati:

- Compressore bistadio
- Muffler (Silenziatore)
- Pressostato (Psr)

- Scambiatore ad acqua (Gas Cooler)
- Valvola elettronica di espansione (EEV)
- Scambiatore ad aria (Evaporatore)
- Ricevitore

Il “cuore” della pompa di calore è senza dubbio l’innovativo compressore rotativo bistadio a CO₂, realizzato da SANYO con una tecnologia che ancora oggi rappresenta un’esclusiva mondiale nel campo della progettazione dei compressori per CO₂ (Figura 10).

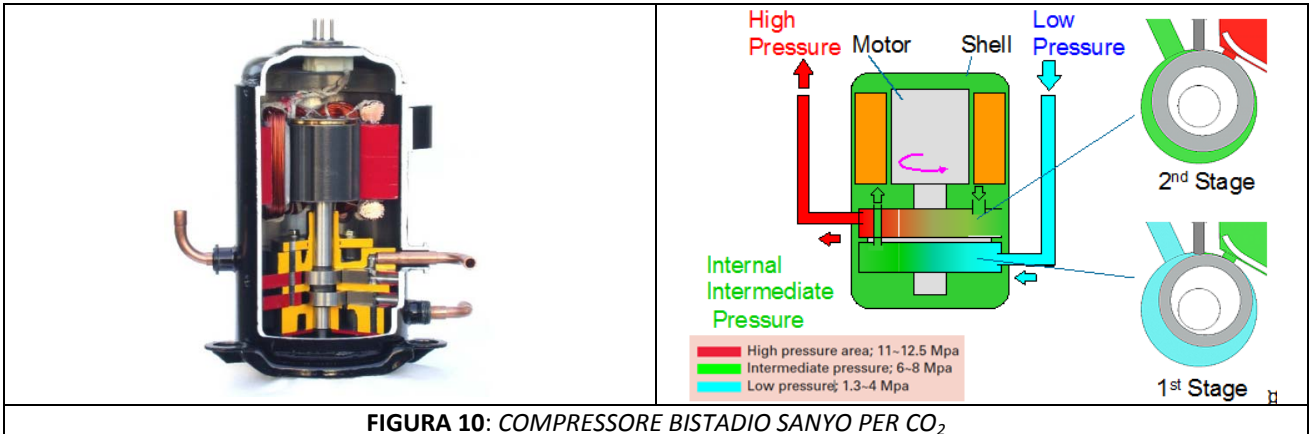


FIGURA 10: COMPRESSORE BISTADIO SANYO PER CO₂

Il compressore resiste a elevate differenze di pressione di lavoro (indicate in figura 10), è estremamente affidabile grazie alla dispersione del carico, è soggetto solo minimamente a perdite ed è caratterizzato da bassi livelli di vibrazioni. Il funzionamento presenta ridotti livelli di rumore e grazie al suo design compatto e leggero consente una sostanziale riduzione degli ingombri e del peso della pompa di calore.

Lo scambiatore ad acqua (che nella macchina Sanyo funge da gas-cooler) è del tipo tubo in tubo ma presenta anch’esso delle soluzioni realizzative particolari sviluppate ad hoc da SANYO. L’esclusivo disegno della sezione trasversale dello scambiatore (Fig.11), con tre tubi per il refrigerante disposti simmetricamente intorno al canale dell’acqua, oltre a consentire l’impiego di alte pressioni di lavoro per il refrigerante (sino a 14 MPa), fornisce incrementi in termini di efficienza dello scambio termico stimati nell’ordine del 60% rispetto alle soluzioni più tradizionali.

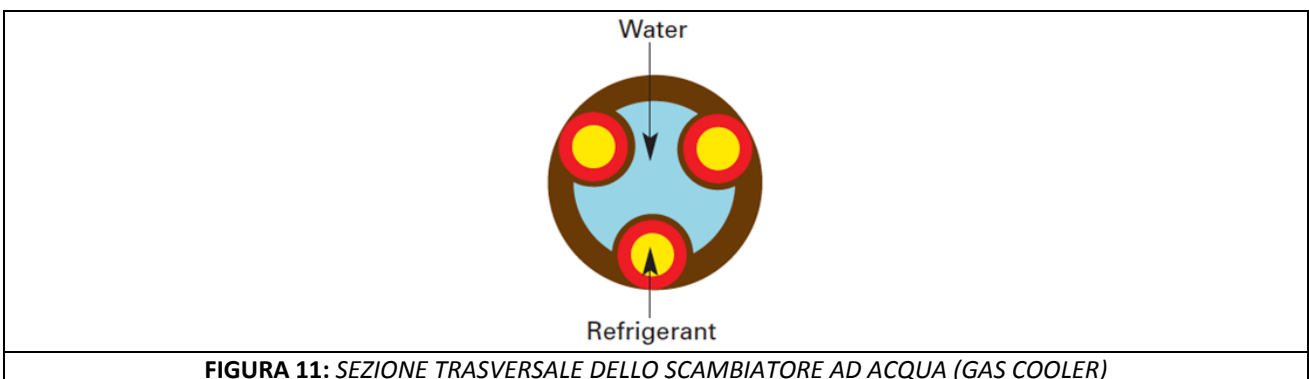


FIGURA 11: SEZIONE TRASVERSALE DELLO SCAMBIATORE AD ACQUA (GAS COOLER)

L’evaporatore è uno scambiatore ad aria a pacco alettato (Figura 12) accoppiato a una ventola assiale a pale per lo scambio termico in regime di convezione forzata tra fluido di lavoro e aria. Particolari accorgimenti nella progettazione del circuito frigorifero consentono di realizzare un efficace sistema di protezione antigelo per le zone inferiori dello scambiatore, evitando così l’utilizzo di riscaldatori elettrici ovvero di dover ricorrere all’inversione del ciclo (Figura 13).

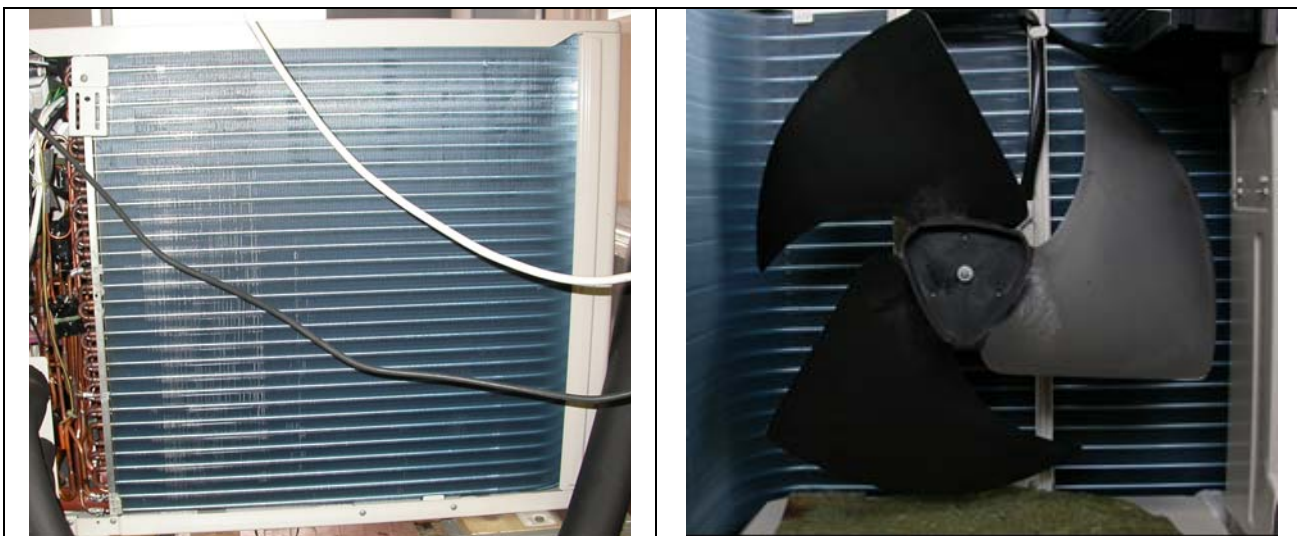


FIGURA 12: SCAMBIATORE AD ARIA (EVAPORATORE)

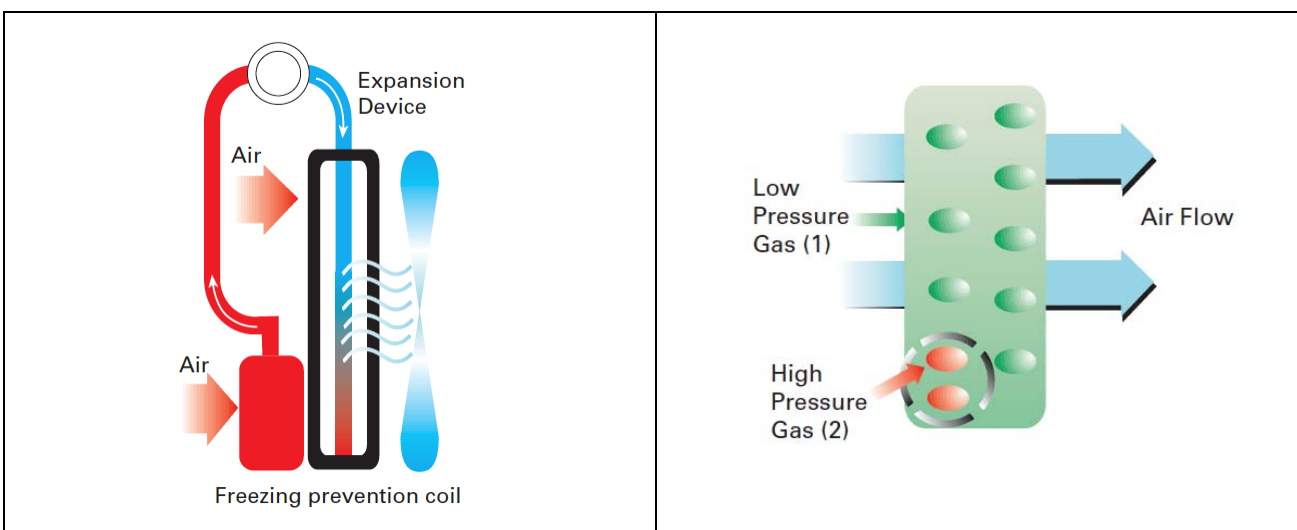


FIGURA 13: SISTEMA DI PROTEZIONE ANTIGELO PER L'EVAPORATORE

La pompa di calore è corredata da un kit di comando ACC-CO2 (Figura 14) che consente di impostare e controllare le regolazioni del sistema di riscaldamento nel suo complesso. Tramite tale controllore è possibile gestire in manuale l'avvio/spegnimento dell'unità pompa di calore e monitorare i parametri d'esercizio in tempo reale.



FIGURA 14: KIT DI COMANDO DELLA POMPA DI CALORE

Prove e risultati sperimentali

In Tabella 3 sono schematicamente mostrate le prove sperimentali eseguite sull'impianto Pa.CO₂ con i corrispondenti valori delle grandezze monitorate all'inizio e alla fine di ciascuna prova. La *capacità pastorizzatore* riportata in tabella indica i litri di acqua da riscaldare con la pompa di calore partendo da una temperatura in vasca di circa 4 °C (T_{vasca} iniziale) fino alla temperatura finale di 65 °C (T_{vasca} finale), così da simulare il ciclo standard di **bassa pastorizzazione** realizzato dal pastorizzatore Carpigiani.

TABELLA 3: MATRICE DI PROVA							
Nome prova	T_{amb} iniziale [°C]	G iniziale [kg/h]	T_{vasca} iniziale [°C]	T_{amb} finale [°C]	G finale [kg/h]	T_{vasca} finale [°C]	capacità pastorizzatore [litri]
G48_Tamb22	22	48	3	22.8	65.7	64	30
G133_Tamb23	23.2	133	3	22.6	172	63	30
Gmax_Tamb23	23	144	5	22.1	172	63	30
Gmax_Tamb22_outdoor	22	144	3	22.7	171.8	63	30
G50_Tamb22_nosonda1	22.9	49.2	4	22.8	54	64	30
G100_Tamb22_nosonda1isol	21.7	101	4	non terminata (a 124°C intervento del pressostato)			30
G50_Tamb22_nosonda1b	21.9	100.3	4	20.6	variabile	64	30
G90_Tamb23_nosonda1_4	23.3	91.5	4	21.4	variabile	65	30
G100_Tamb22_nosonda1_4_3	22.5	101.1	4	20.4	variabile	65	30
G100_Tamb23_nosonda1_4_3_60l	23.5	100.5	4	21.1	variabile	65	60
G100_Tamb23_nosonda1_4_3_60l_Ta	22.6	100.2	5	20.2	variabile	65	60
G60_Tamb23_nosonda1_4_3_60l_Ta	23.1	60	4	19.9	variabile	65	60
G180_Tamb23_60l_Ta	23	177	4	23.1	229	63	60

La portata dell'acqua che fluisce dalla vasca del pastorizzatore allo scambiatore della pompa di calore è impostata manualmente all'inizio della prova agendo sulla leva di regolazione della pompa di circolazione del medesimo pastorizzatore. In tal modo è possibile variare il carico termico nello scambiatore e conseguentemente verificarne l'influenza sui tempi necessari per eseguire il ciclo di pastorizzazione e sui consumi elettrici risultanti.

La pompa di calore SANYO è dotata di quattro sonde di temperatura per il controllo e l'ottimizzazione del ciclo termodinamico realizzato. Le sonde, numerate da 1 a 4 (Figura 9), sono posizionate

rispettivamente in corrispondenza dei seguenti punti: uscita secondo stadio compressore, uscita evaporatore, uscita gas cooler lato acqua, ingresso gas cooler lato acqua. I valori rilevati da tali sensori condizionano il funzionamento della macchina secondo una logica gestita dalla centralina elettronica e impostata in fase di produzione dalla stessa azienda costruttrice. Nella prima fase dell'attività ricerca sono state eseguite delle prove ad hoc disinstallando manualmente una o più sonde in contemporanea (vedi dicitura "nosonda" in Tabella 3). Si è potuto così qualitativamente valutare l'influenza dei segnali di retroazione di ciascun sensore sul processo globale rispetto a una prova standard con tutte le sonde inserite.

La Tabella 4 offre il quadro sinottico dei segnali acquisiti mediante tre schede di acquisizione dati della National Instruments, due per i segnali di temperatura e una per input analogici quali misure di portata, potenza elettrica e pressione. Come accennato in precedenza, i sensori di pressione sono stati fisicamente inseriti in una seconda fase dell'attività di ricerca insieme al misuratore di portata per la CO₂, mentre sono stati sempre acquisiti i valori della portata di acqua nel gas-cooler e la potenza elettrica totale assorbita dalla pompa di calore durante il suo funzionamento. Quest'ultima è misurata per mezzo di un convertitore di potenza SINEAX P530 della GMC.

In Figura 15.a è mostrata la main window del programma di acquisizione dati opportunamente sviluppato in ambiente LabVIEW. I valori di temperatura e di pressione acquisiti consentono inoltre di visualizzare in tempo reale sul diagramma p-h il ciclo descritto dalla CO₂ al variare delle condizioni al contorno (figura 15.b).

TABELLA 4: ELENCO SEGNALI ACQUISITI

IMPIANTO Pa•CO ₂													
N.	Dev. Type	Id. Dev.	Canale	N° su morsetti	Nome	Grandezza	Unità misura	Range Grandezza	Tipo Sensore	Range Segnale uscita	Nome Scala(NI-Max)	Coef. Conver.	Note
0	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai0	1	TuC2	Temp. uscita compr. 2° stadio	°C	40 150 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
1	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai1	2	TISC_W	Temp. ingresso SC H ₂ O	°C	40 150 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
2	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai2	3	TuSC_W	Temp. uscita SC H ₂ O	°C	20 140 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
3	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai3	4	TISC_air	Temp. ingresso SC aria	°C	20 140 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
4	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai4	5	TuSC_air	Temp. uscita SC aria	°C	0 100 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
5	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai5	6	TIRc	Temp. ingresso Recup. lato caldo	°C	0 100 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
6	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai6	7	TuRc	Temp. uscita Recup. lato caldo	°C	0 80 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
7	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai7	8	TuEEV	Temp. uscita valvola EEV	°C	-40 40 °C	TC FE/CO(J)				
8	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai8	9	TIEV_c	Temp. ingresso EV lato b	°C	-40 40 °C	TC FE/CO(J)				
9	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai9	10	TIEV_b	Temp. ingresso EV lato c	°C	-40 40 °C	TC FE/CO(J)				
10	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai10	11	TIRf	Temp. ingresso Recup. lato freddo	°C	0 40 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
11	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai11	12	TuRf	Temp. uscita Recup. lato freddo	°C	0 80 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
12	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai12	13	TuRIC	Temp. uscita ricevitore	°C	0 80 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
13	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai13	14	TIC1	T ingresso compr. 1° stadio	°C	0 80 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
14	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai14	15	TIC2	T ingresso compr. 2° stadio	°C	20 120 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
15	NI-9213	cDAQ1Mod1	ai15	16	TuC1	T uscita compr. 1° stadio	°C	20 120 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
16	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai0	17	TuSOL	Temp. uscita solenoide	°C	20 100 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
17	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai1	18	Ti_W	Temp. ingresso acqua	°C	0 100 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
18	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai2	19	Tu_W	Temp. uscita acqua	°C	0 100 °C	TC CR/AL(K)	0-10 mV			
19	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai3	20	TuEV_b	Temp. uscita EV lato b	°C	-40 40 °C	TC FE/CO(J)				
20	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai4	21	TuEV_c	Temp. uscita EV lato c	°C	-40 40 °C	TC FE/CO(J)				
21	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai5										
22	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai6										
23	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai7										
24	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai8										
25	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai9										
26	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai10										
27	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai11										
28	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai12										
29	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai13										
30	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai14										
31	NI-9213	cDAQ1Mod2	ai15										
32	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai0		G	portata acqua pastorizzatore	kg/h		flowmeter	1-5 V			
33	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai1		Whp	potenza assorbita da HP	kW		wattmetro	1-5 V			
34	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai2		PX01	Pressione Cpin_2°stadio	BAR	0-160 bar	TRASMETT.	1-5 Vcc	0-160bar		
35	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai3		PX03	Pressione ScambiatoreH2O_out	BAR	0-160 bar	TRASMETT.	1-5 Vcc	0-160bar		
36	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai4		PX07	Pressione EEVin	BAR	0-160 bar	TRASMETT.	1-5 Vcc	0-160bar		
37	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai5		PX08	Pressione EEVout	BAR	0-100 bar	TRASMETT.	1-5 Vcc	0-100bar		
38	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai6		PX11	Pressione Scam. Ariaout	BAR	0-100 bar	TRASMETT.	1-5 Vcc	0-100bar		
39	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai7		PX14	Pressione Cpin_1°stadio	BAR	0-100 bar	TRASMETT.	1-5 Vcc	0-100bar		
40	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai8		PX16	Pressione Cpout_1°stadio	BAR	0-100 bar	TRASMETT.	1-5 Vcc	0-100bar		
41	NI-9205	cDAQ1Mod3	ai9		FX01	Portata CO ₂	Kg/h	0-55 Kg/h	TRASMETT.	1-5 Vcc	0-55Kg_h		

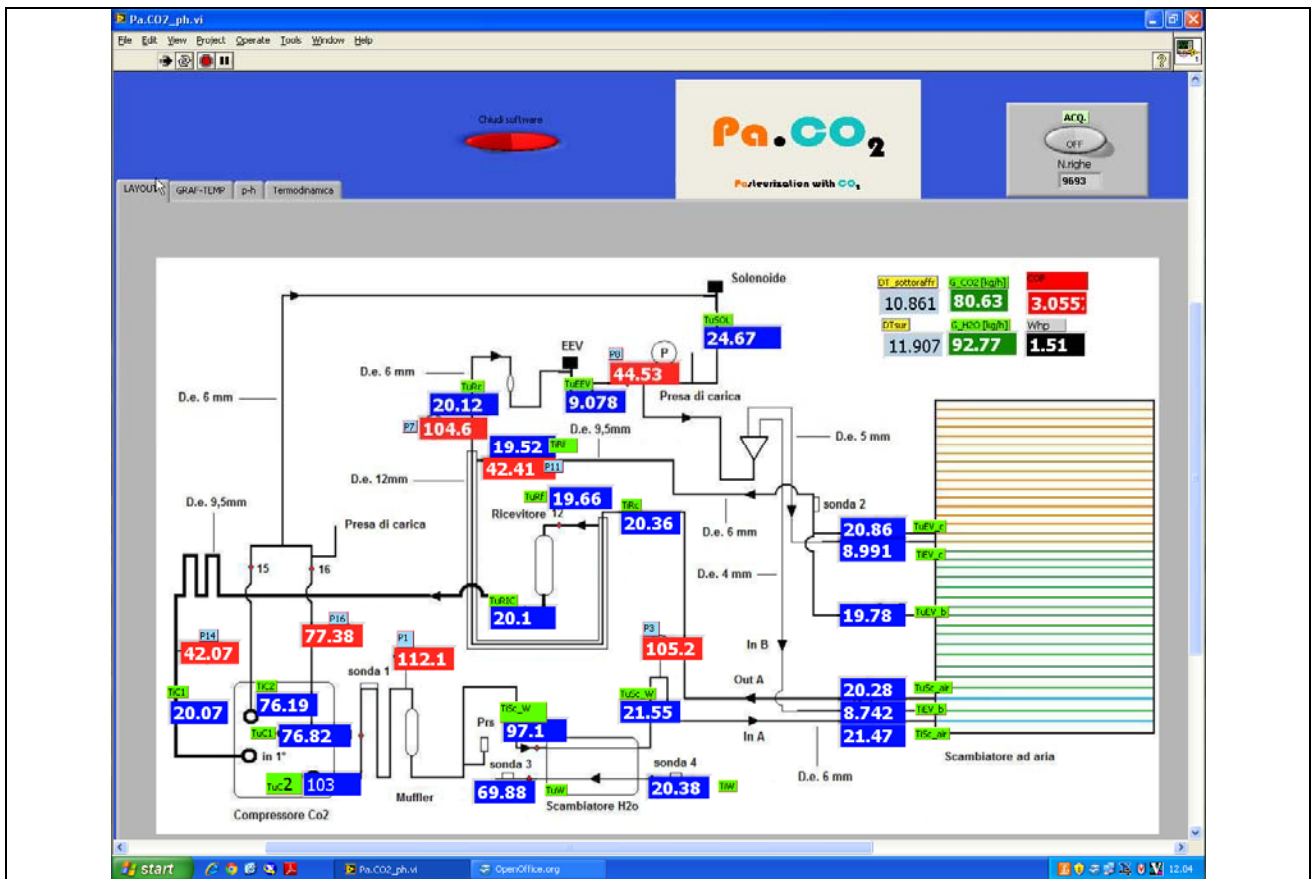


FIGURA 15.A: MAIN WINDOW DEL PROGRAMMA DI ACQUISIZIONE DATI

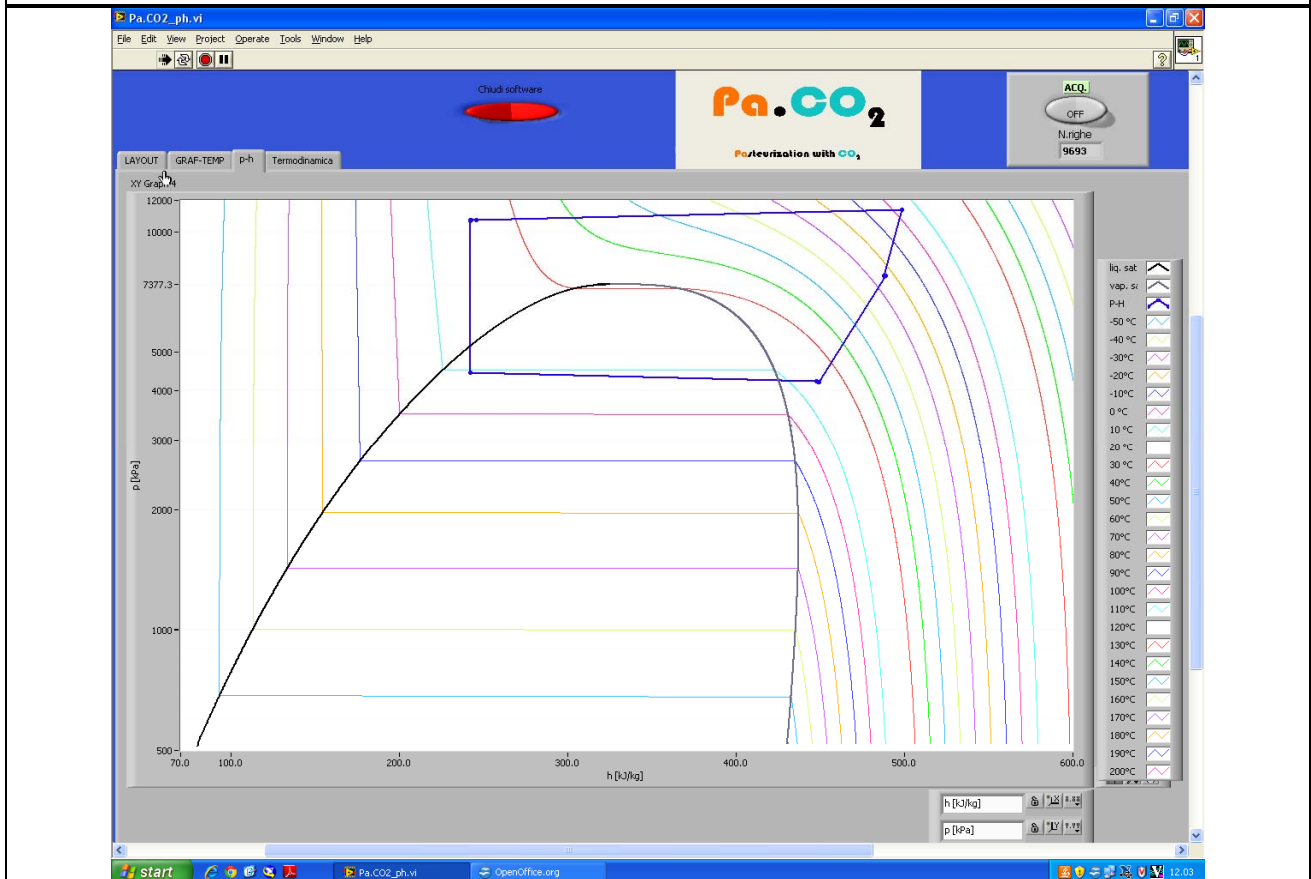


FIGURA 15.B: DIAGRAMMA P-H DEL CICLO A CO₂ DURANTE L'ESECUZIONE DI UNA PROVA

La modalità di esecuzione delle prove ha seguito sempre il protocollo di seguito descritto. Inizialmente si procede riempiendo la vasca del pastorizzatore con acqua di rete fino al valore prefissato: nel nostro caso 30 o 60 litri, corrispondenti rispettivamente alle condizioni di minimo o pieno carico del pastorizzatore. L'acqua è poi raffreddata sino alla temperatura di 4 °C utilizzando l'apposito programma di raffreddamento del pastorizzatore. Si aziona quindi con l'apposito pulsante la pompa di agitazione del pastorizzatore e, agendo sul rubinetto di estrazione, si imposta manualmente la portata di acqua che fluisce all'interno del circuito chiuso costituito dalla vasca del pastorizzatore e dallo scambiatore (gas-cooler) della pompa di calore. Una volta stabilizzata la portata, si lancia il programma di acquisizione dati e si avvia manualmente la pompa di calore. Quando la temperatura nella vasca del pastorizzatore raggiunge il valore di 65 °C si arresta la pompa di calore e si chiude l'acquisizione dati, potendosi ritenere la prova terminata.

La Tabella 5 riassume i risultati delle prove sperimentali in termini di tempo impiegato per effettuare il ciclo di pastorizzazione (fase di riscaldamento) e relativo consumo energetico. La notazione *Pastomaster* indica le prove effettuate utilizzando il programma di riscaldamento di default del pastorizzatore Carpigiani che utilizza le resistenze elettriche per la fase di riscaldamento. La notazione *Pompa di calore* si riferisce invece alle prove in cui l'acqua è riscaldata nel gas-cooler della pompa di calore a CO₂.

Nella tabella sono stati riportati i risultati di alcune tra le prove effettuate giacché non sono state riscontrate rilevanti variazioni sui tempi e sui consumi del processo al mutare del valore della portata di acqua inizialmente impostato ovvero della temperatura ambiente registrata.

TABELLA 5: TABELLA RIASSUNTIVA TEMPI/CONSUMI

PROVE ENEA					
E1. Prova comparativa Pompa di calore Sanyo / Pastomaster 60Rtx					
	<u>Q.tà acqua</u>	<u>T. acqua iniziale</u>	<u>T. acqua fine</u>	<u>Tempo impiegato</u>	<u>Consumo energetico</u>
<i>Pompa di calore a)</i>	60 Lt	4 °C	63 °C	<u>1h 33' 45"</u>	1.653 kWh
<i>Pompa di calore b)</i>	60 Lt	4 °C	65 °C	<u>2h 16' 26"</u>	2.205 kWh
<i>Pastomaster c)</i>	60 Lt	4 °C	61 °C	44'	4.406 kWh
E2. Prova riscaldamento pompa di calore Sanyo con bypass sonde di temperatura ingresso - uscita acqua e condizionamento sonda uscita compressore					
	<u>Q.tà acqua</u>	<u>T. acqua iniziale</u>	<u>T. acqua fine</u>	<u>Tempo impiegato</u>	<u>Consumo energetico</u>
<i>Pompa di calore a)</i>	60 Lt	4 °C	65 °C	<u>59' 21"</u>	1.507 kWh
<i>Pompa di calore b)</i>	60 Lt	4 °C	65 °C	<u>1h 00' 31"</u>	1.569 kWh
<i>Pompa di calore c)</i>	60 Lt	4 °C	65 °C	<u>58' 56"</u>	1.616 kWh
E3. Prova riscaldamento pompa di calore Sanyo con bypass sonde di temperatura ingresso - uscita acqua e condizionamento sonda uscita compressore					
	<u>Q.tà acqua</u>	<u>T. acqua iniziale</u>	<u>T. acqua fine</u>	<u>Tempo impiegato</u>	<u>Consumo energetico</u>
<i>Pompa di calore a)</i>	30 Lt	4 °C	65 °C	<u>39' 18"</u>	0.908 kWh
<i>Pompa di calore b)</i>	30 Lt	4 °C	65 °C	<u>37' 00"</u>	0.870 kWh

Se si considerano le prove effettuate con la configurazione standard della pompa di calore (Tabella 5, prove E1), cioè con tutte le sonde inserite, con temperatura finale del prodotto in vasca dello stesso ordine di grandezza (61-63 °C) si nota un **risparmio energetico** mediamente di **oltre il 60%** rispetto al riscaldamento effettuato con le resistenze elettriche, a fronte, però, di un sostanziale raddoppio dei tempi

di pastorizzazione. Come precedentemente illustrato, nell'eseguire i trattamenti termici, il fattore tempo riveste spesso un ruolo chiave e quindi tale aspetto non deve essere sottovalutato o per lo meno deve essere tenuto in debito conto nelle eventuali considerazioni finali sull'opportunità di utilizzo di un sistema a pompa di calore per la pastorizzazione di prodotti alimentari.

Dalla stessa tabella 5 (prove E1.a E1.b) si evince inoltre che le prestazioni di scambio termico con configurazione standard della pompa di calore non sono del tutto in linea con gli obiettivi di temperatura auspicati (**65 °C in vasca**), a meno che non si accettino tempi di pastorizzazione estremamente lunghi (oltre le due ore, praticamente triplicati rispetto al riscaldamento elettrico) a fronte di una riduzione dei consumi in media del 50%. Tale evidenza sperimentale è da imputare alle non ottimali condizioni di scambio termico che si realizzano all'interno del gas-cooler (scambiatore in controcorrente acqua/CO₂) della pompa di calore. Infatti, se si riportano in grafico (Figura 16) gli andamenti delle temperature in ingresso e uscita del gas-cooler sia della CO₂ che dell'acqua, si nota come la temperatura in ingresso lato CO₂, T_{in-CO_2} , si mantenga pressoché costante durante la prova e con valori massimi che non superano gli 80 °C. Man mano che l'acqua si riscalda, il ΔT utile per lo scambio con la CO₂ diminuisce quindi sino a valori tali da ridurre sensibilmente l'effetto utile nello scambiatore, con conseguente naturale riduzione del COP.

La T_{in-CO_2} è ovviamente legata alla temperatura in uscita del secondo stadio del compressore, $T_{out-comp}$, che è controllata dalla scheda elettronica della macchina tramite la sonda di temperatura numero 1: per valori della $T_{out-comp}$ maggiori di circa 73-75 °C si è notata una riduzione del numero di giri del compressore (parzializzazione del compressore tramite inverter), con conseguente riduzione della pressione e quindi della temperatura di scarico. Il processo di regolazione delle temperature nel gas cooler è completato altresì dall'intervento della sonda 3 che limita la temperatura dell'acqua in uscita dello scambiatore ovvero, in pratica, dell'acqua calda sanitaria da distribuire alle varie utenze servite. Del resto l'acqua calda prodotta dalla pompa di calore usualmente non viene erogata direttamente ma accumulata in una unità interna (boiler) che ne gestisce opportunamente la fornitura a seconda delle richieste.

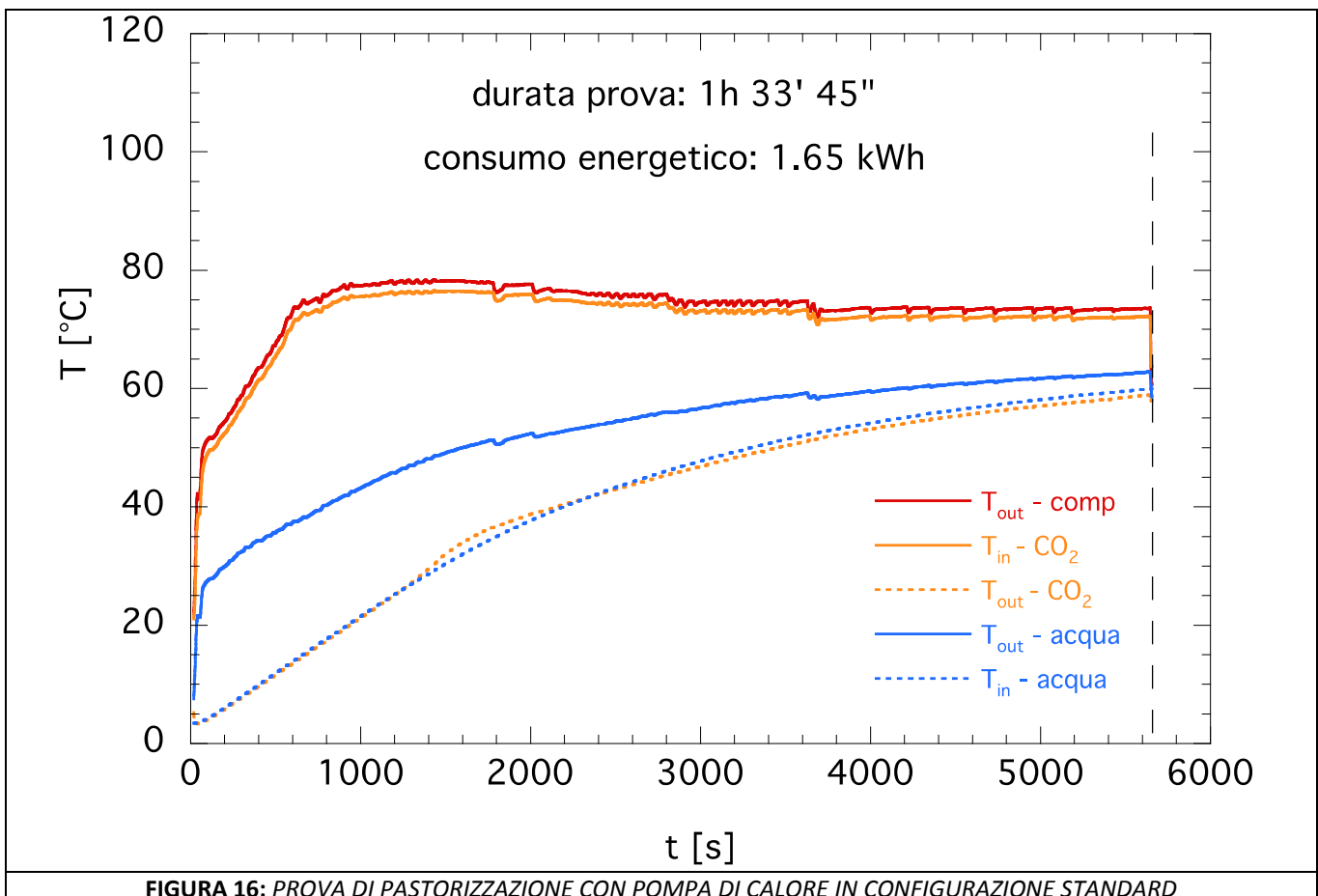


FIGURA 16: PROVA DI PASTORIZZAZIONE CON POMPA DI CALORE IN CONFIGURAZIONE STANDARD

Quanto detto rientra nel corretto funzionamento della pompa di calore le cui regolazioni non fanno altro che ottimizzarne il processo e ridurre i consumi energetici. Nel nostro caso però, le limitazioni di temperatura penalizzano fortemente gli obiettivi richiesti nel processo di pastorizzazione di un prodotto alimentare ossia temperatura massima con tempi di riscaldamento minimi. Nell'ottica di "asservire" il funzionamento della pompa di calore ai nostri scopi si è deciso quindi di effettuare varie prove di riscaldamento **bypassando** alternativamente le varie sonde di regolazione ossia disinserendole manualmente dal circuito. È stata sperimentalmente constatata una minima variazione delle prestazioni disinserendo le sonde di temperatura poste in ingresso e uscita scambiatore lato-acqua e la sonda 2 (uscita evaporatore) mentre il distacco della sonda 1 in uscita compressore ha alterato profondamente il comportamento della macchina.

Inizialmente è stata eseguita una prova con semplice distacco della sonda 1 che quindi inviava alla centralina un segnale di temperatura pari a quella ambiente. In tal modo, dopo l'avvio della macchina si è notato un progressivo innalzamento della $T_{out-comp}$ fino a valori superiori ai 130 °C con conseguente intervento del pressostato di sicurezza e blocco della macchina. Per ovviare a tale blocco si è deciso di condizionare il valore di temperatura monitorato dalla sonda 1 ponendo la stessa sul tubo di uscita del gas cooler lato acqua, vicino all'attacco della sonda 3 (Tabella 5, prove E2.a E2.b E2.c). In questo modo la sonda rileva la temperatura d'uscita dell'acqua che a sua volta può essere "regolata" variando manualmente la portata di acqua nello scambiatore tramite la pompa di circolazione del pastorizzatore. Quando la temperatura in uscita compressore si avvicina alla soglia dei 130 °C si riduce la portata di acqua con conseguente innalzamento della temperatura in uscita scambiatore e quasi concomitante (una certa inerzia termica è presente) parzializzazione del compressore. La temperatura in uscita compressore decresce e con essa le temperature della CO₂ nello scambiatore e quella di uscita dell'acqua. La sonda 1 allora rileva valori più bassi dei 73-75 °C di cui sopra e la centralina fa sì che aumenti il numero di giri del compressore e la pressione e la temperatura di uscita della CO₂.

Un esempio di prova di pastorizzazione con condizionamento della sonda 1 è riportato in Fig. 17 (prova E2.c). Si possono notare gli andamenti "altalenanti" delle varie temperature frutto delle regolazioni manuali sulla portata dell'acqua e delle inerzie termiche associate. La temperatura media in uscita compressore si attesta, dopo un transitorio iniziale, intorno al valore di 119 °C, ben al di sopra dei ca. 75 °C riscontrati nel funzionamento normale della pompa di calore, consentendo così di ottenere, a parità di consumi energetici (probabilmente perché il compressore "lavora" a più alti regimi non previsti e quindi in condizioni non ottimizzate) tempi più brevi e valori di temperatura finali più elevati. Nello specifico, facendo riferimento ai dati in Tabella 5, **rispetto alla configurazione standard** si registra per i **consumi** una **riduzione** compresa tra il **27% e il 32%** mentre i **tempi** di processo **si accorciano** mediamente del **55 - 57%**.

Di certo ancora più marcate risultano le differenze con le prove di riscaldamento a mezzo **resistenze elettriche** rispetto alle quali il funzionamento della pompa di calore in versione "modificata" fa registrare **consumi più bassi di oltre il 65%** a fronte di un non eccessivo allungamento dei tempi, stimato nell'ordine del 30 % (circa 15 min).

Per studiare in maniera più appropriata il processo è stato utilizzato un sistema di controllo semi-automatico in grado di provvedere a un intervento di condizionamento della sonda 1 dal punto di vista prettamente elettronico piuttosto che manuale. In questa maniera è stato possibile ottenere ulteriori miglioramenti delle prestazioni, utilizzando peraltro il compressore in maniera meno "spinta" in termini di temperature e pressioni di mandata, salvaguardandone così i materiali e i meccanismi da possibili danneggiamenti non considerati ovviamente in fase di progettazione della pompa di calore.

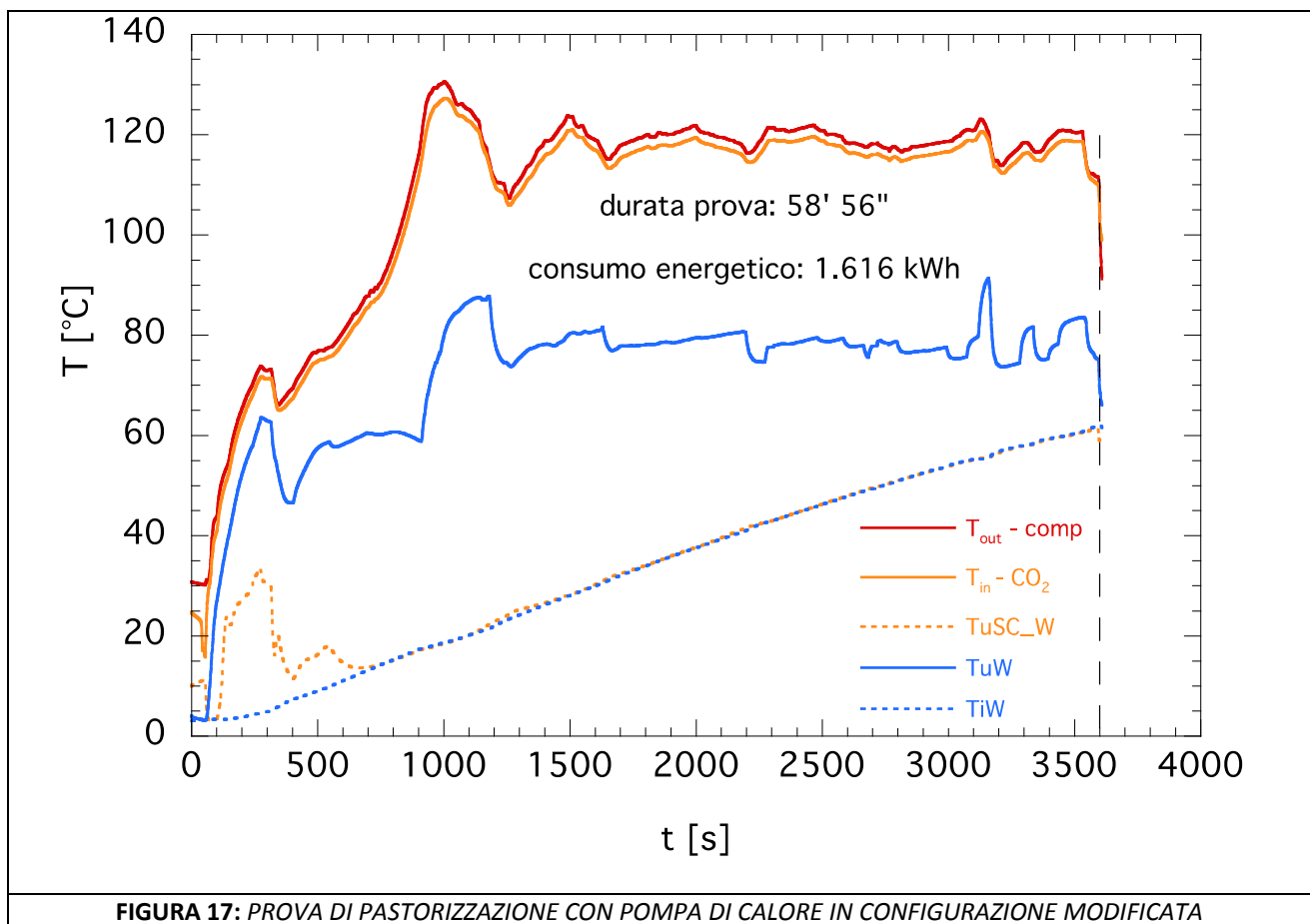


FIGURA 17: PROVA DI PASTORIZZAZIONE CON POMPA DI CALORE IN CONFIGURAZIONE MODIFICATA

A margine di quanto esposto in precedenza è possibile fare alcune brevi considerazioni circa l'efficienza dello scambiatore (gas cooler) della pompa di calore. Le Fig. 16 e 17 mostrano un accoppiamento molto stretto tra le temperature d'ingresso dell'acqua e quella d'uscita della CO_2 , chiaro indice di un funzionamento più che adeguato dello scambiatore per non dire di un suo probabile sovradimensionamento per le nostre applicazioni. Nella realizzazione di una macchina ad hoc per la pastorizzazione con ciclo a CO_2 sarà quindi opportuno anche valutare eventuali modifiche nel dimensionamento di tale componente.

Sviluppo dei sistemi di controllo per compressore e organo di laminazione

Un'importante parte dell'attività condotta in questa annualità ha riguardato lo studio delle modalità di gestione, dal punto di vista elettronico, del compressore SANYO con inverter e della valvola elettronica Saginomiya in dotazione alla pompa di calore come organo di laminazione. Lo studio si è reso necessario in quanto la logica di funzionamento adottata per la pompa di calore, tarata sui valori acquisiti dai numerosi sensori di cui è dotata la macchina, non è ovviamente adatta alla nostra applicazione. Si è proceduto realizzando due sistemi di controllo distinti per i due componenti e non dipendenti dai valori acquisiti dai sensori; in particolare per la valvola elettronica è stato realizzato un sistema di controllo, in via di sperimentazione, in grado di aprire o chiudere la valvola a piacimento a seconda della temperatura di evaporazione desiderata. L'esecuzione di questo tipo di prove consentirà di ottenere informazioni sperimentali relative ai carichi termici resi disponibili dalla valvola di laminazione (e non dichiarati dal costruttore per le condizioni di funzionamento di nostro interesse). Nel seguito descriviamo brevemente i due sistemi di controllo messi a punto.

Modalità di controllo del compressore SANYO

Come riportato in precedenza, la pompa di calore è corredata da un kit di comando (Controller ACC-CO2) che consente di impostare e controllare le regolazioni del sistema di riscaldamento nel suo complesso (pompa di calore + serbatoio di accumulo). Tale Controller è dotato di alcune sonde di temperature per monitorare le condizioni ambientali sia all'interno che all'esterno dell'edificio servito dal sistema di riscaldamento, in maniera tale da massimizzare il rendimento del sistema di riscaldamento.

L'ottimizzazione del ciclo termodinamico operato dall'unità pompa di calore è gestita da una centralina elettronica cui afferiscono alcuni sensori e relativi controlli dislocati nei punti critici del circuito e sui componenti principali della macchina. In particolare, la gestione dell'utenza da fornire è legata al controllo /regolazione del compressore e della valvola di espansione.

Nel paragrafo riguardante l'esposizione dei risultati sperimentali, è stata già descritta la modalità di condizionamento manuale della sonda del compressore tramite il suo posizionamento sul tubo di uscita del gas cooler lato acqua. Nel seguito esporremo la procedura seguita per bypassare in maniera più precisa e rigorosa il sistema di controllo e gestione del compressore al fine sempre di ottenere, in termini di temperature finali dell'acqua calda, prestazioni più confacenti all'utilizzo della pompa di calore per la pastorizzazione alimentare.



La sonda di temperatura posta a valle del compressore (Fig. 18) è un termistore di tipo NTC. I termistori sono trasduttori di temperatura, in genere caratterizzati da tempi di risposta relativamente veloci, elevata sensibilità, basso costo e sono ampiamente utilizzati come limitatori della corrente di spunto, protezione di circuito, controllo di dispositivi di riscaldamento. Le misure tramite termistori sfruttano la variabilità della resistenza elettrica di un materiale con la temperatura. Essi sono in genere realizzati per mezzo di miscele di ossidi metallici con proprietà analoghe a quelle dei semiconduttori e si possono classificare in termistori PTC (Positive Temperature Coefficient), con una resistenza che cresce con l'aumentare della temperatura, e in termistori NTC (Negative Temperature Coefficient) che presentano una resistenza elettrica decrescente con l'aumentare della temperatura.

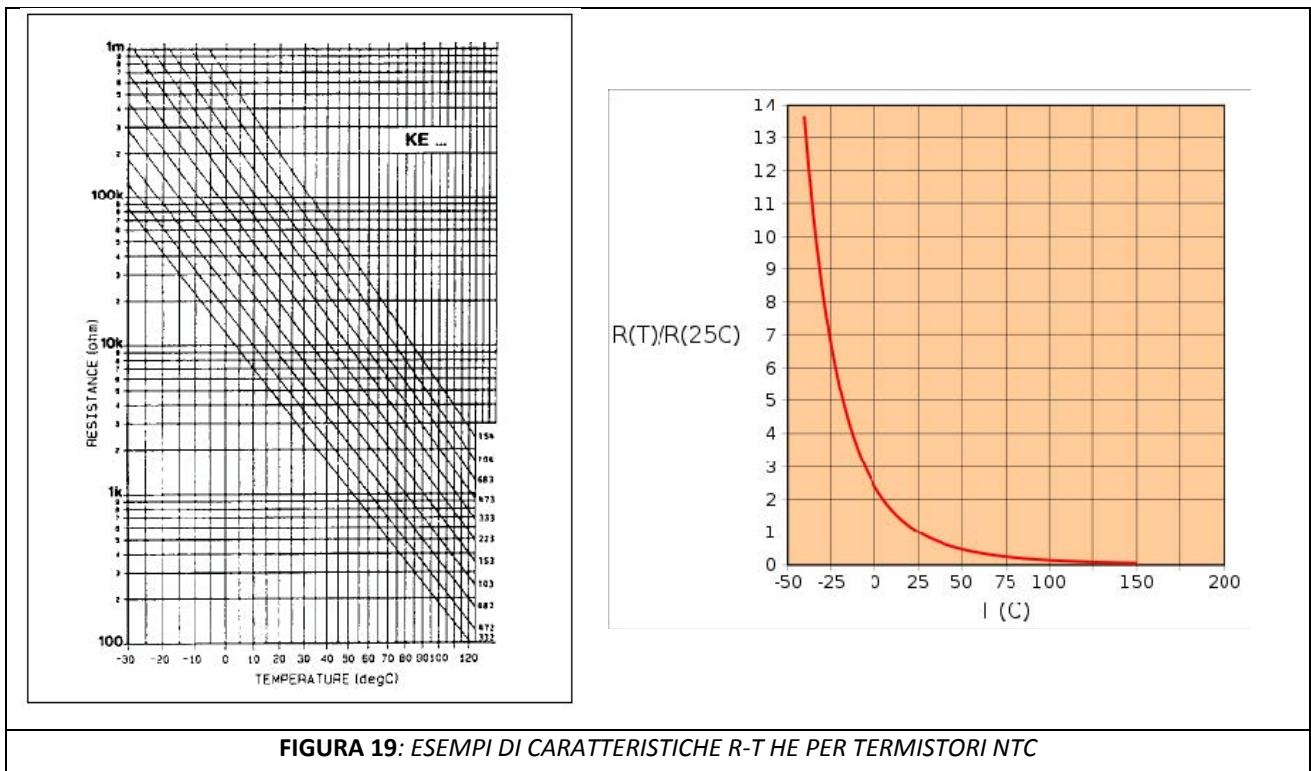


FIGURA 19: ESEMPI DI CARATTERISTICHE R-T HE PER TERMISTORI NTC

La curva caratteristica resistenza-temperatura dei termistori NTC è di tipo esponenziale (figura 19) e può essere espressa mediante l'equazione di Steinhart-Hart :

$$\frac{1}{T} = a + b \ln(R) + c \ln^3(R) \tag{1}$$

dove a, b e c sono i parametri di Steinhart-Hart e vanno specificati per ciascun dispositivo; T è la temperatura in kelvin e R è la resistenza espressa in ohm. Per avere la resistenza in funzione della temperatura la funzione viene riscritta:

$$R = e^{\left(\frac{\beta - \alpha}{T}\right)^{\frac{1}{3}} - \left(\frac{\beta + \alpha}{T}\right)^{\frac{1}{3}}} \tag{2}$$

dove:

$$\alpha = \frac{a - \frac{1}{T}}{c} \tag{3}$$

$$\beta = \sqrt{\left(\frac{b}{3c}\right)^3 + \frac{\alpha^2}{4}} \tag{4}$$

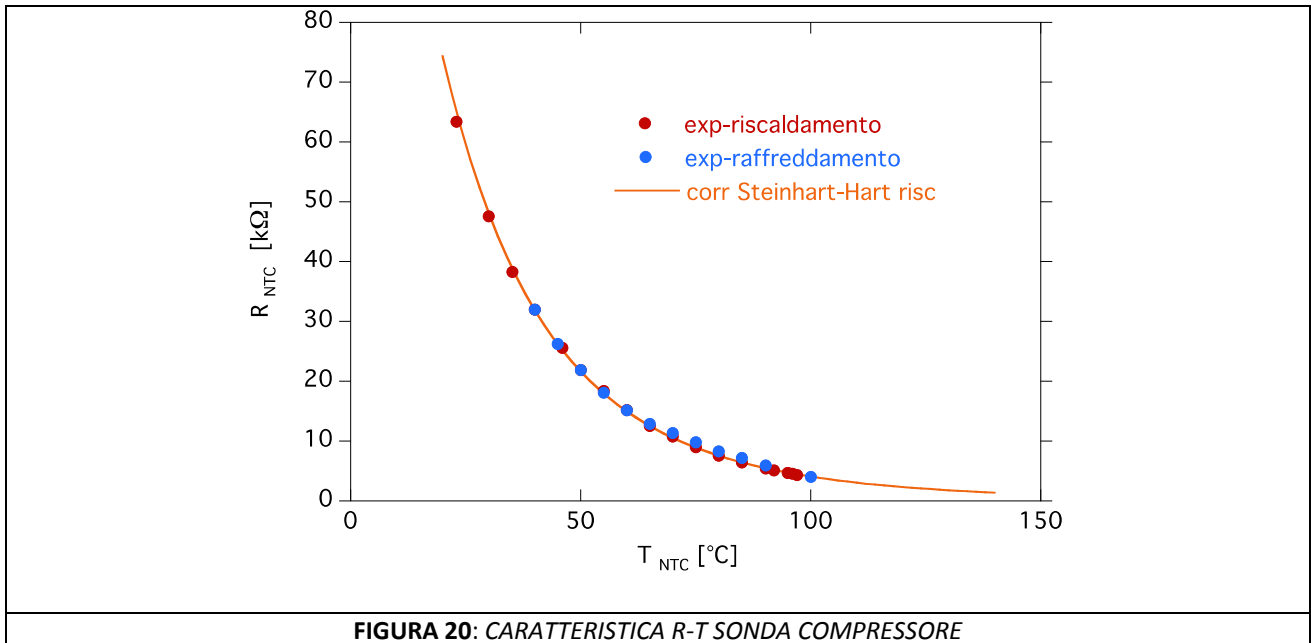
Non essendo a nostra disposizione le schede tecniche del termistore della sonda compressore, per definire i parametri empirici dell'equazione di Steinhart-Hart, sono stati acquisiti i valori di resistenza del termistore al variare della sua temperatura, ottenendo così la sua caratteristica R-T sia in fase di riscaldamento che di raffreddamento. Mediante un processo iterativo d'interpolazione dei dati sperimentali si è ottenuto:

$$a = 7.658 \cdot 10^{-4}$$

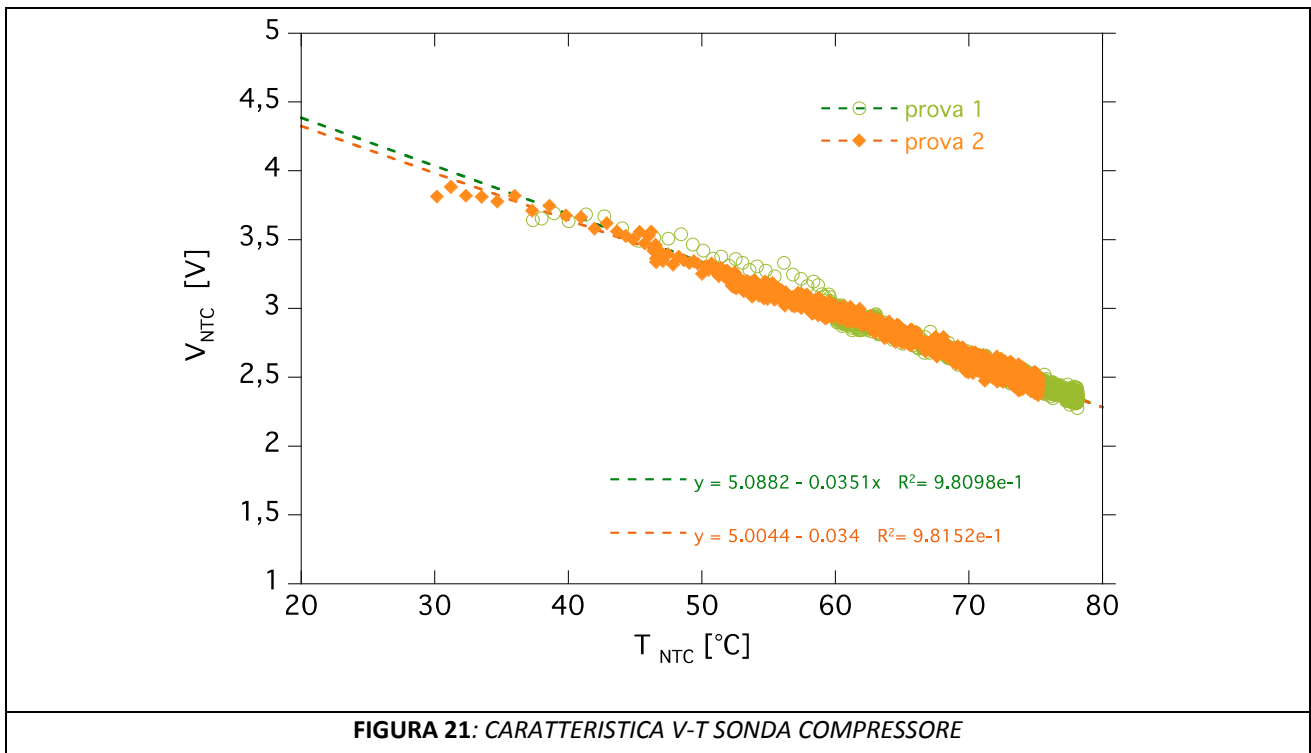
$$b = 2.234 \cdot 10^{-4}$$

$$c = 9.9 \cdot 10^{-8}$$

La figura 20 riporta sia i dati sperimentali acquisiti che l'equazione di Steinhart-Hart calcolata.



Una volta caratterizzato il termistore, si è esaminato il circuito in cui esso è inserito. Esiste una certa varietà di circuiti di strumentazione e di telemetria in cui un termistore può essere utilizzato per le misure di temperatura. Nella maggior parte dei casi, un criterio importante è che il circuito fornisca un'uscita (corrente o tensione) lineare con la temperatura. L'acquisizione, in parallelo alla scheda elettronica, dei segnali di tensione ai capi del termistore in funzione della sua temperatura ha fornito una caratteristica tensione-temperatura di tipo lineare (figura 21). Il segnale di tensione è stato acquisito inviandolo direttamente alla scheda acquisizione dati mentre il valore di temperatura è stato ottenuto inserendo una termocoppia nell'alloggiamento della sonda, in stretto contatto con la medesima. La funzione caratteristica è stata impiegata per settare opportunamente le regolazioni della sonda e quindi del compressore.



A tal fine, tra il termistore e la scheda elettronica della pompa di calore, è stato inserito un potenziometro logaritmico da 10 kΩ che funge da partitore di tensione resistivo variabile (figura 22). Il dispositivo è equivalente a una coppia di resistenze in serie il cui totale è costante, ma singolarmente variabili in base allo spostamento del cursore: è così possibile variare, entro un determinato intervallo, la tensione acquisita dalla scheda elettronica che quindi “interpreterà” tale valore come una temperatura uscita compressore diversa da quella reale.



FIGURA 22: POTENZIOMETRO LOGARITMICO

Se la tensione letta dalla centralina diminuisce, minore sarà il valore di temperatura associato e la logica di controllo della macchina non procederà alla parzializzazione del compressore, evitando così la stabilizzazione della pressione e della temperatura a livelli non confacenti alla nostra applicazione. A differenza della procedura descritta in precedenza circa il bypass manuale della sonda, si ottengono regolazioni migliori sulla temperatura sia per ciò che concerne i valori massimi raggiungibili che le sue variazioni nel tempo (meno oscillazioni), consentendo così di ottimizzare in termini di tempo e di consumi il processo di pastorizzazione nella sua fase di riscaldamento.

La logica di controllo sopra descritta si è rivelata molto efficace soprattutto per l'immediatezza della sua applicazione sperimentale, ma è evidente che la logica di controllo definitiva dovrà essere gestita in maniera automatica tramite schede elettroniche opportunamente programmate in analogia a quanto è stato fatto per la gestione dell'organo di laminazione e che sarà visto nel seguito.

Modalità di controllo della valvola di laminazione Saginomiya

La valvola di laminazione in dotazione alla pompa di calore è il modello JKV14 (figura 23), un prodotto studiato appositamente per l'utilizzo con anidride carbonica [7]. La figura 23 mostra la capacità frigorifera della valvola in questione (curva contrassegnata dal marker UKV-J14D04) e di altre due valvole utilizzabili con CO₂, per le condizioni di riferimento indicate.

Per una corretta scelta dell'organo di laminazione da adottare in una determinata applicazione, è necessario conoscere il carico frigorifero e la temperatura del fluido di processo in uscita valvola che questa è in grado di garantire al variare delle condizioni al contorno. Riguardo quest'ultimo punto, i test condotti da altri gruppi di ricerca [8,9] per valutare le prestazioni della pompa di calore SANYO in condizioni climatiche estreme (temperature ambientali sotto lo zero), hanno chiaramente mostrato come il sistema di laminazione sia in grado di portare la temperatura della CO₂ in ingresso evaporatore a valori ben al di sotto dello zero, necessari per la nostra applicazione per l'esecuzione della fase di raffreddamento.

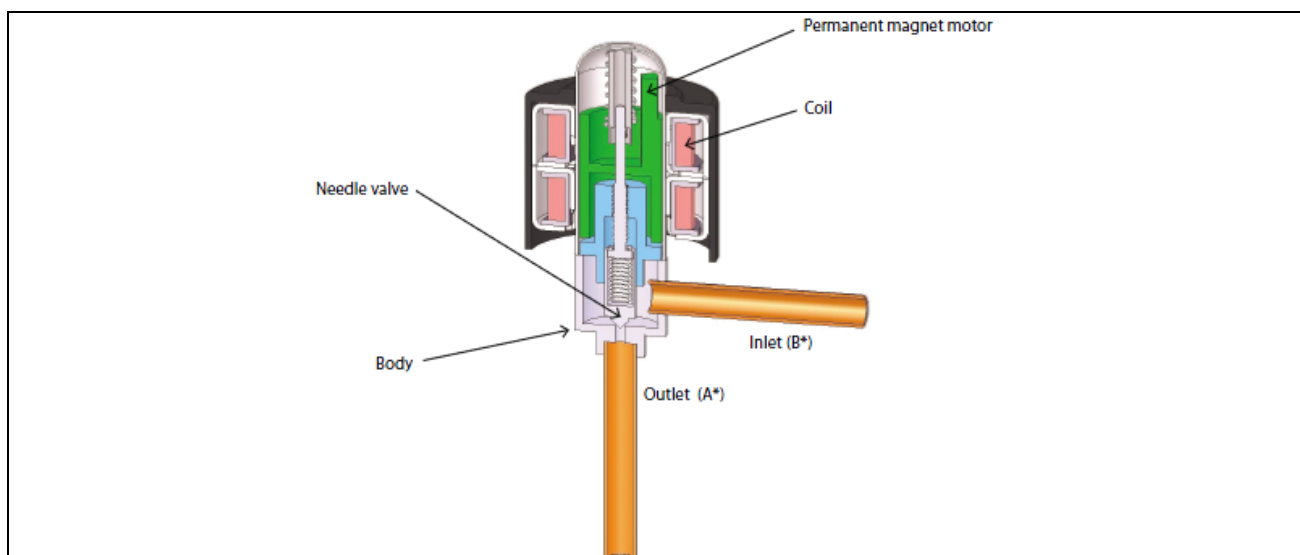


FIGURA 23: SEZIONE TRASVERSALE DI UNA VALVOLA SAGINIMIYA SERIE KV

Nei test eseguiti per la verifica delle prestazioni del sistema nella fase di riscaldamento la valvola si è trovata a lavorare in condizioni simili a quelle per cui è stata selezionata. Per l'esecuzione della fase di raffreddamento la valvola deve garantire una capacità frigorifera dell'ordine di 4.0 kW (stima ottenuta ipotizzando di dover portare 60kg di prodotto alimentare di calore specifico circa pari a 4000 J/(kg K) da 65°C a 4°C in 60 minuti, come indicato in figura 1) e temperature di evaporazione dell'ordine di -10 – -5°C. I dati di catalogo riguardanti la valvola studiata si riferiscono a una sola condizione di riferimento (figura 24,

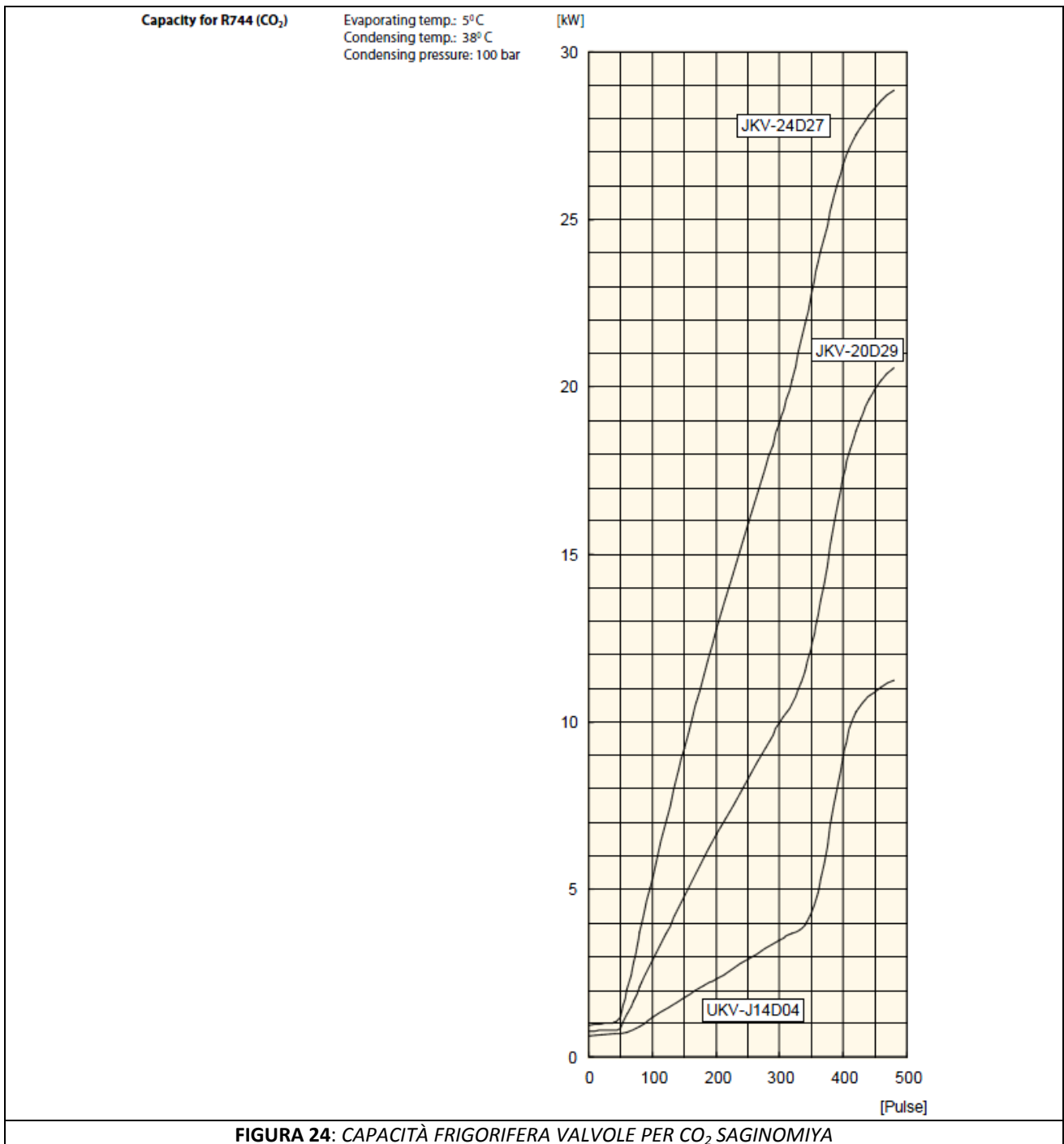
temperatura di evaporazione= 5°C; temperatura di condensazione= 38°C e pressione di condensazione= 100bar) e il costruttore, a differenza di quanto accade per valvole funzionanti con altri tipi di refrigeranti (es. R410A), non fornisce per CO₂ tabelle con fattori di correzione per calcolare la capacità frigorifera resa disponibile dalla valvola in condizioni diverse da quelle di riferimento.

Per poter appurare quindi le prestazioni della valvola in condizioni assimilabili a quelle tipiche della fase di raffreddamento, si è proceduto ad una verifica sperimentale, che ha richiesto uno studio preliminare di un sistema di controllo alternativo a quello a cui era originariamente asservita la valvola. In effetti, il sistema di controllo originale regola l'apertura della valvola in funzione principalmente della temperatura dell'ambiente esterno (in cui la macchina è installata) e determina una chiusura più accentuata della valvola quando la temperatura esterna è molto bassa (in modo da provocare una laminazione maggiore e il raggiungimento di una temperatura di evaporazione minore di quella esterna, in modo da consentire il "prelievo" di calore dall'esterno). Purtroppo però la complicata logica di regolazione della valvola dipende anche da altri parametri (surriscaldamento, sottoraffreddamento, ecc.) difficilmente intellegibili, per cui non è stato possibile gestire il grado di apertura di questa condizionando esclusivamente la sonda di temperatura esterna.

La fase preliminare di studio del sistema di controllo ha consentito di prepararne uno esterno e indipendente dalla pompa di calore e, a valle di questa fase, l'esecuzione di prove "in freddo" per la stima sperimentale della capacità frigorifera messa a disposizione in condizioni di funzionamento prossime a quelle presumibilmente di esercizio (p_{max}=100 bar, temperatura d'inizio condensazione 95°C, temperatura di evaporazione di -5).

La figura 23 mostra il motore magnetico che comanda lo spillo che consente la regolazione della portata effluente e il corrispondente livello di laminazione. Il motore magnetico è un passo-passo a 5 fili di tipo unipolare ed è pilotato attraverso una opportuna eccitazione alternata delle bobine (coil in figura 23) nel senso desiderato.

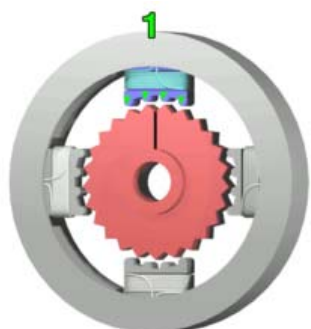
Per ottenerne la rotazione di un motore passo-passo occorre inviare ad esso una serie di impulsi di corrente, secondo un'opportuna sequenza, in modo tale da far spostare, per scatti successivi, la posizione di equilibrio.



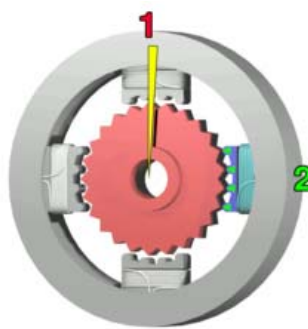
È così possibile far ruotare l'albero nella posizione e alla velocità voluta semplicemente contando gli impulsi ed impostando la loro frequenza, visto che le posizioni di equilibrio dell'albero sono determinate meccanicamente con estrema precisione.

La figura 25 mostra la sequenza di eccitazione dei poli di un motore passo-passo caratterizzato da una rotazione di 3.6° per passo e quindi da una rotazione di un giro in 100 passi.

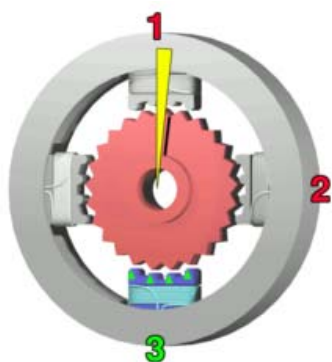
Esempio grafico con un motore a 100 passi



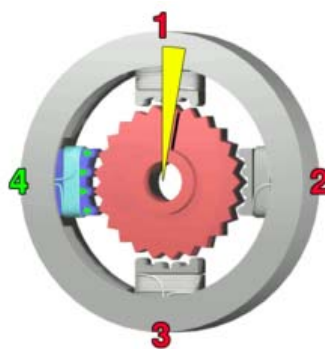
L'elettromagnete in alto (1) viene eccitato, attraendo il dente più vicino di un rotore metallico. Con il dente allineato all'elettromagnete 1, inizierà la rotazione verso l'elettromagnete 2.



L'elettromagnete in alto (1) viene spento e viene eccitato l'elettromagnete a destra (2), tirando il dente successivo leggermente verso destra. Questo processo produce una rotazione di 3.6° in questo esempio.



L'elettromagnete in basso (3) viene eccitato; si verifica un'altra rotazione di 3.6° .



L'elettromagnete a sinistra (4) viene eccitato, si ha un'altra rotazione di 3.6° . Quando l'elettromagnete in alto (1) sarà di nuovo eccitato, i denti del rocchetto dovranno ruotare nella posizione successiva; poiché vi sono 25 denti, occorrono 100 passi per realizzare una rotazione completa.

FIGURA 25: RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DELLE MODALITÀ DI AZIONAMENTO DI UN MOTORE PASSO-PASSO

La sequenza dei segnali in tensione da trasmettere agli avvolgimenti per realizzare un corretto processo di apertura o di chiusura di una valvola di espansione elettronica funzionante come motore passo-passo 5 fili unipolare con sequenza di eccitazione delle fasi 1-2 (quindi secondo i dati di catalogo, completamente corrispondente al modello in nostro possesso), è mostrato in figura 26. La sequenza di eccitazione delle fasi di tipo 1-2 prevede l'attivazione alternata di un polo e a seguire di due poli contemporaneamente. Questa modalità richiede una moderata quantità di potenza, e offre una coppia maggiore rispetto al metodo di eccitazione 1-1 (1 polo alla volta), ma raddoppia il numero di passi per ottenere un giro completo del rotore. È una miscela dei precedenti due modi.

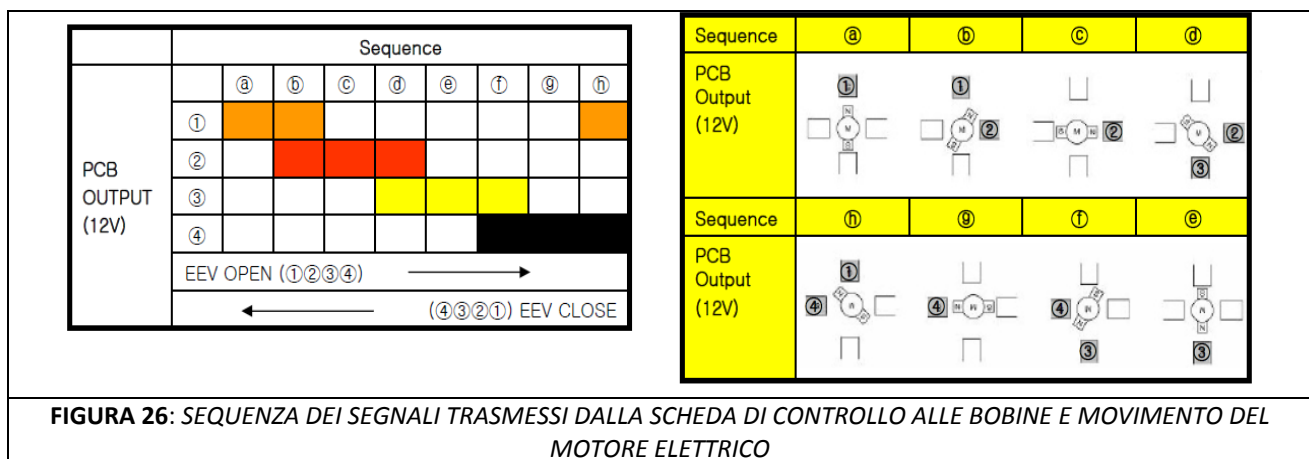


FIGURA 26: SEQUENZA DEI SEGNALI TRASMESSI DALLA SCHEDA DI CONTROLLO ALLE BOBINE E MOVIMENTO DEL MOTORE ELETTRICO

Per la trasmissione della sequenza di segnali necessaria per aprire o chiudere la valvola è stato utilizzato il modulo ARDUINO, che è costituito da un circuito stampato che integra un microcontrollore con pin connessi alle porte I/O, un regolatore di tensione e un'interfaccia USB che permette la comunicazione con il computer. Tutti i pin di I/O sono collocati sulla parte superiore della scheda, mediante connettori femmina da 0,1". A questo hardware viene affiancato un ambiente di sviluppo integrato (IDE, integrated design environment) multipiattaforma (per Linux, Apple Macintosh e Windows). Le funzionalità di input/output (I/O) di cui è dotato ARDUINO gli consentono di ricevere i segnali raccolti da sensori esterni o di produrre dei segnali. Sei dei canali I/O infatti possono produrre segnali Pulse-width modulation (PWM). Attraverso i segnali PWM è possibile, tra l'altro, regolare la velocità e il verso di rotazione di un motorino elettrico passo-passo (unipolare o bipolare)[10]. La trasmissione dei segnali prodotti al motore elettrico è gestita dal microcontrollore, in base alle decisioni determinate dal particolare programma in esecuzione in quel momento sulla scheda. Per la scrittura del programma di controllo è stato utilizzato il linguaggio di programmazione "Processing", che è in grado di interagire con la scheda hardware ARDUINO.

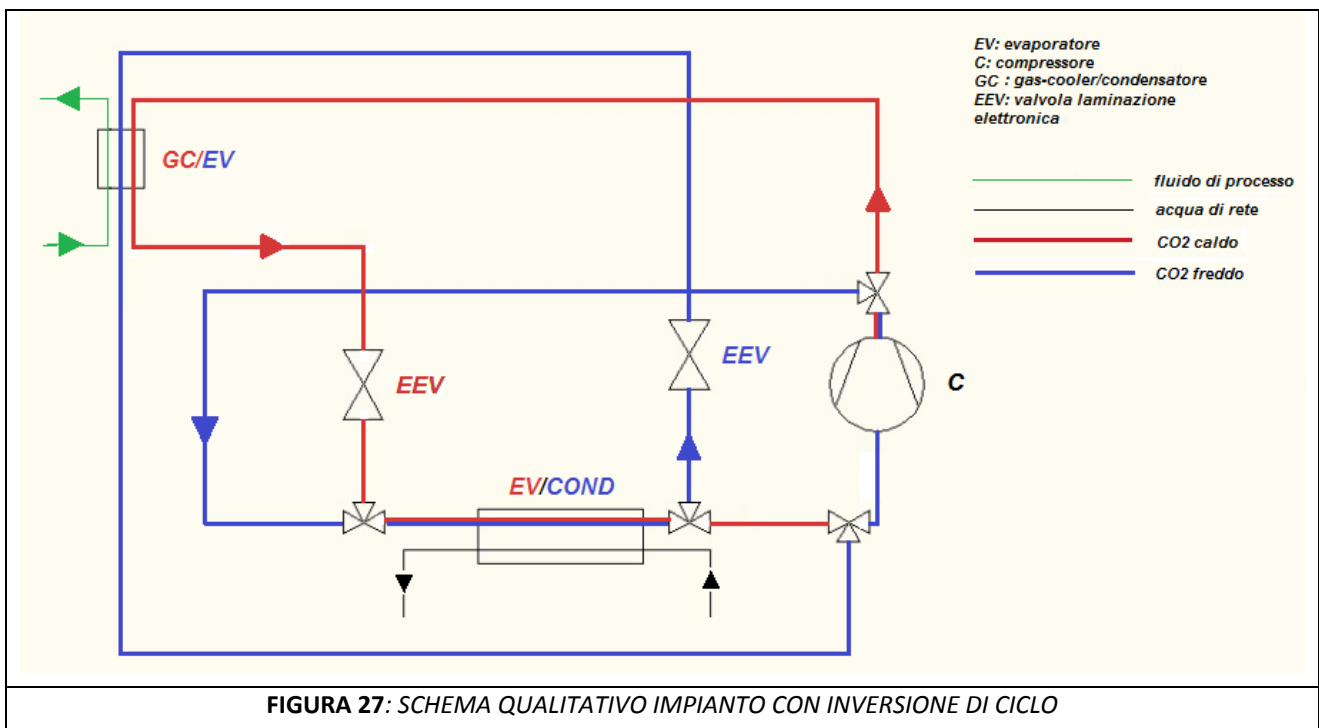
Proposta di schemi impiantistici per l'inversione del ciclo

La prova eseguita sulla macchina imponendo una laminazione più marcata alla valvola di espansione ha evidenziato che, quando la temperatura di evaporazione è pari a -5°C (pressione di evaporazione uguale a 30.5 bar circa) la capacità frigorifera resa disponibile all'evaporatore (valutata lato CO₂) è dell'ordine di 5.2 kW, con una potenza dissipata al compressore di circa 2kW e un COP massimo corrispondente di 2.63.

Per quanto riguarda il funzionamento in freddo, occorre dire che la disponibilità di una sorgente calda a temperatura piuttosto ridotta (acqua di rete a circa 15 - 20°C) può consentire di ottenere un funzionamento in condizioni subcritiche con positive ripercussioni sul rendimento del ciclo: in questo caso, infatti, si riducono le pressioni di lavoro e il Δp tra pressione massima e minima, per cui il compressore lavora con rendimenti isentropici maggiori e le perdite exergetiche connesse con il processo di laminazione sono fortemente contenute.

Riguardo la scelta dei componenti occorre dire che il compressore bistadio con inverter della SANYO impiegato nella pompa di calore presenta caratteristiche prestazionali ottimali anche per un utilizzo nel prototipo in studio, così come la valvola elettronica montata sulla stessa pompa di calore garantisce, stando ai dati di catalogo (figura 24) e al test eseguito in configurazione freddo, l'ottenimento di temperature e di carichi frigoriferi adeguati all'applicazione in studio. Nella configurazione in caldo il compressore non è dotato di interrefrigerazione in quanto questa riduce il lavoro assorbito dal compressore, ma anche la temperatura del fluido avviato al gas-cooler, che in tal modo potrà fornire meno energia termica al prodotto alimentare da scaldare. Nella configurazione in freddo invece, non ci sono controindicazioni all'utilizzo di questo scambiatore ausiliario, che potrebbe senz'altro contribuire ad elevare il rendimento complessivo del sistema.

Per quanto riguarda il sistema di laminazione, occorre dire che nella prova eseguita in configurazione freddo, ossia in condizioni termodinamiche all'evaporatore tipiche di questa fase, sono stati misurati carichi termici commisurati alle esigenze della nostra applicazione. D'altra parte, per conoscere in maniera completa le potenzialità di tale valvola occorre realizzare un set di prove più completo in modo da ricavare la curva caratteristica (portata elaborata e capacità frigorifera in funzione delle temperature di esercizio) della valvola stessa. Inoltre, particolare ricaduta sulle prestazioni della macchina nel suo complesso potrà avere la definizione di una nuova logica di controllo del compressore e della valvola più adeguata alla nostra applicazione. A seguito di questa fase sarà possibile definire lo schema impiantistico più adatto alla nostra applicazione e completare il dimensionamento degli altri componenti del circuito.



Infatti, la scelta dello schema impiantistico e il dimensionamento degli scambiatori sono strettamente correlate. Riguardo lo schema impiantistico occorre dire che sono possibili varie soluzioni. Tra le altre citiamo le seguenti:

- impianto con inversione di ciclo (qualitativamente rappresentato in figura 27): prevede due soli scambiatori e due valvole di laminazione. Lo scambiatore in vasca (analogo a quello attualmente presente nel pastorizzatore utilizzato) funge da gas-cooler o evaporatore a seconda della fase (riscaldamento o raffreddamento) ed è alimentato, nei due casi, dal flusso proveniente dal compressore o dall'organo di laminazione. L'altro scambiatore lavora con acqua di rete e funge da evaporatore o da gas-cooler/condensatore rispettivamente. E' importante valutare in questo caso molto attentamente le condizioni di scambio e le caratteristiche della sorgente termica a disposizione che determinano il tipo di scambiatore da adottare. Si segnala, ad esempio, che uno scambiatore come quello di figura 11, non sarebbe adatto all'inversione in quanto le cospicue perdite di carico che provoca lato CO₂ non ne consentirebbero un uso proficuo come evaporatore. D'altra parte è anche ipotizzabile la realizzazione di due scambiatori distinti per lo scambio termico tra CO₂ e prodotto alimentare, del tipo ad esempio di quello visibile in figura 6: tale possibilità consentirebbe un dimensionamento più appropriato di tutti e due gli scambiatori. Un elemento critico di questa configurazione è rappresentato dalla corretta valutazione della carica dell'impianto (che teoricamente richiede una carica maggiore per l'esecuzione della fase calda) che implica la necessità di prevedere serbatoi di accumulo oppure rami di bypass

opportunamente dimensionati. Un'ulteriore criticità di questa configurazione può aversi dall'utilizzo di un cospicuo numero di valvole (in figura rappresentate come valvole a tre vie, ma sono pensabili altre configurazioni, ad esempio, con valvole on-off opportunamente disposte) sul circuito primario, che potrebbe condizionare l'affidabilità del sistema.

- impianto senza inversione di ciclo (qualitativamente rappresentato in figura 28): in questo caso i due scambiatori principali, a piastre oppure tubo in tubo, conservano sempre la stessa funzionalità (gas cooler/condensatore o evaporatore), e gli scambi termici con il prodotto alimentare e l'acqua di rete avvengono attraverso uno o due circuiti secondari riempiti con una miscela di acqua e glicole. In questo caso si ha il vantaggio di funzionamento migliore dell'impianto a CO₂, con i due scambiatori che possono essere dimensionati in maniera più efficiente (es. possibilità di utilizzo di geometrie ad alta efficienza come quella in fig.6). D'altra parte, l'aggiunta di uno o due scambiatori ausiliari causa ovviamente delle riduzioni di efficienza nello scambio termico globale. Questa soluzione garantisce una notevole semplificazione della configurazione lato CO₂, ma anche in questo caso gli scambiatori non verrebbero a lavorare in condizioni completamente sovrapponibili nelle due fasi: si pensi ad esempio che lo scambiatore GC funzionerà ancora una volta come gas-cooler nella fase calda e da vero e proprio condensatore nella fase fredda. Questo implica ancora una volta la necessità di prevedere un valore di carica dell'impianto di compromesso rispetto a quella ottimale per l'esecuzione delle due fasi separate e il probabile inserimento nel circuito primario di serbatoi di accumulo e/o rami di bypass.

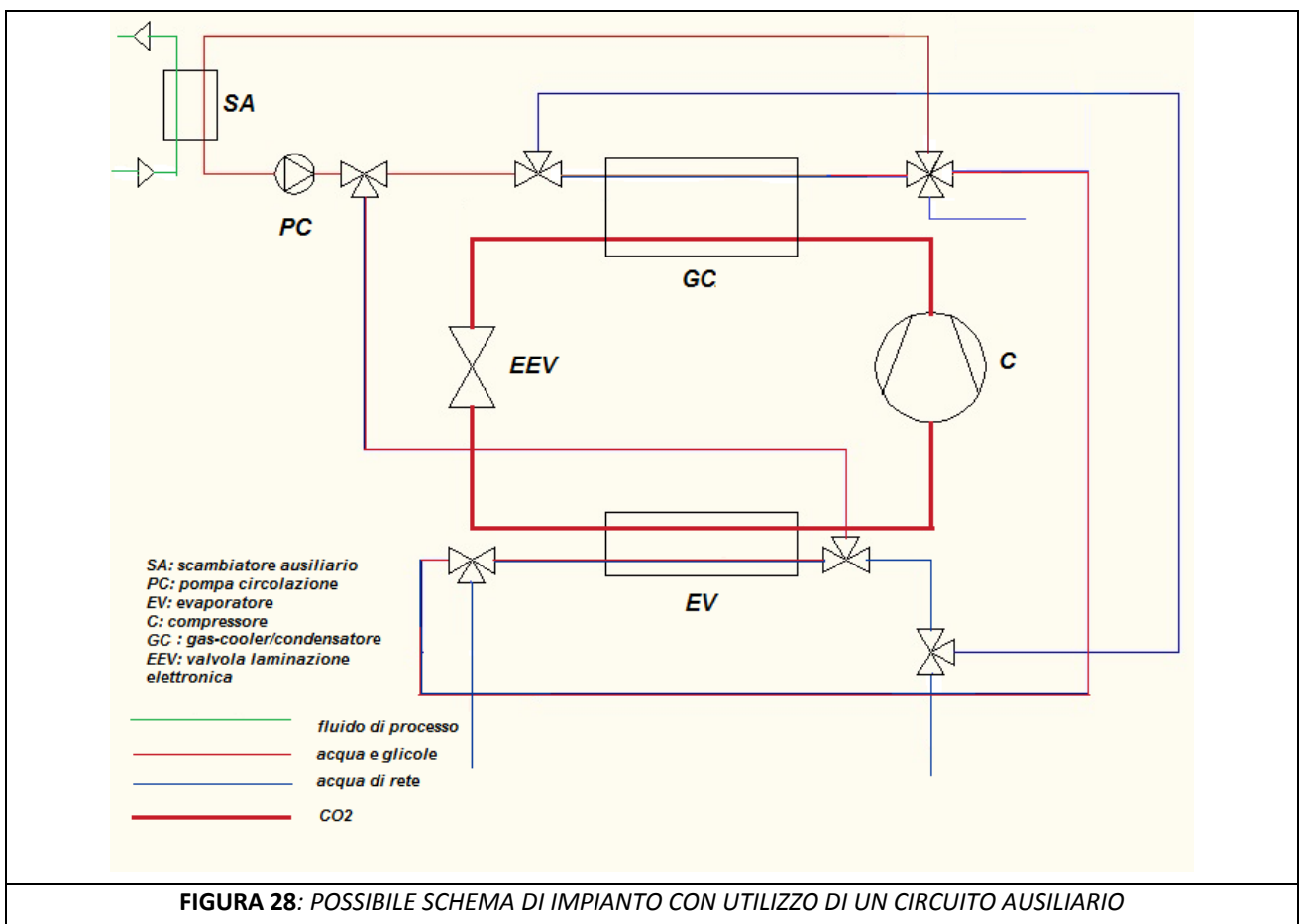


FIGURA 28: POSSIBILE SCHEMA DI IMPIANTO CON UTILIZZO DI UN CIRCUITO AUSILIARIO

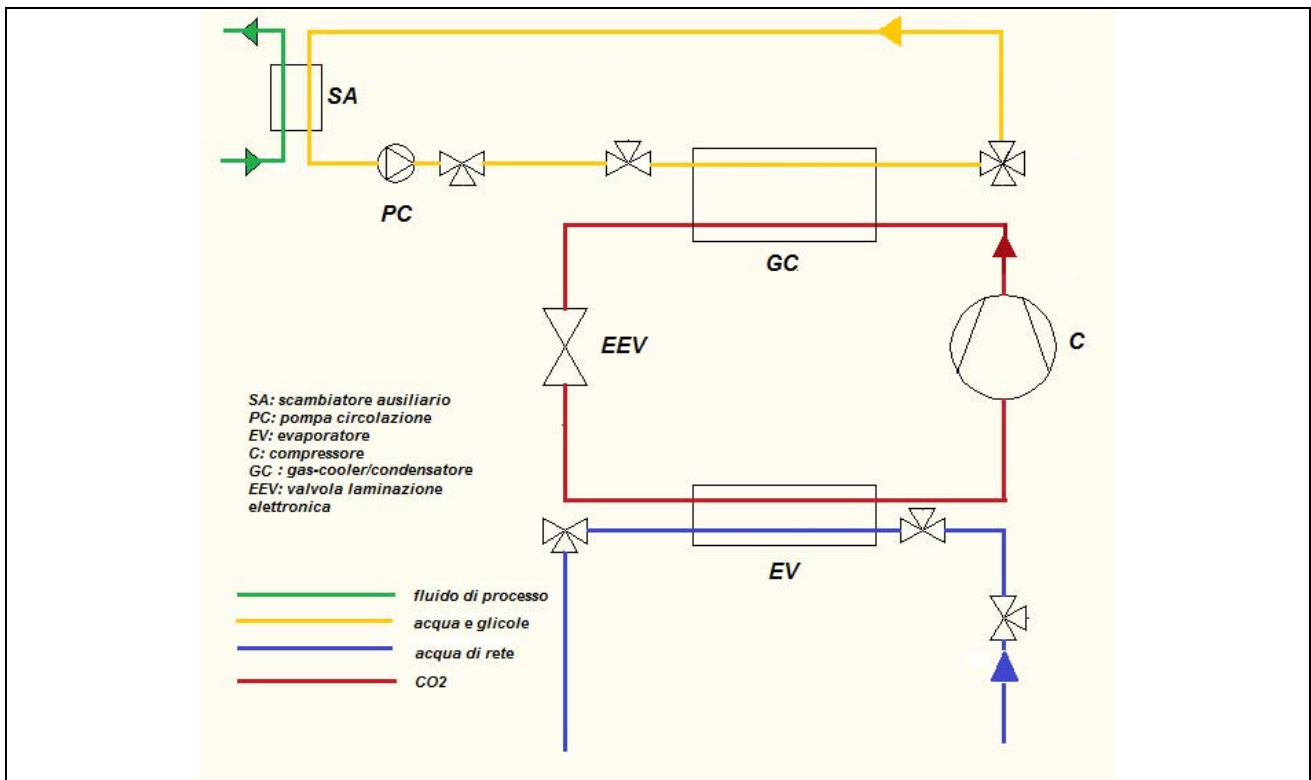


FIGURA 29: SCHEMA DI IMPIANTO CON UTILIZZO DI UN CIRCUITO AUSILIARIO – FASE RISCALDAMENTO DEL FLUIDO DI PROCESSO

Le figure 29 e 30 mostrano i flussi che interessano i vari rami nell'impianto con utilizzo di un circuito ausiliario, rispettivamente nelle fasi di riscaldamento e di raffreddamento del prodotto alimentare.

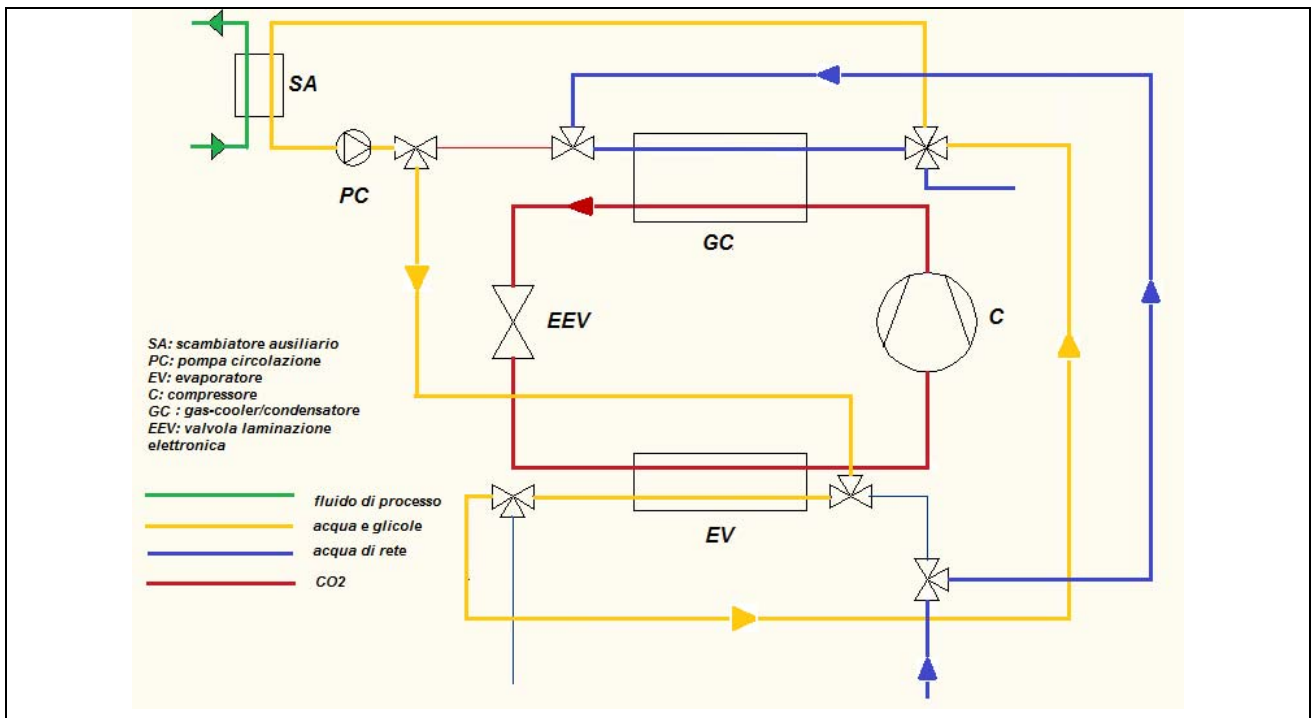


FIGURA 30: SCHEMA DI IMPIANTO CON UTILIZZO DI UN CIRCUITO AUSILIARIO – FASE RAFFREDDAMENTO DEL FLUIDO DI PROCESSO

Negli schemi qualitativi sopra descritti non sono stati considerati possibili ulteriori componenti che potrebbero essere inseriti nel circuito e che potrebbero incrementarne l'efficienza, secondo quanto riportato da numerosi altri ricercatori, sia pure in applicazioni diverse da quelle in esame in questa sede [11,12,13]. In particolare si dovrà preliminarmente valutare, attraverso studi di simulazione numerica, l'opportunità sotto il profilo dell'efficienza energetica e le modalità di inserimento nel circuito di uno scambiatore interrefrigeratore tra primo e secondo stadio del compressore e di uno scambiatore rigenerativo all'uscita del gas-cooler per ridurre le perdite exergetiche della fase di laminazione [14,15].

Una valutazione teorica dell'efficienza energetica delle varie configurazioni, condotta attraverso un'opportuna simulazione numerica, dovrà consentire la definizione dello schema impiantistico più performante. Rimarchiamo ancora una volta che le configurazioni che contemplano l'inversione del ciclo, comunemente utilizzate con refrigeranti diversi dall'anidride carbonica in applicazioni di climatizzazione, proprio per le caratteristiche fluidodinamiche della CO₂, richiedono soluzioni tecniche piuttosto complesse (p.e. complicazione del ciclo con l'aggiunta di ulteriori componenti quali serbatoi di accumulo e/o rami di bypass, in quanto la fase di riscaldamento richiede una quantità di carica dell'impianto maggiore, oppure progettazione di scambiatori alimentati da fluido con densità diverse a seconda della fase, calda o fredda, che è chiamato ad assolvere) e dalla messa a punto alquanto delicata.

Conclusioni

Lo studio preliminare e l'attività sperimentale finalizzata alla realizzazione di un prototipo di pompa di calore reversibile a CO₂ ha consentito di valutare il reale beneficio che una siffatta macchina può garantire nei trattamenti di riscaldamento dei prodotti alimentari rispetto alle situazioni convenzionali ed ha consentito di individuare i componenti più adatti anche per l'esecuzione della fase di raffreddamento e conservazione.

Riguardo il confronto con il processo di riscaldamento realizzato elettricamente dalle macchine in commercio, si può affermare che le prove di pastorizzazione mediante pompa di calore hanno evidenziato consumi sempre considerevolmente minori e tempi di realizzazione che possono facilmente essere allineati a quelli richiesti dal trattamento termico, ottimizzando la gestione elettronica del compressore e della valvola elettronica.

Si possono plausibilmente prevedere notevoli miglioramenti nelle prestazioni attese da una pompa di calore a CO₂ appositamente pensata per il trattamento di pastorizzazione:

- intervenendo sul dimensionamento dei componenti;
- progettando una logica di controllo ottimizzata per le prestazioni richieste;
- determinando, a livello sperimentale e/o di simulazione numerica, la migliore configurazione d'impianto possibile tra quelle individuate.

La realizzazione dell'impianto Pa.CO₂ ha consentito di individuare i principali componenti (compressore e valvola di laminazione) adatti a realizzare non solo la fase di pastorizzazione, ma il ciclo termico completo per una situazione di riferimento caratterizzata da condizioni termodinamiche che includessero il maggior numero di trattamenti termici possibili. Per ottenere informazioni più dettagliate sulle prestazioni ottenibili con tali componenti ci si è inoltre dedicati allo studio delle problematiche legate alla realizzazione degli idonei sistemi di gestione e controllo del compressore e della valvola elettronica di laminazione, che dovranno comunque essere applicati al prototipo definitivo.

La completa conoscenza delle prestazioni garantite dal compressore (bistadio con inverter) e dal sistema di espansione elettronico selezionati per l'applicazione nelle condizioni termodinamiche di riferimento costituisce peraltro la base per la realizzazione di un programma di simulazione numerica affidabile, che

possa consentire di valutare in via preliminare la bontà, sotto il profilo dell'efficienza termodinamica, delle varie configurazioni d'impianto proposte.

Riferimenti bibliografici

1. B.Tinti, "Microbiologia con tecniche ed esercitazioni di laboratorio", Tomo 1, pp. 133-140, Piccin nuova Libreria, Padova, 2008
2. [www.iisminuziano.it/alimentare/lezioni/Trattamenti termici degli alimenti](http://www.iisminuziano.it/alimentare/lezioni/Trattamenti_termici_degli_alimenti), I.I.S. "A. Minuziano", San Severo (FG), 2011
3. Neksa P., Walnum H.T., Hafner A., "CO₂ – A Refrigerant from the past with Prospect of being One of the Main Refrigerants in the Future", 9th IIR Gustav Lorentzen Conference 2010 - natural refrigerants – real alternatives, Sydney, April 12-14, 2010
4. Giroto S., Minetto S., Neksa P., "Commercial refrigeration system using CO₂ as the refrigerant", International Journal of Refrigeration, volume 27, anno 2004, pp.717–723
5. Cavallini A. "Properties of CO₂ as a refrigerant", Centro Studi Galileo, European Seminar, Carbon dioxide as a refrigerant, Milano, 2004
6. Kim M. H., Pettersein J., Bullard C. W., "Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems", Progress in Energy and Combustion Science, volume 30, 2004, pp. 119-174
7. Catalogo Danfoss-Saginomiya, New perspectives with Danfoss-Saginomiya Electronic Expansion Valves, settembre 2010
8. Tatys M., "Design of a water-CO₂ evaporator – Adoption of a carbon dioxide heat pump to geothermal conditions", Master thesis at RES, the school for renewable Energy Science, Akureyri, Iceland, 2009
9. Chen Y., Lundqvist P., Alves A., Brachert L., "CO₂ heat pump for the Swedish market – Test and analysis of the Sanyo Eco-Cute heat Pump modified for Swedish conditions", Energy technology, lab of Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, KTH University, 2008
10. Banzi M., "Getting Started with Arduino". Make Books (1^a ed.): p. 56 (in inglese), 2009
11. Jakobsen A., Skaugen G., Skiple T. V., Neksa P., Andresen T., "Development and evaluation of a reversible air conditioning system compared to a state-of-art R410A unit", 6th Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Glasgow, 2004
12. Andreassen H. E., "Air Reversing CO₂ Heat Pumps" Master thesis, Norwegian University of Science and Technology, Departments of Energy and Process Engineering, Spring 2010
13. Christensen Ø., "Reversible R744 (CO₂) Heat Pumps applied in public trains in Norway" Master of Science in Energy and Environment, Norwegian University of Science and Technology, Departments of Energy and Process Engineering, June 2009
14. Sarkar J., "Review on Cycle Modifications of Transcritical CO₂ Refrigeration and Heat Pump systems", Journal of Advanced research in Mechanical Engineering, volume 1, 2010, pp. 22-29
15. Yamasaki H., Yamanaka M., Matsumoto K., Shimada G., "Introduction of Transcritical Refrigeration Cycle Utilizing CO₂ as Working Fluid", International Compressor Engineering Conference at Purdue University, School of Mechanical Engineering, 12-15 July, 2004