



Utilizzo di una pompa di calore reversibile a CO₂ per la pastorizzazione e la conservazione di miscele per il gelato

Le pompe di calore a CO₂ hanno la capacità di raggiungere temperature del fluido di lavoro superiori a quelle ottenibili nelle pompe di calore che utilizzano fluidi tradizionali, mantenendo COP elevati, come evidenzia la loro recente commercializzazione per la produzione di acqua calda sanitaria. Esistono quindi interessanti prospettive per l'utilizzo di questa tecnologia nei processi di pastorizzazione comunemente utilizzati nell'industria agroalimentare. La pompa di calore a CO₂ è inoltre in grado di fornire, lato evaporatore, una potenza frigorifera utilizzabile nei casi in cui, alla pastorizzazione, si affianchi una fase di conservazione a bassa temperatura. Una macchina che operi con un ciclo termodinamico reversibile permetterebbe quindi di sfruttare appieno le potenzialità della pompa di calore, coniugando alte prestazioni con un consistente risparmio energetico. Nell'articolo viene presentato uno studio sull'applicabilità di una pompa di calore reversibile a CO₂ al caso specifico dei processi di pastorizzazione e conservazione delle miscele per la produzione di gelato

DOI 10.12910/EAI2014-69

■ L. Saraceno, R. Trinchieri, N. Calabrese, M. Pieve, G. Boccardi, A. Lattanzi

Introduzione

I costi energetici legati ai trattamenti termici degli alimenti ad alta e bassa temperatura rappresentano una cospicua porzione di quelli globalmente sostenuti dall'attuale sistema industriale: si stima che su scala mondiale essi ammontino a circa due miliardi di dollari l'anno, in crescita. Nell'ottica sempre più condivisa di un efficientamento dei processi produttivi, diviene quindi necessario per gli operatori del settore agroalimentare rivolgere una maggiore attenzione alla ricerca e allo sviluppo di sistemi tecnologicamente avanzati e integrati che consentano di

ottenere, nel breve e medio termine, *un sensibile risparmio energetico* e di conseguenza un ridotto impatto economico del sistema produttivo in considerazione. In particolare, poiché alcuni dei più importanti e diffusi processi di trattamento termico degli alimenti prevedono sia una fase di riscaldamento che una successiva fase di raffreddamento dell'alimento trattato, si potrebbero trarre indubbi vantaggi dalla realizzazione di macchine frigorifere ad alto rendimento che operino con un ciclo termodinamico (*pompa di calore*) *reversibile* in grado, cioè, di produrre sia "caldo" che "freddo" a seconda

delle esigenze di processo e delle fasi operative.

In questo articolo sarà quindi illustrata un'attività di ricerca condotta recentemente dal Laboratorio di Termofluidodinamica dell'ENEA, in cui è stata valutata la possibilità di realizzare i trattamenti termici legati al processo di

■ Luca Saraceno, Raniero Trinchieri, Nicolandrea Calabrese, Maurizio Pieve, Gino Boccardi, Alberto Lattanzi
ENEA

Contatto: Luca Saraceno
luca.saraceno@enea.it

produzione e conservazione di *miscele per gelato* avvalendosi di macchine reversibili a CO₂ (R744), con particolare attenzione sia agli aspetti prestazionali delle macchine che all'impatto ambientale del sistema nel suo complesso. Tale attività è stata svolta in collaborazione con la Carpigiani - Ali SpA, azienda italiana leader di mercato nel settore della produzione di macchine per gelato artigianale e soft.

La pastorizzazione mediante un ciclo termodinamico a CO₂

I trattamenti termici in ambito agroalimentare hanno prevalentemente la finalità di aumentare il tempo di conservazione degli alimenti grazie all'azione battericida del calore (pastorizzazione, bollitura, tyndalizzazione, vapore fluente e vapore sotto pressione) che riesce a disattivare gli enzimi e a distruggere gran parte dei microrganismi presenti¹. Tali processi di risanamento termico minimizzano i rischi per la salute dovuti a eventuali microrganismi patogeni, con un'alterazione minima delle caratteristiche chimiche, fisiche e organolettiche dell'alimento trattato. I trattamenti a bassa temperatura (refrigerazione, surgelazione, congelamento) hanno solo la funzione di bloccare i processi di riproduzione microbica; in tal modo, consentono una conservazione più duratura di alimenti altrimenti facilmente deteriorabili.

Tra i principali trattamenti termici di riscaldamento antimicrobici, riveste particolare interesse la pastorizzazione, che può essere, in linea generale, di tre tipi: bassa pastorizzazione, che prevede il mantenimento di una temperatura di 63 °C per 10-15 minuti; alta pastorizzazione, con temperatura

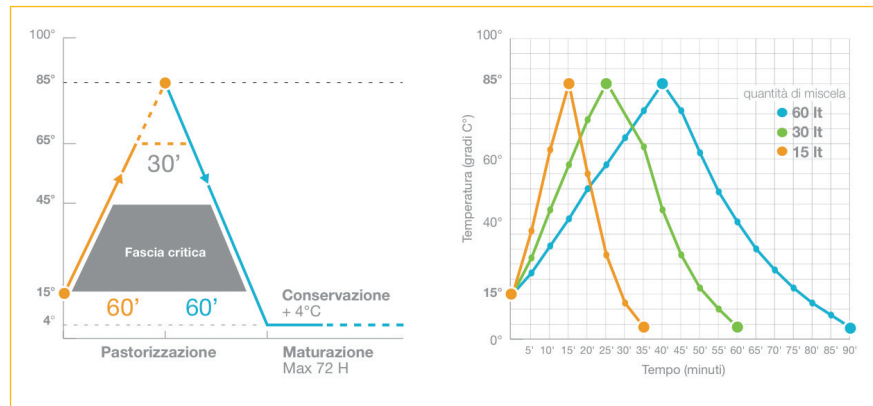


FIGURA 1 Esempio di ciclo di pastorizzazione per miscele per gelato
Fonte: www.carpigiani.com [2]

di 72 °C per 15 secondi; alta di laboratorio con temperatura di 85 °C per 30 minuti (Figura 1).

La pastorizzazione viene applicata, con diverse modalità, ad un gran numero di alimenti (latte, birra, vino, succhi di frutta, uova, conserve, miscele per gelato ecc.) (Tabella 1).

Nel processo di produzione del *gelato artigianale* la pastorizzazione abbatte la flora batterica naturalmente presente nella miscela alimentare che deve diventare gelato (principalmente nel latte e nelle uova).

La proliferazione dei batteri avviene in maniera molto veloce per temperature comprese tra 15-20 °C e 55-60 °C. Al di sotto o al di sopra di tale intervallo di temperature, invece, la proliferazione batterica è molto rallentata.

Nella fase di pastorizzazione la miscela è portata ad una temperatura compresa tra 65 e 85 °C a seconda degli ingredienti che compongono il gelato e del tipo di trattamento richiesto (bassa, media e alta pastorizzazione) e poi viene rapidamente raffreddata fino ad una

	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

TABELLA 1 La pastorizzazione applicata ad alcuni prodotti alimentari³

temperatura di circa 4 °C. La rapidità di discesa della temperatura è, altresì, un elemento 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 idrofluorocarburi - HFC), con condensatore ad acqua e compressore semi-ermetico, mentre la fase di riscaldamento (pastorizzazione propriamente detta) viene svolta con apposite resistenze elettriche dal rendimento unitario. Lo scambio termico 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. In quest'ottica nasce l'idea di utilizzare un ciclo termodinamico ad alto rendimento anche per la fase di riscaldamento della miscela gelata. Le pompe di calore a CO₂ (R744) rappresentano in tal senso una più che plausibile risposta alla necessità di coniugare alte prestazioni con un consistente risparmio energetico. Il ciclo transcritico a CO₂ si presta, infatti, in maniera ottimale al riscaldamento di un fluido⁴, con risparmi energetici fino al 75% ri-

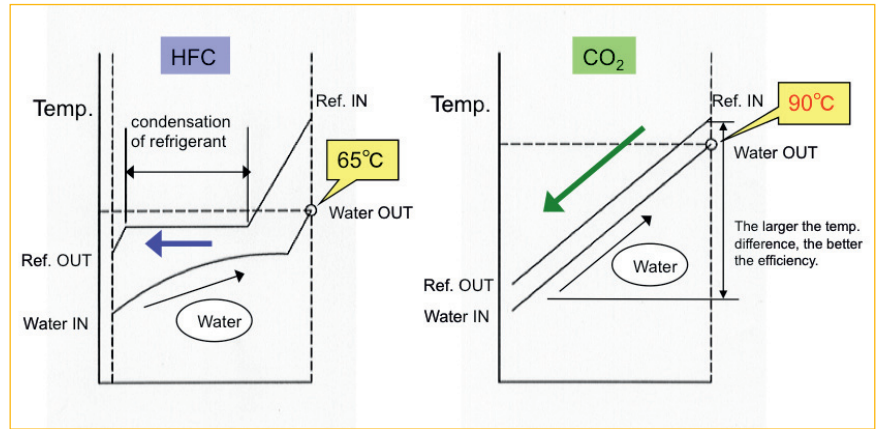


FIGURA 2 Differenza tra i profili di temperatura in un condensatore a HFC e in un gas cooler a CO₂ in una pompa di calore per il riscaldamento di acqua

spetto 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. Il vantaggio di avere profili di temperatura bene accordati tra i due fluidi lungo lo scambiatore (Figura 2) si traduce 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 a tali macchine rendimenti migliori (COP di circa 3,5-4) rispetto a quelli conseguiti da impianti operanti con fluidi tradizionali. Le macchine che realizzano tale ciclo, inoltre, per le proprietà della CO₂ transcritica (ottima conduttività termica del liquido ed elevata densità del vapore),

possono essere molto compatte permettendo una riduzione considerevole degli ingombri necessari. Le pompe di calore a CO₂ sono state già ampiamente testate per la produzione di acqua calda sanitaria con rendimenti molto elevati e soprattutto temperature di erogazione molto elevate, anche superiori ai 90 °C, valori difficilmente raggiungibili con le tradizionali pompe di calore a fluidi alogenati in ciclo subcritico^{4, 6, 7}. Si può, quindi, prevedere che i suddetti vantaggi nella produzione di acqua calda sanitaria possano riscontrarsi anche nel trattamento di altri tipi di prodotto alimentare: si tratta, praticamente, di "adattare" una pompa di calore a CO₂ ai carichi termici propri del processo completo di pastorizzazione delle miscele per gelato, 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. Per ciò che concerne la fase di raffreddamento della miscela alimentare,

facendo riferimento ai livelli di temperatura minima previsti per la maggior parte dei trattamenti termici considerati (dell'ordine dei 4-5 °C) è possibile realizzare cicli frigoriferi utilizzando CO₂ che assicurino livelli di prestazione (COP frigorifero) soddisfacenti anche disponendo di sorgenti calde (aria o acqua) al gas cooler a temperature relativamente elevate⁵.

La scelta della CO₂ come fluido di lavoro presenta indiscutibili vantaggi correlati a caratteristiche peculiari quali l'atossicità, la non infiammabilità e la compatibilità con i più comuni oli minerali; essa inoltre non aggredisce i metalli, né i materiali elastomerici. In più, la CO₂ ha 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.

Considerato quanto esposto sinora, l'attività di ricerca svolta dal Laboratorio di Termofluidodinamica dell'ENEA è stata incentrata sullo studio e il primo dimensionamento di una macchina a CO₂ con scambiatori acqua-acqua ad inversione istantanea di ciclo. Tale pompa di calore dovrà essere in grado di riscaldare la miscela gelato fino a una temperatura $T = 65\text{ °C}$ in circa 30 minuti; mantenere la miscela a tale temperatura per altri 30 minuti, invertire il ciclo (per produrre freddo) e raffreddare la miscela fino a circa 4 °C in ulteriori 30 minuti, mantenendola a tale temperatura per un tempo minimo di 40 ore. La potenza termica della macchina sarà pari a circa 4,5 kW e 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. È stato quindi realizzato un impianto sperimentale (PA.CO₂) per l'analisi dei singoli componenti e per la valutazione delle prestazioni complessive di un eventuale prototipo, utilizzando a supporto delle prove sperimentali una serie approfondita di valutazioni teoriche effettuate con strumenti di calcolo e simulazione messi a punto in precedenti esperienze sulla refrigerazione con CO₂.

Impianto sperimentale PA.CO₂

L'impianto sperimentale PA.CO₂ (PA-steurization with CO₂) (Figura 3) è stato realizzato "accoppiando" tra di loro due macchine attualmente in commercio e di comprovata efficienza: una pompa di calore a CO₂ della SANYO per la produzione di acqua calda sanitaria con accumulo e un pastorizzatore commerciale prodotto da Carpigiani - Ali SpA, con circuito refrigerante a R404. Si è preferito, infatti, impostare la parte iniziale dell'attività sperimentale in maniera tale da ottenere dei risultati preliminari ma certi in termini di fattibilità (temperature e carichi termici desiderati) e di rendimento (risparmio energetico effettivo) del solo processo di riscaldamento. In tal senso va intesa anche la scelta di utilizzare l'acqua come fluido di lavoro al posto della miscela liquida di gelato, considerando anche che la maggior parte degli alimenti sottoposti al processo di pastorizzazione contengono un'elevata percentuale di acqua (Tabella 1). La miscela gelato consta di svariati componenti in aggiunta all'acqua (grassi derivati dal latte, zucchero, uova in polvere, aromi) che ne determinano caratteristiche termofluidodinamiche non del tutto omologhe a quelle della



FIGURA 3 Impianto sperimentale PA.CO₂

semplice acqua; considerando però che il comportamento da fluido non newtoniano si manifesta essenzialmente per temperature inferiori a 0 °C, si può attribuire ai dati derivanti dalle prove sperimentali con acqua una adeguata valenza scientifica e di indirizzo per successive analisi.

L'accoppiamento tra pastorizzatore e pompa di calore è stato eseguito collegando la vasca del pastorizzatore allo scambiatore acqua/CO₂ della pompa di calore con due tubi flessibili opportunamente coibentati. Il fluido in uscita dallo scambiatore entra nella vasca del pastorizzatore che in questa fase funge solamente da serbatoio di raccolta del fluido riscaldato dalla pompa di calore; l'acqua è poi inviata in entrata allo scambiatore sfruttando la prevalenza

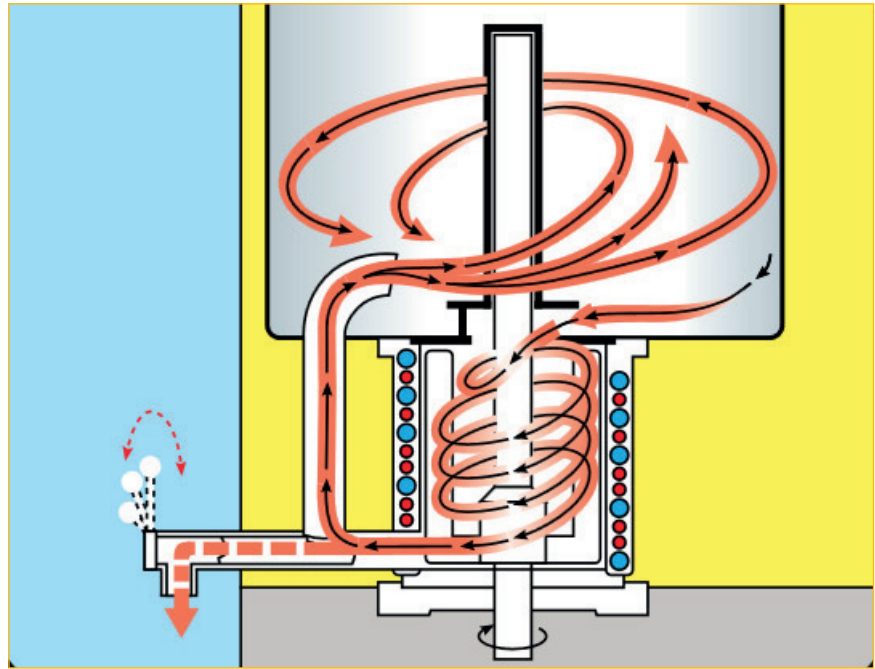


FIGURA 4 Pompa scambiatrice del pastorizzatore
Fonte: www.carpigiani.com [2]

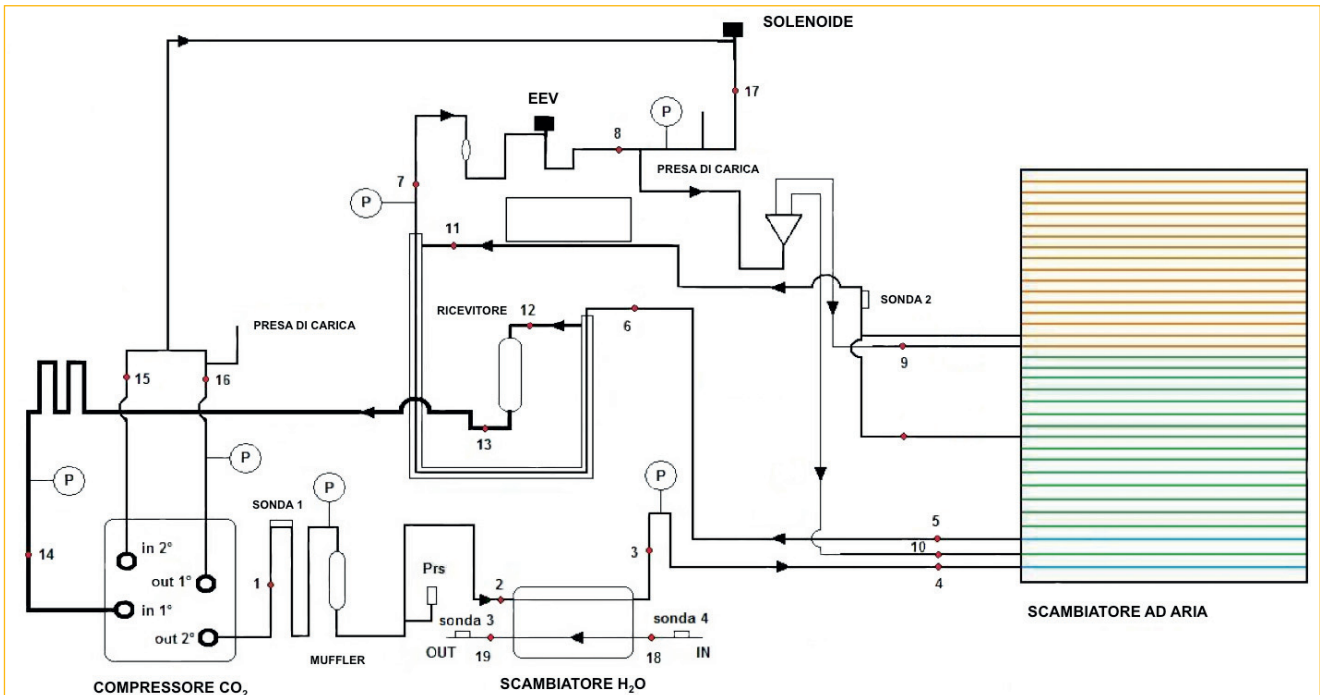


FIGURA 5 Schema d'impianto della pompa di calore

della pompa di circolazione del medesimo pastorizzatore. È evidente che questo schema di processo sia ben lungi da quello di utilizzo ottimale di un ciclo a CO₂ per la pastorizzazione dei prodotti alimentari, poiché sarebbe più redditizio integrare in un unico componente, previo accoppiamento diretto, la vasca del pastorizzatore e il circuito primario della pompa di calore, ottenendo una macchina più compatta e condizioni di scambio termico migliori. Come illustrato in seguito, proprio per questi motivi, sono state proposte soluzioni costruttive che prevedono la realizzazione di un gas cooler (scambiatore acqua/CO₂) direttamente accoppiato con la vasca del pastorizzatore nel caso di un ciclo a CO₂ invertibile. Il pastorizzatore utilizzato è un Pastomaster 60 Carpigiani, uno dei pastorizzatori più diffusi nelle medie e grandi gelaterie perché efficace con ogni tipo di miscela e molto flessibile nella produzione. Gli ingredienti 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 (Fi-

gura 4). 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 pastorizzatore nonché l'erogazione del prodotto finito attraverso un apposito rubinetto refrigerato. Sulla parete esterna della tazza sono collocate sia la serpentina del circuito frigorifero per il raffreddamento della miscela sia le resistenze elettriche per la sua pastorizzazione (Figura 4). 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.

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. La Figura 5 ne mostra lo schema d'impianto e mostra i punti in cui sono stati collocati gli strumenti di misura (termocoppie di tipo J e K e misuratori di pressione) per rilevare lo stato termodinamico della CO₂ in ingresso ed in uscita dai vari componenti.

Il "cuore" della pompa di calore è senza dubbio l'innovativo compressore rotativo bistadio con inverter, realizzato da SANYO con una tecnologia assolutamente innovativa (Figura 6).

Il compressore resiste a elevate differenze di pressione di lavoro, è estremamente affidabile grazie alla dispersione del carico, è soggetto a perdite minime ed è caratterizzato da bassi livelli di vibrazioni. Inoltre garantisce 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. Il gas cooler (raffreddato ad acqua) 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 (Figura 6), 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.

L'ottimizzazione del ciclo termodinamico operato dall'unità pompa di calore è gestita da una centralina elettronica cui afferiscono alcuni sensori e relativi

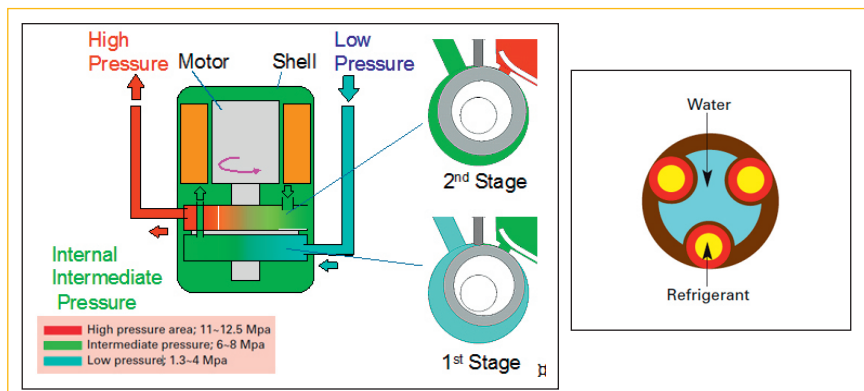


FIGURA 6 Compressore bistadio (a sinistra) e sezione trasversale dello scambiatore ad acqua (gas cooler - a destra)

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. Si precisa che la logica di funzionamento adottata dalla centralina del produttore è del tutto diversa da quella necessaria ai nostri scopi, pertanto si è proceduto alla realizzazione di due sistemi di controllo per l'inverter del compressore e la valvola di laminazione elettronica, indipendenti dai valori acquisiti dai sensori propri della macchina. In particolare, per la valvola elettronica è stato realizzato un sistema di controllo in grado di aprirla o chiuderla a piacimento

a seconda della temperatura di evaporazione desiderata, con conseguente variazione dei carichi termici disponibili.

Prove e risultati sperimentali

Le prove per la verifica delle prestazioni in riscaldamento sono state condotte, con portata controllata e monitorata, inviando l'acqua posta nella vasca del pastorizzatore a 4 °C al gas cooler della pompa di calore. Durante la fase di riscaldamento è stato monitorato il consumo energetico della macchina fino alla conclusione della prova, ovvero al raggiungimento di una temperatura dell'acqua in vasca pari a 65 °C, così

da simulare il ciclo standard di bassa pastorizzazione. La Tabella 2 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 pastorizzazione 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 viene riscaldata nel gas cooler della pompa di calore a CO₂.

Se si considerano le prove effettuate con la configurazione standard della

PROVE ENEA					
E1. Prova comparativa di pastorizzazione - Pompa di calore (standard) / Pastomaster 60Rtx					
	Q.tà acqua	T. iniziale acqua	T. finale acqua	Tempo impiegato	Consumo energetico [kWh]
a) Pompa di calore	60 Lt	4 °C	63 °C	1h 34'	1,653
b) Pompa di calore	60 Lt	4 °C	65 °C	2h 16'	2,205
c) Pastomaster	60 Lt	4 °C	61 °C	44'	4,406
d) Pastomaster	60 Lt	4 °C	65°C	46'	4,640
E2. Prova riscaldamento - Pompa di calore con bypass sonde temperatura ingresso e uscita acqua + condizionamento sonda mandata compressore					
	Q.tà acqua	T. iniziale acqua	T. finale acqua	Tempo impiegato	Consumo energetico [kWh]
a) Pompa di calore	60 Lt	4 °C	65 °C	59' 21"	1,507
b) Pompa di calore	60 Lt	4 °C	65 °C	1h 00' 31"	1.569
c) Pompa di calore	60 Lt	4 °C	65 °C	58' 56"	1.616

TABELLA 2 | Tabella riassuntiva tempi/consumi

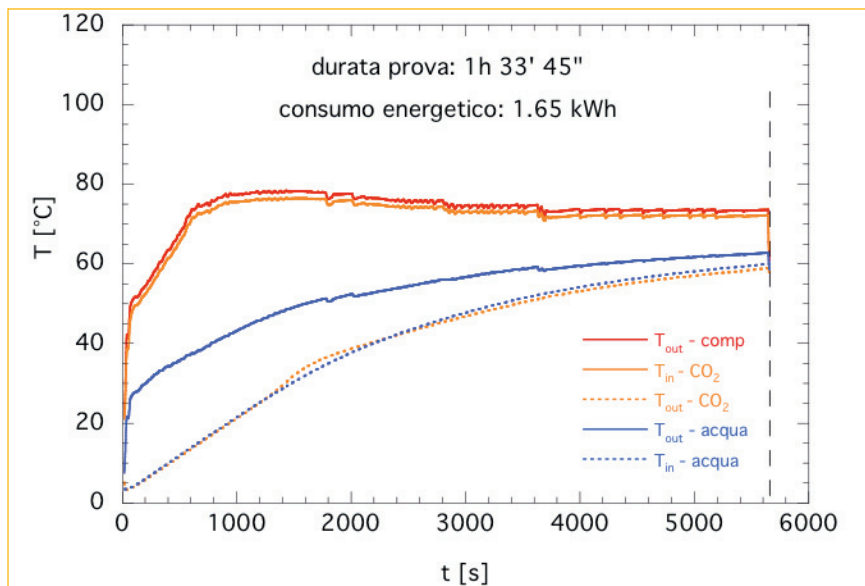


FIGURA 7 Prova di pastorizzazione con pompa di calore in configurazione standard

pompa di calore, cioè con tutti i sensori di controllo inseriti, (Tabella 2, prove E1 e Figura 7, che riporta gli andamenti delle temperature durante lo svolgimento del test E1.a) si nota un risparmio energetico medio superiore al 60% rispetto al riscaldamento effettuato con le resistenze elettriche, a fronte però di un sostanziale raddoppio dei tempi di pastorizzazione. Si osserva 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 della pompa

di calore. Infatti, dal grafico degli andamenti delle temperature di ingresso e uscita dal gas cooler della CO₂ e dell'acqua (Figura 7), 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 sino a valori tali da ridurre sensibilmente l'effetto utile nello scambiatore, con conseguente riduzione del COP.

I tempi di pastorizzazione sono stati considerevolmente ridotti condizionando in maniera opportuna il segnale inviato dalla sonda 1 (mandata compressore) alla scheda elettronica di gestione, e bypassando completamente le sonde 3 e 4 che acquisiscono le temperature dell'acqua in ingresso e in uscita dal gas cooler (Figura 5).

Un esempio di prova di pastorizzazione con condizionamento della sonda 1

è riportato in Figura 8 (prova E2.c). Si possono notare gli andamenti "altalenanti" delle varie temperature, risultato delle regolazioni manuali sulla portata dell'acqua e delle inerzie termiche associate. La temperatura media in uscita dal compressore si attesta, dopo un transitorio iniziale, intorno a 119 °C, ben sopra i 75 °C circa riscontrati nel funzionamento normale della pompa di calore. Più in dettaglio, facendo riferimento ai dati in Tabella 2, 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 56%. Le piccole differenze riscontrate nei tempi di processo delle prove effettuate a parità di condizioni (Tabella 2 prove E.2) sono da imputare sostanzialmente a temperature ambiente (non riportate in tabella) differenti per i vari test, con conseguenti influenze sulle prestazioni della pompa di calore. 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 modesto allungamento dei tempi, stimato nell'ordine del 30% (circa 15 min). Il consumo energetico medio dei singoli componenti del pasteurizzatore rispetto al consumo totale per ciclo di pastorizzazione risulta essere in percentuale diviso tra il 65% per le resistenze riscaldanti, il 22% per il compressore e il 13% per l'agitatore miscela (assunta trascurabile l'incidenza sul consumo totale della componentistica elettronica); utilizzando la pompa di calore a CO₂ per la fase di riscaldamento si ottiene quindi un risparmio energetico globale (riscaldamento +

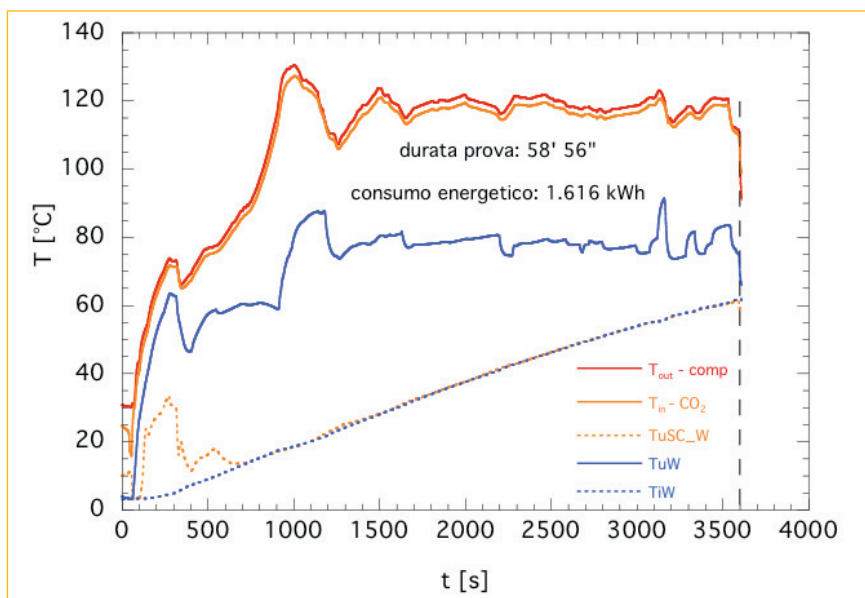


FIGURA 8 Prova di pastorizzazione con pompa di calore in configurazione modificata

raffreddamento) del 42% circa.

Volendo contestualizzare tale dato, se si considera che la durata media di un ciclo completo di pastorizzazione risulta pari a 2 ore con un consumo associato di ca. 7,2 kWh, il risparmio derivante dall'utilizzo della pompa di calore è pari a ca. 3 kWh per ciclo (Figura 9). L'impiego quotidiano del pasteurizzatore è molto variabile ma si possono stimare due cicli/giorno e quindi un risparmio giornaliero pari a 6 kWh. Ipotizzando nell'arco dell'anno un minimo di 250 giorni di apertura per l'esercizio commerciale, si giunge a un risparmio minimo annuale di energia di ca. 1500 kWh per esercizio, corrispondente a un risparmio economico per il gestore di una cifra compresa tra i 540 e i 600 €/anno, a seconda della tipologia di contratto stipulato per la fornitura di energia elettrica (tariffe da 0,36 €/kWh per potenza contrattuale di 6 kW a 0,42 €/kWh per potenza contrattuale

di 10 kW).

Considerando, infine, che il solo parco macchine pastorizzatrici da 60 litri installato da Carpiгани è superiore alle 10.000 unità, si perviene a una prima stima del risparmio energetico derivante dall'utilizzo di pasteurizzatori a CO₂ e correlato alla sola fase di riscaldamento della miscela per gelato, quantificabile in oltre 15 GWh/anno.

Proposta di schemi Impiantistici per l'inversione del ciclo

Per quanto riguarda il funzionamento in modalità refrigerante della pompa di calore, occorre dire che la disponibilità di una sorgente calda a temperatura piuttosto bassa (acqua di rete a circa 15-20 °C) consente 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 mas-

sima e minima, cosicché il compressore lavora con rendimenti isentropici maggiori e le perdite exergetiche connesse con il processo di laminazione sono fortemente contenute. Riguardo alla scelta dei singoli componenti, occorre notare che il compressore bistadio con inverter della pompa di calore utilizzata nei nostri test presenta caratteristiche prestazionali ottimali anche per un utilizzo nel prototipo in studio, così come la valvola termostatica elettronica garantisce, secondo i dati di catalogo e i risultati di alcuni test eseguiti in configurazione "freddo", l'ottenimento di temperature e di carichi frigoriferi adeguati all'applicazione esaminata.

La scelta dello schema impiantistico e degli scambiatori sono strettamente correlate. Tra le possibili soluzioni di schema d'impianto sono state approfondite le seguenti:

- impianto con inversione di ciclo: prevede due soli scambiatori e due valvole di laminazione. Lo scambiatore in vasca (analogo a quello attualmente presente nel pasteurizzatore 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. In questo caso è importante valutare 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 6, non sarebbe adatto all'inversione in quanto le elevate perdite

di carico sul 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: tale possibilità consentirebbe un dimensionamento più appropriato di entrambi gli scambiatori. Un elemento critico di questa configurazione è rappresentato dalla corretta valutazione della carica dell'impianto, che teoricamente richiede una quantità maggiore di fluido per l'esecuzione della fase calda, da cui 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 elevato numero di valvole sul circuito primario, che potrebbe condizionare l'affidabilità del sistema.

- impianto senza inversione di ciclo: in questo caso i due scambiatori principali, a piastre oppure tubo in tubo, conservano sempre la stessa funzio-

ionalità (gas cooler 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 un funzionamento migliore dell'impianto a CO₂, con i due scambiatori che possono essere dimensionati in maniera più efficiente. D'altra parte, l'aggiunta di 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 uno scambiatore funzionerà anche in questo caso 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 compromes-

so 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.

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^{8,9,10}. 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^{11,12}. Una valutazione teorica dell'efficienza energetica delle varie configurazioni, condotta attraverso un'opportuna simulazione numerica, consentirà la de-

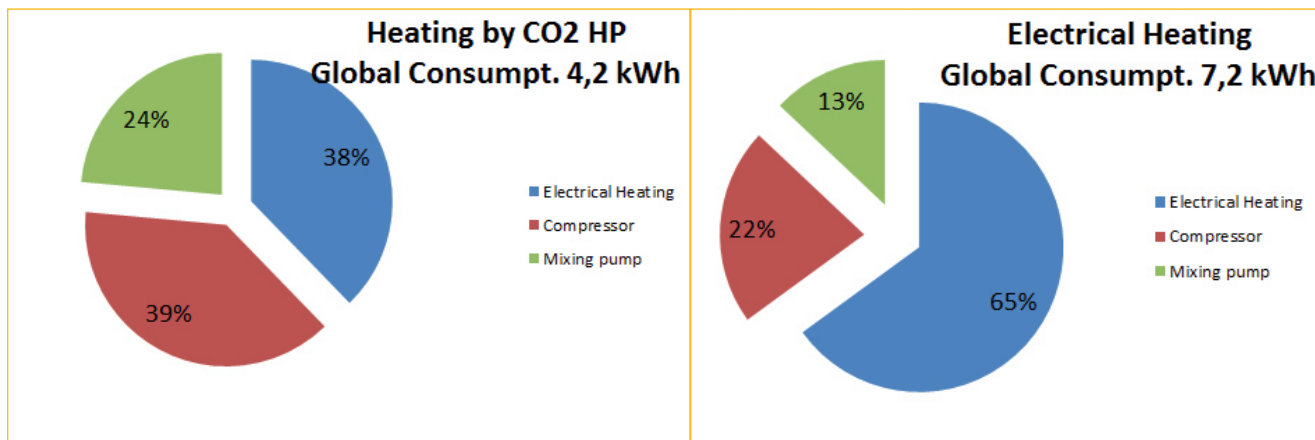


FIGURA 9 Confronto dei consumi elettrici con l'utilizzo di una pompa di calore per la fase riscaldamento del processo di pastorizzazione (a sinistra) e senza (a destra)

finizione dello schema impiantistico più performante. Si rimarca di nuovo 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 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 operativa, calda o fredda) e dalla messa a punto alquanto delicata. I benefici dell'una o dell'altra configurazione potranno essere valutati a valle di un'appropriata campagna sperimentale che consenta il confronto tra le varie configurazioni e la scelta di quella ottimale.

Conclusioni

Lo studio preliminare e l'attività sperimentale finalizzata alla realizzazione di un prototipo di pompa di calore reversibile a CO₂ per la pastorizzazione e la conservazione di miscele per la produzione di gelato hanno consentito di valutare il reale beneficio che una siffatta macchina può garantire nei trattamenti di riscaldamento di prodotti alimentari rispetto alle situazioni convenzionali, permettendo inoltre di individuare la componentistica più adatta anche per l'esecuzione della fase di raffreddamento e conservazione. Riguardo al 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 altresì verosimilmente prevedere notevoli miglioramenti nelle prestazioni di una pompa di calore a CO₂ reversibile appositamente pensata per il trattamento di pastorizzazione e conservazione intervenendo sul dimensionamento dei componenti, progettando una logica di controllo ottimizzata per le prestazioni richieste e, infine, stabilendo con l'ausilio di campagne sperimentali dedicate quale possa essere la migliore configurazione d'impianto tra quelle individuate e qui presentate.

**Luca Saraceno, Raniero Trinchieri,
Nicolandrea Calabrese, Maurizio Pieve,
Gino Boccardi, Alberto Lattanzi**

ENEA, Unità Tecnica Tecnologie avanzate per l'Energia e l'Industria - Laboratorio di termofluidodinamica applicata ai sistemi energetici

bibliografia

1. B. Tinti, "Microbiologia con tecniche ed esercitazioni di laboratorio", Tomo 1, pp. 133-140, Piccin nuova Libreria, Padova, 2008
2. http://www.carpigiani.com/binary_files/prodotti/PASTOMASTER_RTL_IT_82547.pdf
3. www.iisminuziano.it/alimentare/lezioni/Trattamenti_termici_degli_alimenti, I.I.S. "A. Minuziano", San Severo (FG), 2011.
4. Neksa P., Walum 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.
5. 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.
6. Cavallini A. "Properties of CO₂ as a refrigerant", Centro Studi Galileo, European Seminar, Carbon dioxide as a refrigerant, Milano, 2004.
7. 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.
8. 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.
9. Andreassen H. E., "Air Reversing CO₂ Heat Pumps" Master thesis, Norwegian University of Science and Technology, Departments of Energy and Process Engineering, Spring 2010.
10. 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.
11. 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.
12. 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.