

ANALISI COMPARATIVA E VALUTAZIONE DI UN SISTEMA DI REFRIGERAZIONE TRANSCRITICO CO₂ PRIMA E DOPO LE CONFIGURAZIONI DI OTTIMIZZAZIONE

Evangelos Syngounas^{a,b}, Dimitrios Tsimpoukis^{a,b}, Georgios Mitsopoulos^b, Sergio Giroto^c, Stavros Anagnostatos^{a,d}

^a Energy and Environmental Management Department, Head Department of Development, Metro S.A, Greece

^b Thermal Department, School of Mechanical Engineering, National Technical University of Athens, Greece

^c Enex S.r.l, Italy

^d Electric Power Department, School of Electrical Engineering, National Technical University of Athens, Greece

1. Introduzione

Secondo il Regolamento F-Gas 517/2014, l'uso di HFC con un GWP superiore a 150 sarà vietato dal 2022 in nuove unità di refrigerazione centralizzate multipack per uso commerciale con una capacità nominale superiore a 40 kW, ad eccezione del circuito primario dei sistemi in cascata nei quali possono essere utilizzati refrigeranti con GWP fino a 1500. A causa di questo regolamento, i rappresentanti del settore retail si stanno muovendo verso i refrigeranti più ecologici. In questo contesto, un sistema transcritico a CO₂ è stato installato in un supermercato nella zona di Pyrgos, in Grecia, che si trova nella regione dell'Europa meridionale. Tuttavia, poiché il consumo energetico dei sistemi a CO₂ transcritici è elevato nelle aree più calde, sono state adottate alcune configurazioni rivolte al miglioramento dell'efficienza energetica dell'impianto, come un compressore parallelo, un raffreddamento adiabatico nel gas cooler e un eiettore di liquido.

2. Unità di refrigerazione

L'impianto di refrigerazione a CO₂ transcritico ha una capacità installata pari a 57 kW per il circuito MT e 27 kW per il circuito LT. La Figura 1 illustra il sistema installato nel supermercato, e in Figura 2 viene fornito il P & ID semplificato dell'unità.



Figura 1. Unità transcritica a CO₂ nel supermercato a Pyrgos, Greece

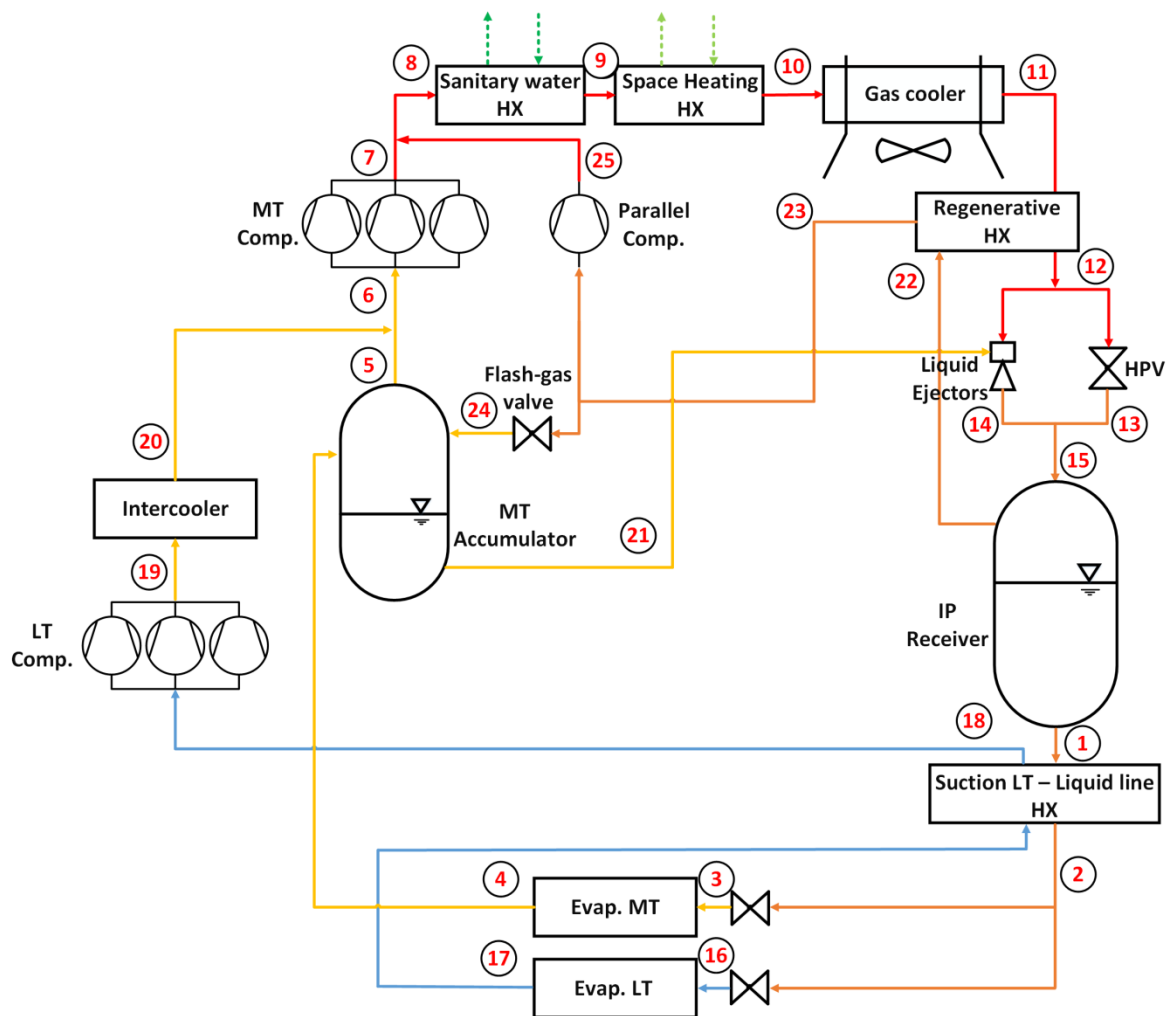


Figura 2. P&ID del sistema di refrigerazione a CO₂

Il compressore parallelo, quando viene attivato, comprime il flash gas del ricevitore del liquido dalla pressione intermedia all'alta pressione del sistema, che altrimenti verrebbe compresso dai compressori MT. Questa è una misura ampiamente utilizzata nei sistemi transcritici a CO₂ nelle aree calde, poiché vi è una quantità significativa di flash gas durante l'operazione transcritica di tali sistemi. La temperatura dell'attivazione del compressore parallelo è impostata su 23°C, poiché deve esserci una quantità minima di gas flash nell'aspirazione del compressore.

La configurazione di raffreddamento adiabatico nel gas cooler fornisce anche un contributo molto importante nel miglioramento dell'efficienza dell'impianto. Quando la temperatura ambiente supera i 28 ° C, l'acqua viene versata su una superficie appositamente progettata del gas cooler, aumentando così l'umidità relativa dell'aria con una diminuzione simultanea della sua temperatura, che tende a raggiungere la temperatura del bulbo umido.

L'eiettore di liquido è anche una tecnologia che offre importanti risparmi energetici. Gli eiettori di liquido danno l'opportunità di sovralimentare gli evaporatori, usando l'intera area per l'evaporazione, come spiega Giroto [1].

In questo modo il surriscaldamento necessario per garantire un vapore secco in ingresso ai compressori può raggiungere valori prossimi allo zero e di conseguenza la temperatura di evaporazione degli evaporatori MT può essere aumentata, il che comporta un consumo energetico ridotto. In pratica, il refrigerante degli evaporatori MT ha un surriscaldamento vicino a 2 - 3 K, in modo che le valvole possano controllare la loro apertura. Poiché il surriscaldamento è molto basso, il refrigerante in uscita dagli evaporatori MT può contenere liquido, che è separato dalla frazione di vapore all'interno dell'accumulatore. Quando il livello del liquido dell'accumulatore raggiunge un livello predefinito, gli eiettori di liquido vengono attivati per rimuovere il liquido dall'accumulatore di aspirazione. Il refrigerante che fuoriesce dagli eiettori di liquido nella pressione intermedia del sistema si miscela con il refrigerante a valle della valvola di alta pressione e quindi entra nel ricevitore di liquido.

Viene utilizzato anche uno scambiatore di calore dopo il ricevitore del liquido, che consente il trasferimento di calore dalla linea del liquido al refrigerante a valle degli evaporatori di bassa temperatura. In questo modo si ottiene il surriscaldamento necessario nell'aspirazione dei compressori LT e contemporaneamente il refrigerante liquido prima che gli evaporatori vengano sottoraffreddati. Questo scambiatore di calore offre l'opportunità di lavorare con valori di surriscaldamento inferiori, consentendo un certo aumento della temperatura di evaporazione degli evaporatori LT.

Per i primi mesi del suo funzionamento, il compressore parallelo, la configurazione di raffreddamento adiabatico e gli eiettori di liquido del sistema di refrigerazione non sono stati attivati, quindi il sistema funzionava come una tipica unità booster. Ad aprile, tutte le tecnologie citate sono state attivate e, di conseguenza, l'unità ha raggiunto il massimo potenziale di risparmio energetico. Le condizioni operative del sistema prima e dopo le configurazioni sono descritte nella Tabella 1.

Tabella 1. Condizioni operative del sistema di refrigerazione

Parametro	Valore prima dell'ottimizzazione	Valore
MT temperatura di evaporazione	-10.6 °C	-4.5 °C
LT temperatura di evaporazione	-35 °C	-28.5 °C
Surriscaldamento negli evaporatori MT	12 °C	2.5 °C
Surriscaldamento negli evaporatori LT	9 °C	5 °C
$T_{gc,out}$ attivazione del compressore parallelo	-	23 °C
T_{amb} attivazione del raffreddamento adiabatico	-	28 °C

3. Modellazione e validazione dei sistemi investigati

La modellazione del sistema si basa sull'applicazione delle equazioni termodinamiche adatte, che sono presentate in Figura 3.

<p>Refrigeration loads</p> $Q_{evap} = \dot{m} \cdot (h_{evap,out} - h_{evap,in})$ <p>If $T_{amb} \geq 5$ and $T_{amb} \leq 30$:</p> $LF_{MT} = \left(1 - (1 - 0.66) \cdot \left(\frac{30 - T_{amb}}{30 - 5} \right) \right)$ <p>If $T_{amb} \geq 5$ and $T_{amb} \leq 30$:</p> $LF_{LT} = \left(1 - (1 - 0.8) \cdot \left(\frac{30 - T_{amb}}{30 - 5} \right) \right)$ $Q_{evapMT} = LF_{MT} \cdot Q_{evapMTmax}$ $Q_{evapLT} = LF_{LT} \cdot Q_{evapLTmax}$ <p>Efficiencies</p> $\eta_{total} = \eta_{is} \cdot \eta_{mech}$ $\eta_{mech} = 95\%$	<p>Compressors</p> $W = \dot{m} \cdot \frac{h_{8,is} - h_7}{\eta_{total}}$ $h_7 = \frac{h_{7,is} - h_6}{\eta_{is}} + h_6$ <p>Mixing points</p> $\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{25} \cdot h_{25} = \dot{m}_8 \cdot h_8$ <p>Liquid ejectors</p> $\dot{m}_{21} \cdot h_{21} + \dot{m}_{11} \cdot h_{12} = \dot{m}_{15} \cdot h_{15}$ <p>Liquid receiver</p> $\dot{m}_1 = \dot{m}_{15} \cdot (1 - x_{15})$ $\dot{m}_{22} = \dot{m}_{15} \cdot x_{15}$
---	---

Figura 3. Equazione usata per il modello del sistema

Le equazioni che forniscono i carichi di refrigerazione per i circuiti MT e LT in correlazione con la temperatura ambiente sono proposte da Zhang [2]. I carichi di refrigerazione massimi del supermercato sono inferiori alla capacità installata e sono pari a 38,2 kW per MT e 18,1 kW per LT. Per temperature ambiente inferiori a 5 ° C, LFMT è pari a 0,66 e LFLT è uguale a 0,8, mentre per temperature ambiente superiori a 30 ° C, entrambe sono uguali a 1. L'efficienza totale dei compressori è calcolata con Dorin Software [3]

Per quanto riguarda la correlazione tra la temperatura ambiente, la temperatura di uscita del refrigeratore di gas e l'alta pressione dell'unità, la Tabella 2 contiene le equazioni rilevanti che si basano su misurazioni reali del sistema.

Tabella 2. Correlazioni per il calcolo della temperatura di uscita dal gascooler e dell'alta pressione del sistema

Intervallo di temperatura ambientale	Temperatura di uscita del gas cooler [°C]	Condensatore/Gas cooler pressione in uscita [bar]
$T_{amb} \leq 7.2^\circ\text{C}$	$14^\circ\text{C} - 3.2^\circ\text{C} = 10.8^\circ\text{C}$	Pressione di saturazione $T_{cond} = 14^\circ\text{C}$
$7.2^\circ\text{C} < T_{amb} \leq 14^\circ\text{C}$	$T_{amb} + 6.8^\circ\text{C} - 3.2^\circ\text{C}$ $= T_{amb} + 3.6^\circ\text{C}$	Pressione di saturazione $T_{cond} = T_{amb} + 6.8^\circ\text{C}$
$14^\circ\text{C} < T_{amb} \leq 24^\circ\text{C}$	$0.9194 \cdot T_{amb} + 4.728$	$1.5493 \cdot T_{gc,out} + 36.428$
$T_{amb} > 24^\circ\text{C}$	$T_{amb} + 2.79^\circ\text{C}$	Ottimizzato

Prima dell'implementazione delle misure di risparmio energetico il sistema ha funzionato da ottobre 2018 ad aprile 2019. Tuttavia, l'impostazione della misurazione del consumo energetico del rack è stata installata nel mese di dicembre 2018. La figura 4 illustra il consumo reale di energia del rack e i valori dati dal modello per ogni settimana di funzionamento dell'unità.

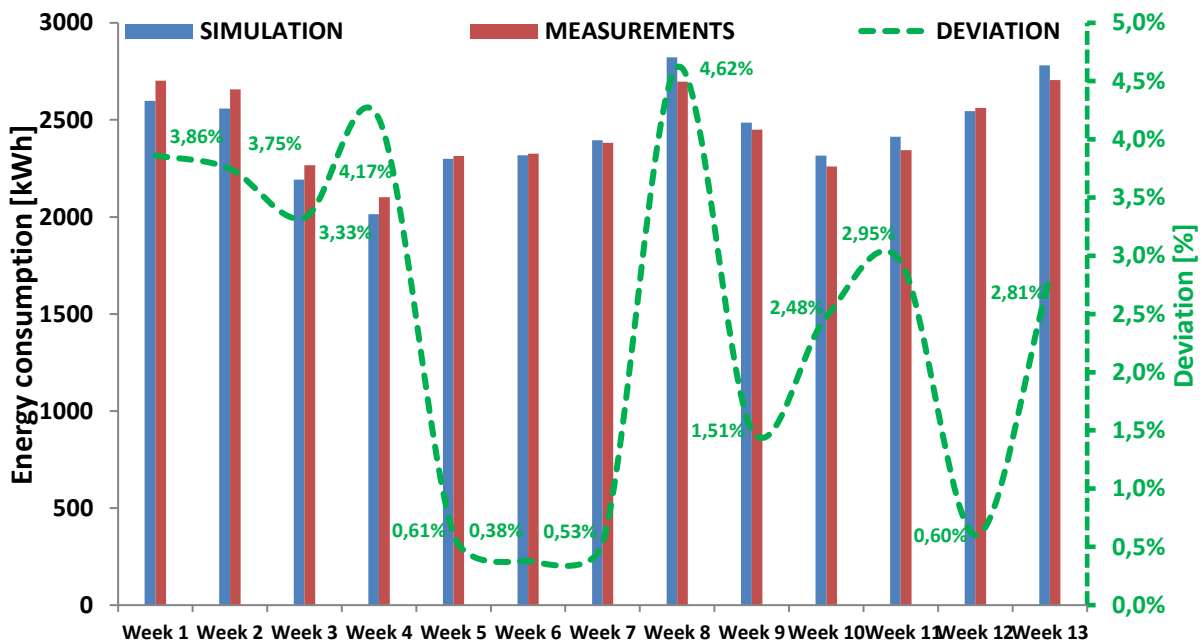


Figura 4. Convalida per 13 settimane di funzionamento prima delle configurazioni

Come si può vedere, i valori del modello di previsione sono molto vicini alle misurazioni reali, il che significa che può essere considerato abbastanza accurato. Più specificatamente, la deviazione massima è del 4,6%, mentre la deviazione media di tutte le settimane è del **2,4%**. Per il calcolo del consumo di energia dopo le modifiche, viene utilizzato anche un modello simile, incluso il compressore parallelo, il raffreddamento adiabatico nel gas cooler e la conseguente variazione delle condizioni operative, come descritto nella Tabella 1. Le temperature che sono utilizzate per i calcoli sono le temperature medie reali di Pyrgos per ogni ora di ogni mese, da aprile 2018 a marzo 2019.

4. Risultati

I risultati finali per un intero anno di attività sono illustrati nella Figura 5. Per quanto riguarda i valori prima delle procedure di ottimizzazione, viene misurato il consumo energetico da dicembre 2018 ad aprile 2019, mentre gli altri mesi sono basati sul modello. Il modello viene anche utilizzato per il calcolo del consumo di energia dopo l'introduzione dei parametri di risparmio energetico.

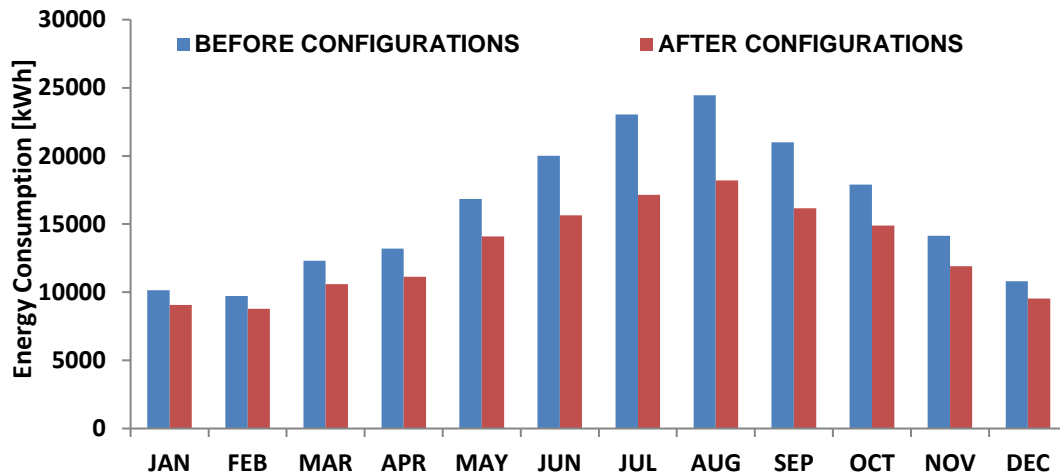


Figure 5. Consumo energetico mensile prima e dopo le configurazioni

Prima delle configurazioni, il sistema mostra un consumo elevato di energia elettrica durante i mesi più caldi, mentre durante i mesi più freddi il consumo di energia è simile a quello di un sistema HFC. In seguito alla variazione di parametri si nota un piccolo miglioramento durante i mesi più freddi, ma il vantaggio significativo si ottiene durante i mesi più caldi, in quanto il consumo rimane a livelli molto bassi rispetto alla situazione precedente. Ad esempio, il consumo durante il mese di gennaio è inferiore del **12,7%** dopo la modifica, mentre il consumo durante il mese di agosto è inferiore del **26,9%**. Il consumo annuo totale di elettricità è calcolato in **193.528 kWh** prima delle azioni di ottimizzazione e **154.027 kWh** dopo di queste, il che significa il 20,4% in meno di consumo energetico durante un anno, dovuto al fatto che sono state adottate le configurazioni di risparmio energetico.

Referenze

- [1] S. Giroto, 2017. Improved Transcritical CO₂ refrigeration systems for warm climates. In: 7th IIR Conference: Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies, Ohrid.
- [2] M. Zhang, 2006. Energy analysis of various supermarket refrigeration systems. In: Proceedings of the 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 17th – 20th July; West Lafayette, USA
- [3] Dorin 2018, Dorin Software 18.07. (<http://www.dorin.com/en/Software>)