

ANÁLISE DO USO DO CO₂ PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO EM SUPERMERCADOS

Gutenberg da Silva Pereira, gutenbergpe@gmail.com¹
Alessandro da Silva, alessandro.silva@bitzer.com.br²
Ana Rosa Mendes Primo, armprimo@ufpe.br³

^{1,3}Universidade Federal de Pernambuco - UFPE, Av. Acadêmico Hélio Ramos S/N CTG – Departamento de Eng. Mecânica, Recife – PE, Brasil

²Bitzer Compressores - Rua João Paulo Ablas, 777, Jd. da Gloria, Cotia – SP, Brasil

Resumo: *Uma das ações para se reduzir as emissões dos gases que contribuem para o efeito estufa é o uso de refrigerantes alternativos que causam menores impactos ao meio ambiente. Uma alternativa interessante seria o uso do dióxido de carbono (R-744) como fluido refrigerante, por possuir um potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) igual a zero e um coeficiente de aquecimento global (GWP) igual a 1. Esses são valores bastante reduzidos, quando relacionados aos demais fluidos refrigerantes utilizados atualmente em sistemas de refrigeração. Embora se saiba que os sistemas a CO₂ exijam uma tecnologia mais refinada e mais dispendiosa que outros refrigerantes, países como a Alemanha estão investindo com seriedade nesse antigo refrigerante. Neste trabalho foram comparadas e analisadas as eficiências energéticas e exergéticas de três fluidos refrigerantes: R-22 (GWP=1780, ODP=0,05); R-404a (GWP=3260, ODP = 0) e R-744. O estudo foi realizado por meio de simulação numérica e análise experimental em três sistemas de refrigeração comercial com a mesma capacidade térmica. A utilização do R-744 mostrou um melhor desempenho do sistema, em relação aos outros estudados, tendo exigido um menor consumo de energia elétrica.*

Palavras-chave: *Refrigeração, Dióxido de Carbono, Sistema cascata.*

1. INTRODUÇÃO

1.1 Histórico Mundial

Nas últimas décadas a refrigeração a indústria do ar condicionado e das bombas de calor têm sofrido grandes mudanças, causadas pelas mudanças climáticas associadas aos seus fluidos refrigerantes. As mudanças têm o objetivo de agredir o mínimo possível à camada de ozônio, ou seja, refrigerantes livres de cloro. Contudo, existem ainda refrigerantes como os HCFCs, os quais são fluidos que precisam ser substituídos, principalmente o R-22, muito utilizado em sistemas de refrigeração em supermercados, ar condicionados e bombas de calor. Os HFCs também necessitam ser substituídos, pois têm impacto relevante nas mudanças climáticas, por conta do seu alto GWP (Potencial de Aquecimento Global), que é um índice relacionado ao efeito estufa, que tem como referência o CO₂ emitido no período de 100 anos. Nessa escala o GWP do CO₂ é igual a 1, enquanto os HFCs (R-134a, R-407C, R-410A) apresentam GWP entre 1300 a 3300.

Para reduzir as emissões dos gases que contribuem para o efeito estufa, uma das ações envolvidas diz respeito às melhorias para a contenção de vazamentos dos refrigerantes sintéticos com alto valor de GWP nos sistemas de refrigeração existentes, assim como o uso de refrigerantes alternativos com menores impactos no aquecimento global, aplicados nos novos equipamentos (M.-H. Kim *et al.*, 2004). Nesse contexto o CO₂ apresenta-se como uma alternativa a ser estudada.

1.2 Mudanças no Brasil

Em setembro de 2007, quando se comemorava os 20 anos do Protocolo de Montreal, uma nova decisão histórica foi tomada pelo conjunto de países signatários desse protocolo. Com o fim dos CFCs, previsto para 2010, decidiu-se pelo início do processo de substituição dos HCFCs já em 2013, antecipando em dez anos o prazo previsto pelo Protocolo de Montreal para o abandono destes gases. Além dos benefícios para a recomposição da Camada de Ozônio, o objetivo do Protocolo também envolve a questão climática, dado ao acentuado Potencial de Aquecimento Global (GWP) dos HCFCs. Antecipar os prazos de abandono dos HCFCs significará novos ganhos. No caso do Brasil, pode-se estimar que se evite o consumo de 750 mil toneladas desse refrigerante, em relação ao cronograma anterior do Protocolo de

Montreal. Ponderando o consumo proporcional de cada uma das substâncias e seu respectivo GWP, esse valor equivale a cerca de 1 bilhão de toneladas de CO₂.

Menciona-se ainda que a substituição dos HCFs ocorrerá com a introdução de outros gases. Caso o HCFC-22 venha a ser substituído predominantemente pelos fluidos HFC-134a, HFC-404A, HFC-407C e HFC-410A (estas são as alternativas mais consolidadas no mercado), grande parte deste ganho seria anulada, pois o GWP dos HFCs é elevado (MMA, 2008).

Nomenclatura

\dot{m}	fluxo mássico [kg/s]	<i>evap</i>	evaporador
h	entalpia [kJ/kg]	<i>cond</i>	condensador
s	entropia [kJ/kg.K]	\dot{W}_{comp}	trabalho do compressor [kW]
\dot{X}_{dest}	exergia [kW]	\dot{Q}_{cond}	calor rejeitado no condensador [kW]
T	temperatura [°C]	<i>COP</i>	coeficiente de performance
\dot{S}_{ger}	entropia gerada [kW/k]	<i>ODP</i>	Ozone Depletion Potential
\dot{Q}_{evp}	capacidade frigorífica [kW]	<i>GWP</i>	Global Warming Potential
		<i>HCFC</i>	hidroclorofluorcarbono
		<i>HFC</i>	hidrofluorcarbono

1.3 A história e a retomada do CO₂

Observando o passado dos sistemas que trabalharam com CO₂, percebe-se que houve um declínio da utilização deste fluido depois da segunda guerra mundial e que sua retomada é recente. Durante as primeiras décadas do século XX, o CO₂ foi utilizado em larga escala como refrigerante, principalmente em sistemas marítimos, mas também em sistema de ar condicionado estacionário. Alexandre Twining foi o primeiro a propor o uso do CO₂ como refrigerante, em 1850 (patente inglesa). Carl Lind construiu a primeira máquina operando com CO₂ em 1881. O alemão Franz Windhausen melhorou a tecnologia aplicada aos sistemas com CO₂ em 1886. Na Inglaterra, a companhia J&E Hall adquiriu a patente desse sistema em 1887 e iniciou a fabricação dos equipamentos em meados de 1890. Esta máquina de CO₂ possuía duplo estágio e a primeira aplicação foi para refrigeração marítima, onde o CO₂ foi dominante até os anos de 1950 e 1960, como mostrados na figura 1, que mostra o uso destes refrigerantes em instalações marítimas, de 1940 a 1990.

É comum se reportar às desvantagens do CO₂, como baixa capacidade e baixo COP, a altas temperaturas de rejeição do calor (condensador), comparado aos refrigerantes convencionais, ao se utilizar ciclos transcíticos. Outra restrição ao uso do CO₂ como refrigerante é sua alta pressão de operação, que colocou a utilização deste fluido em desuso durante um longo período. A figura 2 apresenta uma comparação entre as pressões dos fluidos refrigerantes R134a, R717 e CO₂.

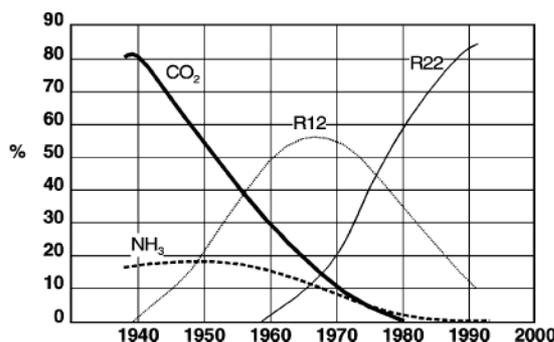


Figura 01- Utilização do CO₂ como refrigerante em instalações marítimas (M.-H. Kim et al., 2004).

Os CFCs introduzidos entre 1930 e 1940, como refrigerantes seguros, substituíram os antigos fluidos em uso, embora o principal argumento a seu favor seja a falta de segurança dos outros fluidos como amônia, dióxido sulfúrico e dióxido de carbono. O CO₂ também tem sido usado como substituto do CFC, tendo algumas restrições para a sua utilização, incluindo problemas de alta pressão e perda de eficiência a altas temperaturas de calor rejeitado (F. Meunier, 2006).

O crescente desenvolvimento da tecnologia em fluidos refrigerantes ecológicos e seguros (fluidos naturais) inclui o uso da água, do ar, dos gases nobres, dos hidrocarbonetos, da amônia e do dióxido de carbono. Este último não é inflamável, não é tóxico e também pode ser operado em ciclos de compressão de vapor abaixo de 0° C.

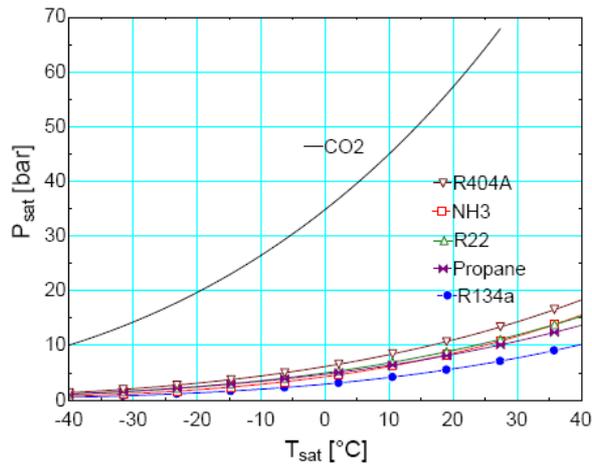


Figura 02- Pressão versus temperatura de saturação (Samer Sawalha, 2008)

2. METODOLOGIA

2.1. Ciclo de refrigeração com HCFC e HFC

Neste caso mais dois sistemas foram utilizados para efeito de comparação com o sistema de CO₂ em cascata, um utilizando R22 e outro carregado com R404A. A figura 3 mostra um sistema de refrigeração por compressão de vapor de simples estágio.

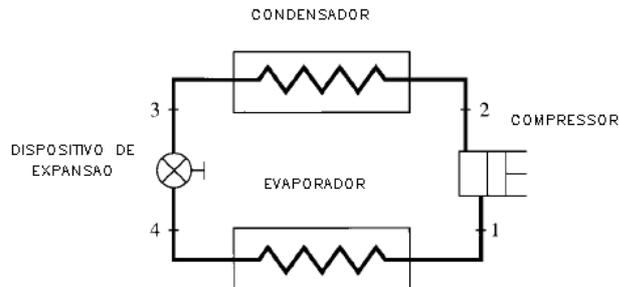


Figura. 03- Sistema de refrigeração por compressão de vapor (Shan K. Wang, 2000)

2.2. Ciclo de refrigeração em cascata

De acordo com a figura 4, observam-se as altas pressões do CO₂ comparadas com os outros fluidos refrigerantes. Para melhorar a eficiência do sistema, utiliza-se um sistema em cascata. Este é utilizado quando se deseja obter temperaturas extremamente baixas ou no presente caso, para baixar a pressão do lado de alta, permitindo que o CO₂ condense com pressões de operação razoáveis dentro das condições normais de projeto. Dois sistemas de refrigeração conectados termicamente poderão ser usados ao invés de um único sistema. Esta conexão térmica entre os dois sistemas independentes é feita através de um trocador de calor conhecido como condensador cascata. Este trocador possui dois circuitos independentes, onde um é o evaporador do sistema de alta e o outro é o condensador do sistema de baixa, como indica a figura 4. (H.M. Getu, P.K. Bansal, 2008).

O COP no sistema em cascata pode ser expresso de acordo com a equação 1, onde \dot{Q}_{evap} representa o efeito de refrigeração e \dot{W}_1 e \dot{W}_2 a potência requerida pelos dois compressores do sistema.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\left(\dot{W}_1 + \dot{W}_2 \right)} \quad (1)$$

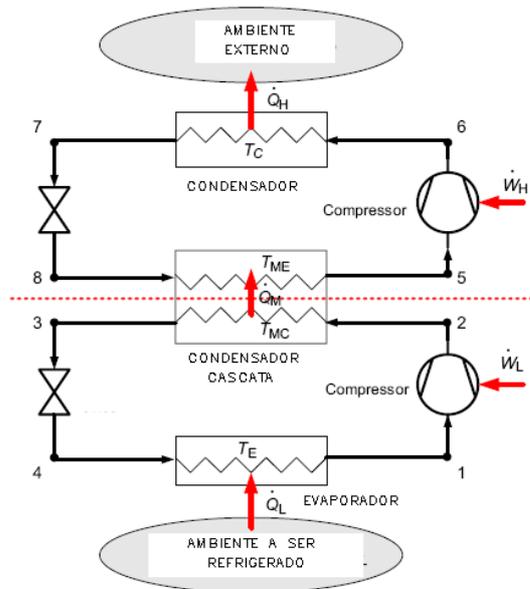


Figura. 04- Sistema de refrigeração em cascata (Tzong-Shing Lee et. al,2006)

2.3. Balanço de Entropia

A primeira lei da termodinâmica fala da conservação da energia. A segunda lei fala da destruição da energia útil. A eficiência de primeira lei informa o máximo de energia aproveitada em um processo. A eficiência da segunda lei compara a produção desejada em um processo com a variação da disponibilidade termodinâmica no processo. Para a análise termodinâmica, cada componente do circuito de refrigeração foi tratado isoladamente, cada qual em um volume de controle. Algumas considerações são feitas para simplificar a análise termodinâmica (Lee et al, 2006):

1. Todo o processo ocorre em regime permanente. A energia cinética e potencial é desprezível.
2. Estão combinadas a eficiência do motor e a eficiência mecânica do compressor. O circuito não é isentrópico e a eficiência isentrópica do compressor pode ser expressa como função da relação de pressão.
3. Perdas de calor e pressão através das tubulações são desprezíveis.
4. O processo no dispositivo de expansão é isentrópico.
5. Na saída do condensador o fluido encontra-se no estado de líquido saturado e na saída do evaporador como vapor saturado.

De acordo com as considerações anteriormente citadas, aplicadas a cada componente dos sistemas de refrigeração com R22, R404A e CO₂, foram utilizados na análise as equações de (2) a (5).

Balanço de massa

$\left. \frac{\partial M}{\partial t} \right _{vc} = \sum_{entra} \dot{m} - \sum_{sai} \dot{m}$	(2)
---	-----

Como o regime de operação é permanente:

$\dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{saída}$	(3)
---------------------------------------	-----

Primeira Lei da Termodinâmica

$\left. \frac{\partial e}{\partial t} \right _{vc} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{entra} \dot{m}^* h_{entra} - \sum_{sai} \dot{m}^* h_{sai}$	(4)
---	-----

Segunda Lei da Termodinâmica

$\dot{S}_{ger} = \sum_{entrada} \dot{m} s - \sum_{saída} \dot{m} s - \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i}$	(5)
--	-----

O balanço de exergia é fornecido pela relação de Guoy-Stodola (Bejan, 1996), que multiplica a geração de entropia pela temperatura ambiente, conforme a equação (6)

$\dot{X}_{des} = T_0 \dot{S}_{ger}$	(6)
-------------------------------------	-----

As equações de (7) a (22) representam um resumo das equações acima, aplicadas aos principais componentes de um sistema de refrigeração por compressão a vapor de simples estágio, conforme figura 3.

Evaporador

Balanço de Massa	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}$	(7)
Balanço de Energia	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4)$	(8)
Balanço de Entropia	$\dot{S}_{ger} = \dot{m}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_{evap}}$	(9)
Balanço de Exergia	$\dot{X}_{des} = T_0 \left(\dot{m}(s_1 - s_4) \right) - \frac{\dot{Q}_L}{T_{evap}}$	(10)

Compressor

Balanço de Massa	$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m}$	(11)
Balanço de Energia	$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1)$	(12)
Balanço de Entropia	$\dot{S}_{ger} = \dot{m}(s_2 - s_1)$	(13)
Balanço de Exergia	$\dot{X}_{des} = T_0 \left(\dot{m}(s_2 - s_1) \right)$	(14)

Condensador

Balanço de Massa	$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 = \dot{m}$	(15)
Balanço de Energia	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_3)$	(16)
Balanço de Entropia	$\dot{S}_{ger} = \dot{m}(s_2 - s_3) - \frac{\dot{Q}_H}{T_{cond}}$	(17)
Balanço de Exergia	$\dot{X}_{des} = T_0 \left(\dot{m}(s_2 - s_3) \right) - \frac{\dot{Q}_H}{T_{cond}}$	(18)

Dispositivo de Expansão

Balanço de Massa	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}$	(19)
Balanço de Energia	$h_3 = h_4$	(20)
Balanço de Entropia	$\dot{S}_{ger} = \dot{m}(s_3 - s_4)$	(21)
Balanço de Exergia	$\dot{X}_{des} = T_0 \left[\dot{m}(s_3 - s_4) \right]$	(22)

Para a simulação termodinâmica dos sistemas foi utilizado o software EES (*Engineering Equation Solver*).

2.4 OPÇÕES DE OPERAÇÃO

Este estudo utilizou dados e fontes do laboratório da Bitzer Compressores em Cotia - São Paulo, com grande apoio do Supervisor da Engenharia de Aplicação, Alessandro Silva, onde este laboratório possui várias opções de operação, como podemos ver abaixo.

2.4.1-Compressores

Os compressores de cada rack possuem a opção de operação com variador de frequência e também com controle de capacidade de cabeçote (exceto para o compressor modelo 4TCS-8.2 com R22 aplicado em baixa temperatura com CIC e também para o compressor de CO₂ modelo 2KC-3.2K que possui apenas um cabeçote, o que impossibilita para ambos os compressores a aplicação do controle de capacidade de cabeçote). A aplicação dos compressores com variadores de frequência varia de 30 a 70hz. (Alessandro Silva, 2009)

2.4.2-Condensadores

Cada rack possui a opção de operação com condensadores resfriados a ar ou a água (inclusive o estágio de alta do rack de CO₂ subcrítico). Os ventiladores dos condensadores resfriados a ar também possuem opção de operação com variadores de frequência e controle ligado/desligado através de pressostatos para controlar a temperatura de condensação. Os condensadores resfriados a água são do tipo Shell-and-tube(casco e tubo) e trabalham em conjunto com uma torre de resfriamento a água. (Alessandro Silva, 2009)

2.4.3-Evaporadores

Os evaporadores dos racks com R404A e R22 utilizados nas câmaras são de expansão direta e possuem opção de operação com válvulas de expansão termostática e válvulas de expansão eletrônica, os 02 evaporadores de resfriados de CO₂ trabalham com re-circulação de líquido e utilizam somente válvulas de expansão manual para controlar a vazão do refrigerante. (Alessandro Silva, 2009)

Todas as atividades de operação dos equipamentos frigoríficos são controladas e monitoradas através dos gerenciadores eletrônicos instalados em cada rack. Além disso, existe um sistema supervisor instalado de alta precisão e confiabilidade, onde o mesmo controla todo o sistema frigorífico. Este sistema de supervisão permite acesso e todos os controladores e variáveis do sistema também possuem acesso remoto via LAN ou Internet, realiza envio de alarmes via fax ou SMS e possui histórico gráfico de todas as variáveis do sistema.

2.5 DESCRIÇÃO DO SISTEMA

2.5.1- Racks utilizando R404A e R22

Ambos os racks de refrigeração trabalham com dois compressores alternativos semi-herméticos (modelo Octagon 4CC-9,2 para MT e 4TCS-8,2 para LT) em aplicações paralelas. Cada rack tem uma descarga única, mas a linha de sucção é dividida em MT (média temperatura) e LT (baixa temperatura).

Quando o fluido é descarregado no coletor de descarga, o mesmo é enviado para um separador de óleo único; o tubo de retorno do óleo entra em um receptor de óleo empurrando o mesmo para os reguladores de óleo que são montados nos coletores do compressor. A linha de descarga vai para o condensador e depois vai para um tanque de líquido vertical. Saindo do tanque de líquido e sendo distribuído para os evaporadores. Com condições de funcionamento de -30° C na aplicação com baixa temperatura (LT), -10° C na aplicação com média temperatura (MT) e 40° C para a temperatura de condensação. (Alessandro Silva, 2009)

2.5.2- Rack utilizando CO₂/R404A em condição subcrítica

A Figura 05 mostra um diagrama esquemático do sistema em cascata CO₂/R404A. De acordo com esta figura, os evaporadores de média temperatura são alimentados com líquido recirculado por uma bomba a -5° C, enquanto os evaporadores de baixa temperatura são alimentados através da linha de líquido com válvula de expansão com temperatura de evaporação de -30° C, através de um compressor alternativo semi-hermético.

No sistema em cascata com R404A/CO₂, o CO₂ e o R404A estão em dois circuitos separados. Estes dois circuitos estão em contato térmico através de um trocador de calor cascata, onde eles trocam calor entre si, sem misturar os dois refrigerantes. O trocador de calor cascata serve como um condensador para o sistema de CO₂ e como um evaporador para o sistema que utiliza o R404A. O CO₂ é utilizado como líquido bombeado para os evaporadores MT e expansão direta para o evaporador LT. (Alessandro Silva, 2009)

Podem-se observar na figura 06, as dimensões reduzidas do trocador de calor (evaporador) que utiliza o CO₂ como fluido refrigerante. A descrição das condições de projeto e operação dos sistemas é apresentada na Tab. 01.

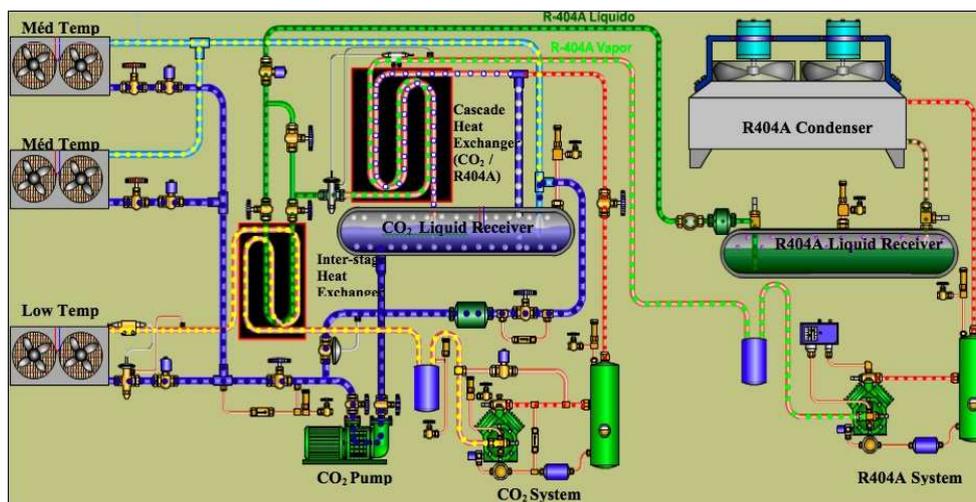


Figura 05-Esquema do sistema de CO₂ subcrítico instalado no laboratório da Bitzer em SP.



Figura. 06- Evaporadores utilizados (www.bitzer.com.br)

Tabela. 01. Descrição das condições de projeto e operação dos sistemas.

	Sistema com CO ₂ Subcrítico (CO ₂ /R404A)	Sistema com R404A	Sistema com R22
Condição de operação e projeto MT	Tc=-5°C Te=-10°C(estágio de alta) Tc=40°C(estágio de alta)	Te=-10°C Tc=40°C	Te=-10°C Tc=40°C
Condição de operação e projeto LT	Te=-30°C (CO ₂ - DX) Tc=5°C (CO ₂)	Te=-30°C Tc=40°C	Te=-30°C Tc=40°C
Capacidade do sistema MT	21,0 kW	21,0 kW	19,82 kW
Capacidade do sistema LT	9,81 kW	10,66 kW	9,9 kW
Carga de refrigerante total	32 Kg	125 Kg	115 Kg
Tubulação de cobre utilizada	62 Kg	196 Kg	187 Kg
Carga de óleo total	3 Litros	20 Litros	18 Litros
Potência consumida do sistema	10,92 kW(compressores) 0,5 kW(bomba CO ₂) Total = 11,42 kW	Total = 15,38 kW	Total = 13,6 kW

2.6 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Esta análise utilizou um estudo de caso no laboratório da Bitzer em Cotia/SP, constituído por um sistema em cascata com dióxido de carbono e HFC-404A para a operação subcrítica, com uma bomba de recirculação para os evaporadores de média temperatura (MT) e válvula de expansão para os trocadores de baixa temperatura (LT).

O laboratório também possui mais dois sistemas operando com HFC-404A e HCFC-22, utilizando expansão direta. Estes sistemas resfriam duas câmaras de armazenamento com temperaturas entre 0 e 2°C, e uma câmara de congelados atingindo temperatura de -25 °C. A capacidade de refrigeração do sistema de média temperatura é de cerca de 20 kW, enquanto a capacidade de refrigeração do sistema de baixa temperatura é de cerca de 10 kW. Apenas um sistema está em uso a qualquer momento para permitir comparações energéticas.

No presente estudo foram consideradas, válvula de expansão eletrônica e variador de frequência no sistema de CO₂ cascata subcrítico, com válvula de expansão termostática e controle de capacidade mecânico nos sistemas com R22 e R404A. Com temperatura de condensação em torno de 40°C e umidade relativa de 60%.

Para as medições foram utilizados um Data Logger termodinâmico da Carel modelo “Plant Visor PRO Supervisor”, sensores de temperatura do tipo NTC de 10kΩ modelo 015HP00 com precisão de ±1% , transdutores de baixa pressão do tipo SPKT0021CO com precisão de ±4% e transdutores de alta pressão do tipo SPKT0031CO também com ±4% . Já o Data Logger elétrico é da marca ABB modelo MGE 144A com precisão de 0,5%. A coleta de dados foi realizada através de uma semana típica de cada estação do ano, após isso foi feita uma comparação de consumo anual, pois funcionava somente um sistema de cada vez.



Figura 07- Supervisor e Data Log (www.carel.com)

3. RESULTADOS

A seguir são apresentados e discutidos alguns resultados da simulação realizada no software (EES) e feita uma comparação com dados reais de potência consumida. Na figura 8 pode ser encontrada uma comparação entre os coeficientes de performance (COP's) dos sistemas utilizando R744 (CO₂)/R404A, R22 e R404A.

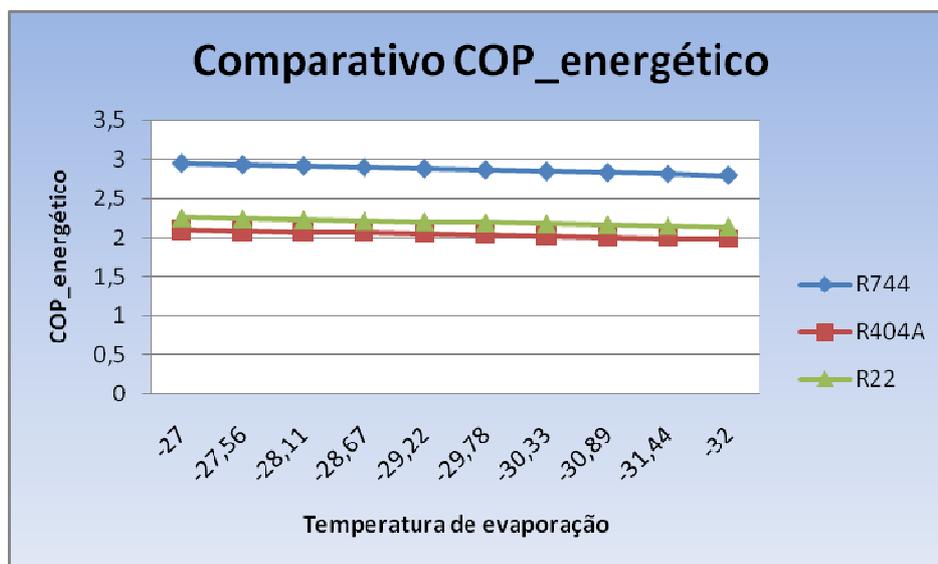


Figura 08- Comparação entre os COP's dos sistemas utilizando R744 (CO₂)/R404A, R22 e R404A.

Na figura 9 pode ser encontrada uma comparação entre os COP's exergéticos dos sistemas utilizando R744 (CO₂)/R404A, R22 e R404A

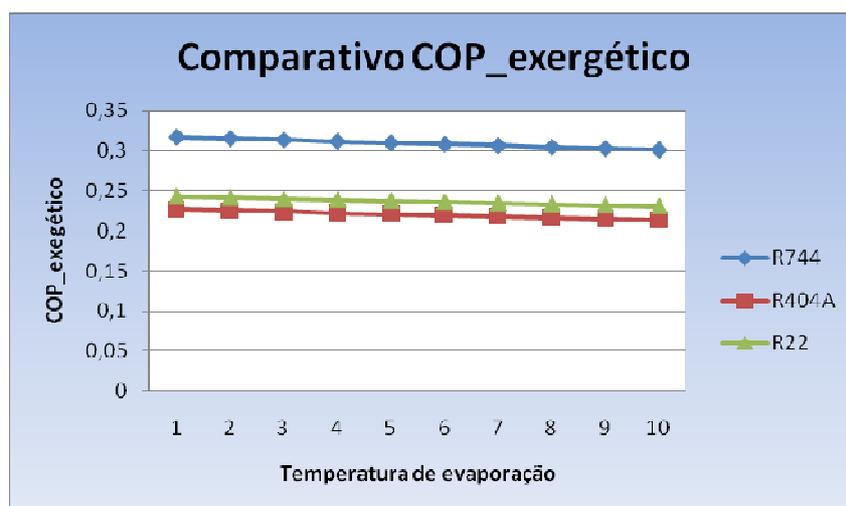


Figura 09- Comparação entre os COPs exergéticos dos sistemas utilizando R744 (CO₂)/R404a, R22 e R404a

Pode-se observar que o COP do sistema em cascata R744/R404a foi o mais elevado entre os demais. Ou seja, mesmo tendo um custo inicial um pouco maior, por conta da quantidade de componentes adicionais comparado a um sistema simples, pode-se perceber que, além da vantagem ecológica, também existe uma vantagem energética comparada aos outros dois fluidos.

A Figura 10 mostra um comparativo da potência consumida pelos sistemas, com dados fornecidos pelo modelo matemático (simulação numérica, na cor azul) com os dados coletados (experimental, na cor vinho). Nesta figura é possível observar que existe uma economia da potência consumida de 25,4% se comparado o sistema com R744(CO₂) subcrítico com o R404A, e uma economia de 16% se comparado com o R22.

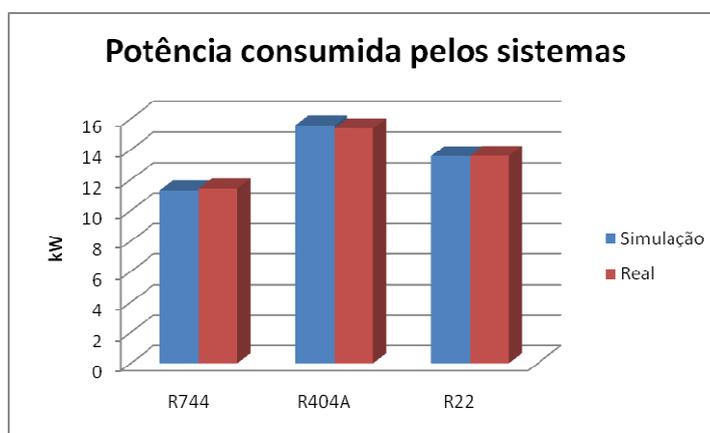


Figura 10- Comparativo da Potência consumida pelos sistemas.

4. CONCLUSÕES

Graças às suas características ambientalmente benéficas, baixa toxicidade e propriedades termodinâmicas favoráveis em operação subcrítica, o R744 (CO₂) está progressivamente sendo considerado um fluido refrigerante a ser utilizado em aplicações em sistema cascata para média e baixa temperatura de evaporação nas instalações frigoríficas de supermercados. Em comparação com outros sistemas convencionais utilizados nessas aplicações, a elevada capacidade volumétrica de refrigeração do CO₂ permite uma redução significativa dos custos dos equipamentos destinados a supermercados, no que se refere à redução das tubulações e carga de refrigerante do sistema frigorífico.

Quanto à potência consumida, este trabalho verificou que o sistema em cascata com CO₂ teve uma redução de potência de 25,4%, comparado com o R404A e de 16%, quando comparado ao R22.

Por outro lado, a elevada pressão de trabalho do CO₂, exigirá que o projeto da instalação e das medidas de segurança seja feito com especial critério. Esse fator demandará uma especialização maior de todos os fatores e componentes envolvidos no sistema, desde o projeto, a execução, a instalação, a operação e a manutenção. Entretanto, as vantagens ecológicas são ressaltadas neste trabalho, além da vantagem energética, onde o sistema com CO₂ apresentou o menor consumo de potência entre os sistemas estudados.

5. REFERÊNCIAS

- Silva A., 2009a. “CO₂ em sistemas de refrigeração comercial e industrial”, Nova Técnica Editorial, São Paulo, SP
- Silva A., 2009b. “Aplicação do CO₂ no setor de refrigeração comercial para supermercados”. Bitzer, São Paulo, SP
- J. Alberto Dopazo, José Fernández-Seara, Jaime Sieres, Francisco J. Uhía, 2009, “Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures”, Applied Thermal Engineering vol.29, p. 1577–1583, Vigo, Spain.
- Kai Du, Shaoqian Zhang, Weirong Xu, Xiaofeng Niu, 2009, “A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system”, Experimental Thermal and Fluid Science vol. 33, p. 240–245, Nanjing, China
- M. Hekkenberg, Anton J.M. Schoot Uiterkamp, 2007, “Exploring policy strategies for mitigating HFC emissions from refrigeration and air conditioning”, International Journal of Greenhouse Gas Control, vol. 1, p. 298 – 308
- M. Ducoulombier, A. Teyssedou, M. Sorin Ducoulombier, 2006, “A model for energy analysis in supermarkets”, Energy and Buildings vol.38, p. 349–356, Montreal, Canadá.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1996, “Thermal design and optimization”, John Wiley & Sons Inc.
- Meunier F., 2006, “Refrigeration Carnot-type cycle based on isothermal vapour compression”, International Journal of Refrigeration vol. 29, p.155–158.
- Getu, H.M. & Bansal, P.K., 2008, “Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system International Journal of Refrigeration, vol. 31, p. 45 – 54
- Man-Hoe Kim, Jostein Pettersen, Clark W. Bullard., 2004, “Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems”, Progress in Energy and Combustion Science vol. 30, p. 119–174
- MMA, 2008, “Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado”, São Paulo, SP
- Samer Sawalha, 2008, “Carbon Dioxide in Supermarket Refrigeration”, KTH Industrial Engineering and Management, Doctoral Thesis, Stockholm, Sweden.

6. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

7. AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a empresa Bitzer em especial ao Engenheiro Alessandro Silva e sua equipe, por todo o apoio e dedicação prestados, onde os mesmos dispuseram de informações atualizadas e conceitos de aplicação, projetos e instalações além de dispor as facilidades laboratoriais da Bitzer.

ANALYSIS OF THE USE OF CO₂ COOLING SYSTEMS IN SUPERMARKETS

Gutenberg da Silva Pereira, gutenbergpe@gmail.com¹
Alessandro da Silva, alessandro.silva@bitzer.com.br²
Ana Rosa Mendes Primo, armprimo@ufpe.br³

^{1,3}Universidade Federal de Pernambuco - UFPE, Av. Acadêmico Hélio Ramos S/N CTG – Departamento de Eng. Mecânica, Recife – PE, Brasil

²Bitzer Compressores - Rua João Paulo Ablas, 777, Jd. da Glória, Cotia – SP, Brasil

Abstract: *One of the actions to reduce emissions of gases that contribute to the greenhouse effect is the use of alternative refrigerants that cause less environmental impacts. An interesting alternative is to use carbon dioxide (R-744) as refrigerant, due to a zero potential of destruction of the ozone layer (ODP) and due to a coefficient of global warming power (GWP) equal to 1. These corresponds to very low values, when related to other refrigerants currently used in cooling systems. Although it is known that CO₂ systems require a more sophisticated and expensive technology than other refrigerants, countries like Germany are investing seriously in the old carbon dioxide. In this study, the energetic and exergetic efficiencies are compared and analyzed for refrigeration units using three different refrigerants: R-22 (GWP = 1780, ODP = 0.05), R-404a (GWP = 3260, ODP = 0) and R-744 (GWP = 1, ODP = 0). The study was conducted by means of numerical simulation and experimental analysis of three commercial refrigeration systems with the same thermal capacity. The use of R-744 showed a better system performance with reduced power consumption.*

Keywords: *Refrigeration, Carbon Dioxide, cascade system.*