



*Cambiamenti climatici: i ghiacciai si ritraggono, l'acqua diminuisce, i raggi solari intrappolati aumentano l'effetto serra*



# **MIGLIORAMENTO DELL'EFFICIENZA ENERGETICA CON UN SISTEMA A CASCATA CON GAS REFRIGERANTE CO<sub>2</sub>**

**Y. YAMAGUCHI  
SANDEN-VENDO**



# MIGLIORAMENTO DELL'EFFICIENZA ENERGETICA CON UN SISTEMA A CASCATA CON GAS REFRIGERANTE CO<sub>2</sub>

## SVILUPPO del SISTEMA REFRIGERANTE A CASCATA CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub>

Yukio Yamaguchi

Department of Sales and Marketing, SANDEN ENVIRONMENTAL PRODUCTS CORPORATION, 1-18-13 Soto-Kanda, Chiyoda-ku, Tokyo, 101-8583, Japan

### Abstract

Il riscaldamento globale è un problema comune in tutto il mondo. Dal punto di vista del riscaldamento globale sostituire il refrigerante HFC con il refrigerante naturale è uno dei mezzi utilizzati per ridurre il riscaldamento globale prodotto dai gas dei sistemi refrigeranti utilizzati nei negozi alimentari come i supermercati o i minimarket. L'anidride carbonica (CO<sub>2</sub>) è uno dei candidati migliori per quanto riguarda l'impatto sul riscaldamento globale dei refrigeranti (GWP = Global Warming Potential). Tuttavia i sistemi refrigeranti a CO<sub>2</sub> hanno un'efficienza di raffreddamento più bassa dato che hanno una temperatura critica bassa. Inoltre il refrigerante CO<sub>2</sub> ha un sistema di pressione superiore rispetto al refrigerante HFC. Quindi solitamente i sistemi refrigeranti in cascata sono equipaggiati con refrigerante HFC nel ciclo ad alta temperatura. Questa relazione indica il potenziale del sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> anche se il refrigerante CO<sub>2</sub> ha un'efficienza inferiore rispetto al refrigerante HFC. Questa relazione mostra anche quanto sia importante l'ottimizzazione della pressione di scarico, della pressione di aspirazione e dello scambiatore di calore interno per avere delle prestazioni migliori.

**Parole Chiave:** CO<sub>2</sub>, Anidride carbonica, Coefficiente delle prestazioni, Cascade.

### Introduzione

Le vetrine refrigerate installate nella maggior parte dei supermercati e minimarket funzionano con sistemi refrigeranti a base di refrigerante HCFC o HFC. Tuttavia il refrigerante HCFC e HFC ha un impatto ambientale (GWP) elevato. Quindi è necessaria un'alternativa ai refrigeranti HCFC e HFC per abbassare l'impatto ambientale (GWP). Per ridurre il riscaldamento globale causato dai gas si studiano soluzioni creando varie configurazioni di sistemi refrigeranti che utilizzano il refrigerante CO<sub>2</sub>. [1]

Come ben risaputo, il refrigerante CO<sub>2</sub> ha un'efficacia inferiore in ambienti con temperature elevate. Il sistema refrigerante funziona in condizioni super critiche quando la temperatura supera i 30.98°C, quindi è importante controllare la pressione di scarico per avere un coefficiente di prestazioni migliore (COP).

Questa relazione mostra le impostazioni di pressione ottimali e la configurazione ottimale dello scambiatore di calore interno di un sistema refrigerante CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> in cascata. La relazione dimostra come usare il refrigerante CO<sub>2</sub>, con un sistema refrigerante CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> in cascata in ambienti con condizioni di temperatura elevate.

### Ottimizzazione del sistema a cascata

#### CONFIGURAZIONE DEL SISTEMA A CASCATA CO<sub>2</sub>

Il sistema a cascata è strutturato da un ciclo ad alta temperatura e da un ciclo a bassa temperatura, entrambi i cicli vengono combinati insieme termicamente dinamicamente tramite uno scambiatore di calore a cascata (Fig. 1). Entrambi i sistemi refrigeranti hanno un compressore, un gas cooler, valvola di espansione, evaporatore e uno scambiatore di calore interno (IHX). Il ciclo a bassa temperatura ha uno scambiatore di calore addizionale tra il compressore e il gas cooler come "pre-raffreddatore".

Il calore rilasciato dal ciclo a bassa temperatura viene trasferito all'evaporatore del ciclo a alta temperatura. La figura 2 mostra il diagramma  $p-h$  del sistema a cascata  $\text{CO}_2\text{-CO}_2$ .

Il sistema a cascata  $\text{CO}_2\text{-CO}_2$  che usa il refrigerante  $\text{CO}_2$  per entrambi i cicli (a bassa e alta temperatura) non è mai stato studiato precedentemente, a causa sia del basso rendimento da parte del refrigerante  $\text{CO}_2$  in ambienti con temperature elevate, sia per la sua bassa temperatura critica. Tuttavia controllando la pressione di scarico del refrigerante  $\text{CO}_2$  si riesce a migliorare significativamente il coefficiente di prestazione (COP). Entrambi i cicli del refrigerante  $\text{CO}_2$  a bassa e alta temperatura possiedono uno scambiatore di calore (IHX) per migliorare la loro efficienza. L'effetto dello scambiatore di calore (IHX) viene studiato in questa relazione.

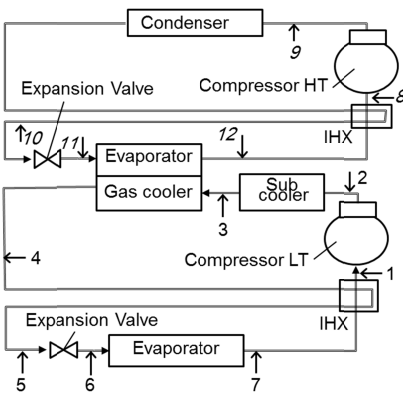
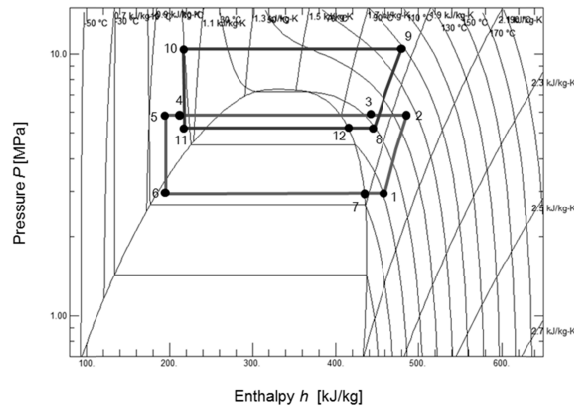


Fig.1 (sinistra)  
Configurazione  
del sistema a  
cascata  $\text{CO}_2\text{-CO}_2$

Fig.2 (destra)  
Diagramma  $p-h$   
del sistema a  
cascata  $\text{CO}_2\text{-CO}_2$



### CALCOLO DEL RENDIMENTO DEL SISTEMA

Il rendimento del sistema refrigerante in cascata è dimostrato dalla formula (1) alla (5).

Il quantità totale di calore trasferito  $Q_{TL}$  può essere espressa dalla portata di massa del refrigerante nel ciclo a temperature basse ( $M_{LT}$ ) e la differenza dell'entalpia tra l'ingresso (Fig. 2 punto 6,  $h_6$ ) e l'uscita (Fig. 2 punto 7,  $h_7$ ) dell'evaporatore nel ciclo a bassa temperatura.

Il funzionamento del ciclo ad alta temperatura dipende dalla differenza dell'entalpia del evaporatore in cascata (Fig. 2 punto 12,  $h_{12}$  e punto 11,  $h_{11}$ ) e al carico termico sullo scambiatore di calore in cascata (Fig. 2 punto 3,  $h_3$  e punto 4,  $h_4$ ) del ciclo a bassa temperatura. Nella formula (2) la capacità del ciclo ad alta temperatura è equivalente al carico termico dal ciclo a bassa temperatura.

Il coefficiente di prestazione (COP) del sistema refrigerante a cascata  $\text{CO}_2\text{-CO}_2$  è mostrato dalla formula (5).

$$Q_{LT} = M_{LT} \cdot (h_7 - h_6) \quad (1)$$

$$Q_{HT} = M_{HT} \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad (2)$$

$$= M_{LT} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$W_{LT} = M_{LT} \cdot (h_2 - h_1) / \eta_{LT} \quad (3)$$

$$W_{HT} = M_{HT} \cdot (h_9 - h_8) / \eta_{HT} \quad (4)$$

$$COP = Q_{LT} / (W_{LT} + W_{HT}) \quad (5)$$

### SCAMBIATORE DI CALORE INTERNO

Lo scambiatore di calore (IHX) viene installato per aumentare il coefficiente di prestazione (COP). La configurazione dello scambiatore di calore (IHX) dipende dalle condizioni di funzionamento [3]. Comunque la configurazione dello scambiatore (IHX) non

è modificabile, quindi è necessario decidere la configurazione di funzionamento in funzione delle temperature che riguarda tutto l'anno.

La percentuale degli intervalli di temperatura ambientale (Tabella 2) è stata calcolata utilizzando dati ambientali prelevati nella zona di Milano per 8 anni[2] ottenuti da Climate-Zone.com.

In figura 3 mostra il COP annuale con il rapporto di trasferimento del calore nello scambiatore di calore (IHX). La massima quantità calore trasferito (Fig.2 punto 7-1 punti equivalenti 4-5) è impostata sulla differenza di entalpia da  $h_1$  fino a  $h_7$  ( $T_1$ =da -3.3 fino a 22.0°C).

Il rapporto del trasferimento di calore con il 0% ottiene il più alto COP. Questo risultato dimostra che l'uso del IHX non è necessario per medie temperature come nella zona di Milano.

Intervalli Temperatura [°C]	Numero di mesi			Rapporto totale [%]
	-con temperature medie	-con temperature massime	-con temperature minime	
sotto 10	4	2	6	20.3
da 10 a 20	5	5	6	81.3
da 20 a 30	3	5	0	67.7
da 30 a 40	0	0	0	0.0

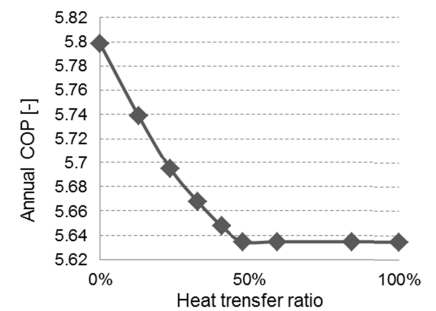


Tabella 2 Numero di mesi a diversi intervalli di temperatura

Fig.3 (destra) Confronto COP annuale e rendimento % di trasferimento del calore dell'IHX

#### IMPOSTAZIONI DELLA PRESSIONE E RISULTATI DEL CALCOLO

In figura 4 è possibile vedere i risultati dei calcoli delle impostazioni di pressione che danno il coefficiente di prestazione (COP) maggiore per entrambi i cicli di refrigerazione ad alta pressione e a bassa pressione.

Con la temperatura ambiente da 10°C ( $T_a=10$ ) a 40°C ( $T_a=40$ ) la pressione di scarico nel ciclo a bassa temperatura, da il coefficiente di prestazione (COP) maggiore, è aumentato dalla temperatura ambiente. Tuttavia alla temperatura ambiente di 50°C ( $T_a=50$ ), il coefficiente di prestazione (COP) migliore è dato dalla pressione di scarico ( $P_{dLT}$ ) di 7MPa. Il motivo di questo cambiamento deriva dal rendimento isoentropico del compressore. Il rendimento isoentropico di questo compressore ha un picco del rapporto di compressione di 2.3 ( $P_d/P_s$ ) e si riduce drasticamente sopra il rapporto di compressione di 2.5.

La piccola differenza di pressione tra la pressione di aspirazione del ciclo a bassa temperatura ( $P_{dLT}$ ) e la pressione di scarico del ciclo a alta temperatura ( $P_{dHT}$ ) fornisce un piccolo rapporto di compressione del compressore. Questo piccolo rapporto di compressione aiuta ad aumentare l'efficienza volumetrica del compressore. Tuttavia il migliore coefficiente di prestazione (COP) a temperatura 30°C ( $T_a=30$ ) e 40°C ( $T_a=40$ ) è dato dalla differenza di pressione ( $\Delta P$ ) di 3MPa. Perché alzando la pressione di scarico del ciclo a bassa temperatura, migliora lo scarico del calore nel pre-cooler. Quindi il carico termico sul ciclo ad alta temperatura si riduce.

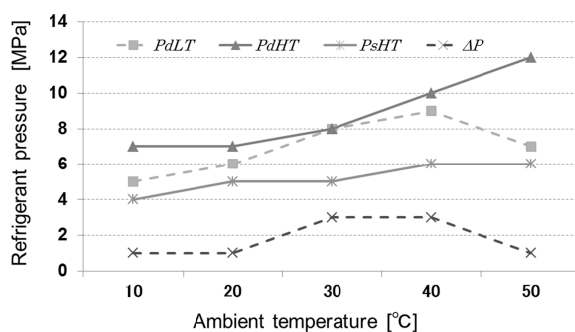
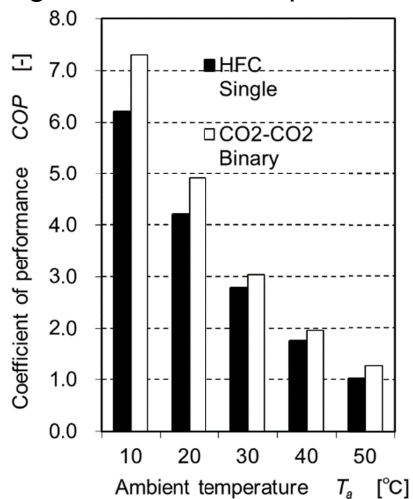


Fig.4 Pressione ottimale per il sistema a cascata

Il coefficiente di prestazione (COP) del sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> a diverse temperature ambientali viene confrontato con i tipici sistemi refrigeranti che usano l'R404A (Fig.5)

Il sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> ha un'efficienza migliore dal 10% al 20% rispetto al sistema refrigerante R404A. Comunque il vantaggio è maggiore in ambienti con temperature più basse. Questo significa che il sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> ha un'efficienza annuale migliore del 20% rispetto ai tipici sistemi refrigeranti con R404A, perché la temperatura ambientale media è sotto i 20°C nella maggior parte delle città del mondo. [2]



La differenza del coefficiente di prestazione (COP) a temperature ambientali alte (superiori a 30°C) è minore rispetto a quello a temperature ambientali basse. Questo risultato è stato ottenuto con un sistema a cascata ottimizzato/esaminato in un'area con temperature ambientali medie (Tokyo). Pertanto il rapporto di trasferimento del calore attraverso lo scambiatore di calore (IHX) è stato impostato a 0%. Tuttavia in aree con temperature ambientali alte è necessario un rapporto di trasferimento del calore più alto. Quindi è necessaria una configurazione differente del sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> per aree con temperature ambientali elevate.

Fig.5 Confronto COP tra sistema refrigerante singolo con HFC e sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub>

## RISULTATI SPERIMENTALI

Il sistema refrigerante è stato installato in un impianto di prova (Fig.6) ed è stato collegato ad una normale vetrina che si trova nei tipici minimarket Giapponesi (Fig.7). Il rendimento è stato misurato sulla potenza assorbita dal compressore e da un misuratore di portata del refrigerante. Le condizioni del test sono raffigurate nella tabella 3.



Fig. 6 Sistema a cascata CO<sub>2</sub>

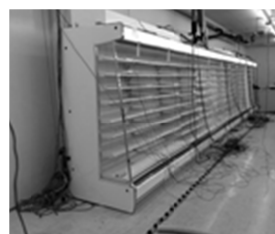


Fig. 7 Vetrina

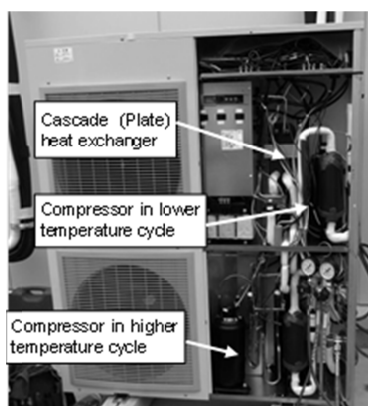


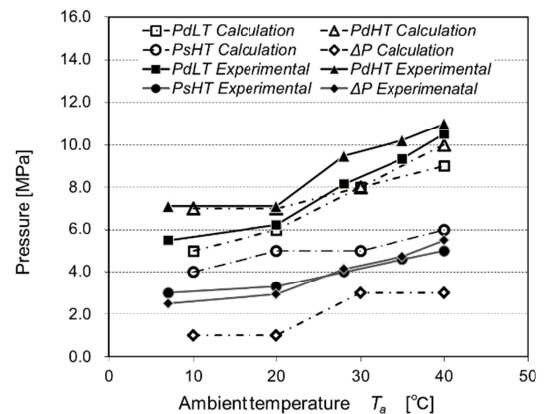
Fig.8 Interno del sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub>

Fig. 8 mostra l'interno del sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> che è stato installato nella camera di test.

$T_a$ [°C]	$H_a$ [%RH]	$T_{CVS}$ [°C]	$H_{CVS}$ [%RH]	$T_{sc}$ [°C]
2.0	45.0	22.0	35.0	4.0
7.0	50.0	22.0	35.0	4.0
20.0	55.0	25.0	45.0	4.0
28.0	60.0	26.0	50.0	4.0
35.0	65.0	27.0	50.0	4.0
40.0	65.0	27.0	50.0	4.0

Tabella 3. Condizioni test del sistema refrigerante

Fig. 9 Confronto della pressione ottimizzata tra il metodo calcolato ed i risultati sperimentali ottenuti del COP sul sistema binario CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub>



Le pressioni ottimizzate sono raffigurate in Fig.9. Questo risultato del test a  $T_a =$  inferiore ai 30°C è simile al risultato derivato dai calcoli. Tuttavia il risultato rinvenuto sopra i 30°C ha un divario di circa 3MPa. Si presume che questo divario provenga dalla caduta di pressione del refrigerante nel gas cooler e nel pre-cooler per causa della portata volumetrica superiore in queste condizioni.

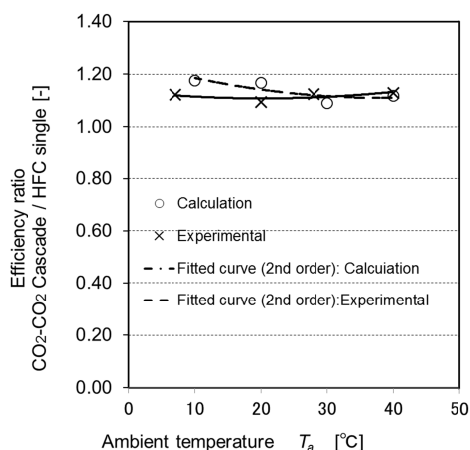


Fig.10 Confronto del COP tra sistema refrigerante CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> e refrigerante HFC

L'efficienza è confrontata come rapporto del rendimento tra il sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> e il sistema refrigerante singolo HFC (fig.10). I risultati dei calcoli mostrano il rendimento migliore del sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> da circa 15% a 20% e il risultato del test dimostra un rendimento migliore di circa il 15% da parte del sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> rispetto al sistema refrigerante singolo HFC.

## Conclusioni

Momentaneamente il sistema refrigerante HFC è ampiamente utilizzato nel settore della refrigerazione. La quantità di refrigerante HFC utilizzato è in continuo aumento a causa della sostituzione dei CFC e HCFC. Il refrigerante CO<sub>2</sub> è preso in considerazione come soluzione alternativa per ridurre il riscaldamento globale provocato dai gas e anche dell'emissione di CO<sub>2</sub> prodotta dall'energia utilizzata dai sistemi refrigeranti. Generalmente l'energia utilizzata dai sistemi refrigeranti in un minimarket è all'incirca il 50% dell'energia totale consumata nel negozio [4], quindi diminuendo l'energia utilizzata dai sistemi refrigeranti si riduce significativamente l'emissione di CO<sub>2</sub> totale dei negozi alimentari come i minimarket.

Il refrigerante CO<sub>2</sub> non è utilizzato per il ciclo ad alta temperatura nei sistemi a cascata a causa della bassa temperatura critica. Tuttavia questa relazione dimostra che il sistema a cascata CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> ha un rendimento migliore rispetto ai sistemi refrigeranti HFC nel settore commerciale. In aggiunta dovrebbe essere considerata l'ottimizzazione delle configurazioni degli scambiatori di calore (HX) per le aree con temperature ambientali elevate per un rendimento migliore.

## Nomenclatura

$T_a$ : Temperatura ambiente [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$P_d$ : Pressione di scarico [MPa]

$P_s$ : Pressione di aspirazione [MPa]

$h$ : Entalpia [kJ/kg]

$Q$ : Flusso trasf. di calore [W]

$W$ : Potenza [W]

$M$ : Portata massica [kg/hr]

$T_n$ : Temperatura refrigerante al punto n nel diagramma  $T-h$  [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$COP$ : Coefficiente di prestazioni

$\eta$ : Rendimento isoentropico

$HT$ : Ciclo a alta temperatura

$LT$ : Ciclo a bassa temperatura

$\Delta P$ : Differenza di pressione tra aspirazione del ciclo ad alta temperatura e lo scarico del ciclo a temperature basse

## Riferimenti

- [1] Sawalha, S., Theoretical evaluation of trans-critical  $\text{CO}_2$  systems in supermarket refrigeration, Part 1: modeling, simulation and optimization of two system solutions, International Journal Refrigeration, Vol.31 (2007),
- [2] Climate ZONE.com : Data base <http://www.climate-zone.com/climate/italy/celsius/milano.htm>.
- [3] Sánchez, D., Patiño, J., Llopis, R., Cabello, R., Torrella, E. and Fuentes, F. V., New positions for an internal heat exchanger in a  $\text{CO}_2$  supercritical refrigeration plant, Experimental analysis and energetic evaluation, Applied Thermal Engineering, Vol.63, Issue 1, (2014)
- [4] Fujimoto, J., Mitani, Y., Itoh, T. and Maeda, R., Power Monitoring Using Wireless Sensor Nodes in 10 Convenience Stores, Journal of Japan Society of Energy and Resources, Vol. 32, No. 3 (2011), (in Japanese).