



COMPROMETIDA COM A PROMOÇÃO DO DESENVOLVIMENTO DA ENGENHARIA E DAS CIÊNCIAS MECÂNICAS

**VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil**  
*August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil*

## **ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE CICLOS TRANSCRÍTICOS DE REFRIGERAÇÃO**

**Gustavo Portella Montagner, portella@polo.ufsc.br**  
**Cláudio Melo, melo@polo.ufsc.br**

POLO Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, Universidade Federal de Santa Catarina,  
Departamento de Engenharia Mecânica, 88040-970, Florianópolis-SC, Brasil

**Resumo:** *Este estudo investiga alternativas de ciclos de refrigeração para aplicações transcricas com dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) como fluido refrigerante. Para tanto, uma bancada experimental foi projetada e construída para permitir tanto o controle das condições de operação como também alterações na arquitetura do sistema. Experimentos foram primeiramente realizados com um ciclo padrão, utilizando-se um tubo capilar como dispositivo de expansão. Mostrou-se que para cada geometria de capilar existe uma carga de refrigerante que maximiza o coeficiente de performance. Mostrou-se também que sistemas de CO<sub>2</sub> dotados de tubos capilares são susceptíveis às condições de operação. Experimentos foram também realizados com um outro ciclo onde uma válvula agulha montada em série com um tubo capilar atua como dispositivo de expansão. Nesse caso percebeu-se que a pressão de evaporação pode ser efetivamente controlada através do controle da abertura da válvula. Adicionalmente mostrou-se que a pressão de descarga pode ser adequadamente controlada através de ajustes na carga de refrigerante contida no lado de alta do sistema.*

**Palavras-chave:** *CO<sub>2</sub>, dióxido de carbono, ciclos de refrigeração transcricos*

### **1. INTRODUÇÃO**

De acordo com o relatório publicado pelo Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC, 2007) o aquecimento do planeta Terra é o principal responsável pelos desequilíbrios climáticos observados na atualidade. Incontestavelmente, o segmento de refrigeração e condicionamento de ar contribui com representativa parcela dos gases de efeito estufa através do uso de fluidos refrigerantes ambientalmente nocivos (HFCs e HCFCs).

Diferentes ações têm sido tomadas na tentativa de reverter este quadro, entre elas o estudo de novas tecnologias de refrigeração e o uso de fluidos refrigerantes naturais. Neste contexto, o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>, R-744) surge como um candidato em potencial para substituir os refrigerantes sintéticos em algumas aplicações já que é uma substância natural, estável, atóxica, não inflamável e com GWP reduzido (Kim et al., 2004). Entretanto, a aplicação do CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante apresenta algumas particularidades como a operação transcricas, a relação entre a eficiência do sistema com a pressão de descarga e a forte variação das propriedades termofísicas.

Para que o CO<sub>2</sub> torne-se uma solução técnica e economicamente viável para aplicações comerciais leves (resfriadores de bebida, freezers e expositores horizontais) o sistema utilizando CO<sub>2</sub> deve possuir uma eficiência no mínimo comparável a dos sistemas atuais. No entanto, sua utilização é ainda restrita devido à baixa eficiência energética destes sistemas sob condição de alta temperatura ambiente, o que resulta na elevação da emissão indireta de gases de efeito estufa em decorrência do aumento do consumo de combustíveis para geração da energia elétrica. Desta forma, o presente trabalho se propõe a estudar novas concepções de ciclos de refrigeração que possam melhor aproveitar as características termodinâmicas e operacionais diferenciadas do CO<sub>2</sub> como um modo de elevar a eficiência energética do sistema. Para tanto, uma bancada de testes específica foi projetada e construída de forma a permitir, de uma maneira rápida e eficaz, a montagem de diferentes configurações de ciclo. Espera-se que os resultados do presente trabalho auxiliem a disseminação de sistemas de refrigeração a base de CO<sub>2</sub>.

### **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Do ponto de vista termodinâmico, o ciclo de refrigeração transcricas é inerentemente menos eficiente que o ciclo de refrigeração subcricas convencional (Lorentzen e Pettersen, 1992). A operação do sistema utilizando CO<sub>2</sub> a temperaturas ambientes superiores à 31,1°C – sua temperatura crítica – passa a representar portanto uma penalidade em relação a outros fluidos refrigerantes de operação subcricas. Entretanto, propriedades termofísicas diferenciadas

garantem que as perdas termodinâmicas apresentadas pelo CO<sub>2</sub> sejam parcialmente compensadas por ganhos significativos na transferência de calor nos trocadores e por um processo de compressão mais eficiente (Lorentzen, 1995; Kim et al., 2004).

Outra característica marcante é o fato de pressão e temperatura no lado supercrítico do ciclo serem desacopladas, exigindo que uma pressão de descarga ideal seja ajustada de acordo com a pressão de evaporação e a temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do gas-cooler (resfriador de gás) de forma a garantir que o sistema atinja a máxima eficiência possível para tal condição (Gosney, 1982; Kauf, 1999; Chen e Gu, 2005; Cabello et al., 2008; Aprea and Maiorino, 2009). Diferentes técnicas podem ser adotadas para efetuar tal ajuste desde os mais simples, utilizando uma válvula, aos mais complexos, compreendendo variação da carga de refrigerante ou do volume interno do circuito. Entretanto, independentemente do método utilizado para controlar a pressão alta, ajustes também devem ser previstos no processo de expansão já que temperatura de evaporação e capacidade de refrigeração são afetadas por variações nas pressões do circuito. Como exemplo, Madsen et al. (2005) mostraram que a eficiência de sistemas que utilizam tubo capilar tende a diminuir quando a condição de operação afasta-se da condição de projeto. Isto ocorre principalmente porque o tubo capilar é um dispositivo de expansão de geometria fixa, incapaz de se auto-regular de acordo com as variações da condição de operação. Neste caso, Cho et al. (2007) mostraram que válvulas de expansão eletrônicas oferecem grande vantagem em termos de performance. Apesar da versatilidade oferecida pelas válvulas eletrônicas, o processo de expansão isentálpica destes dispositivos representam ainda perdas termodinâmicas consideráveis ao ciclo. Diversos pesquisadores têm estudado alternativas para recuperar parte da energia de expansão do CO<sub>2</sub> adotando turbinas (Robinson and Groll, 1998) ou ejetores (Elbel and Hrnjak, 2008) como dispositivo de expansão. Elbel and Hrnjak (2008), por exemplo, reportaram um aumento de 7% no coeficiente de performance (COP) quando uma válvula eletrônica convencional foi substituída por um ejetor. O uso de trocador intermediário (linha de sucção – linha de saída do gas-cooler) mostra-se mandatório já que contribui tanto para o aumento do COP quanto na redução da pressão ótima de descarga. Cho et al. (2007) reportam um aumento de 9,1% no COP ao adotar o trocador intermediário.

Apesar dos substanciais ganhos obtidos a partir de melhorias pontuais nos componentes do sistema, a literatura em geral mostra que maiores ganhos podem ser alcançados quando promovidas mudanças no ciclo, adequando seu arranjo às características do CO<sub>2</sub>. Casson et al. (2003) observaram um incremento na performance de um sistema que utiliza um ciclo compreendendo uma câmara intermediária entre duas válvulas de expansão, a primeira controlando a pressão de descarga e a segunda a pressão de evaporação. Ciclos com dupla expansão e compressão oferecem ganhos ainda maiores já que as perdas do processo de compressão passam também a ser reduzidas devido a diminuição da relação de compressão a que os compressores são submetidos. Cecchinato et al. (2009) efetuaram a análise termodinâmica de um ciclo de duplo estágio em um arranjo mais complexo identificando ganhos de até 70% em relação ao ciclo padrão de refrigeração. Os estudos de Yang et al. (2007) e Cho et al. (2009) mostraram vantagens do ciclo de duplo estágio com expansores. Lambers et al. (2006) analisaram experimentalmente um compressor modificado adotando o princípio de Voorhees, obtendo ganhos de performance da ordem de 10% em relação ao sistema convencional. Zha et al. (2008) exploraram a mesma técnica de Voorhees em bombas de calor, também encontrando resultados encorajadores.

O que se conclui é que maiores eficiências podem ser obtidas nos sistemas de refrigeração que empregam o CO<sub>2</sub> ao serem considerados diferentes componentes e configurações de ciclos.

### 3. METODOLOGIA DE ESTUDO

#### 3.1. Objetivos

O projeto de sistemas de refrigeração que utilizam CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante deve considerar as características diferenciadas do fluido como forma de garantir um elevado desempenho mesmo quando operando em condições adversas tanto de carga térmica como de temperatura ambiente. O presente trabalho portanto visa estudar experimentalmente diferentes ciclos de refrigeração empregando CO<sub>2</sub> como fluido refrigerante com a finalidade de identificar a configuração que responda mais eficientemente às oscilações das condições de operação. Num primeiro estágio de estudo, o ciclo convencional utilizando CO<sub>2</sub> e tubo capilar é exposto a condições adversas de carga térmica e temperatura ambiente. A seguir, o ciclo convencional é comparado a novas concepções de ciclo que adotam arquiteturas diferenciadas, componentes extras (controle da pressão de descarga) e dispositivos de controle inteligentes (dispositivos de expansão variáveis). No final, será possível definir quanto o ciclo convencional diverge da condição ótima de operação em relação às configurações mais complexas.

#### 3.2. Aparato Experimental

Para as análises de ciclo é utilizada uma bancada de testes específica construída de forma a permitir, de uma maneira rápida e eficaz, a montagem e a avaliação de diferentes configurações de ciclo. O aparato experimental consiste de um circuito de refrigeração com uma capacidade nominal de refrigeração de 600W em condição MBP (Medium Back Pressure), capaz de ser alterado para contemplar diferentes concepções de ciclos de refrigeração (Figura 1). A Figura 2 ilustra a bancada na sua configuração padrão, compreendendo um compressor recíproco de 1,75cm<sup>3</sup>, três separadores de óleo montados em seqüência, um arrefecedor de gás (gas-cooler), um evaporador, um dispositivo de expansão e um trocador de calor intermediário. Dois circuitos secundários, um frio (circulando solução de água +

etileno-glicol) e um quente (circulando água), são responsáveis pelo ajuste das taxas transferência de calor no evaporador e no gas-cooler, respectivamente. Estes circuitos secundários possuem controle independente da temperatura através de duas unidades de refrigeração e da vazão a partir de bombas com rotação variável. A bancada é ainda dotada de uma célula de carga para controle da carga de refrigerante contida no sistema. Pressão e temperatura são medidas em diversos pontos do circuito. A vazão mássica do circuito principal de CO<sub>2</sub> é medida por um sensor tipo Coriolis enquanto as vazões volumétricas dos circuitos secundários são obtidas por sensores tipo turbina. Tensão, corrente e potência do compressor são medidos por transdutores específicos. Os sensores e suas respectivas incertezas de medição são listados na Tabela 1.



Figura 1. Fotos do aparato experimental. (A) visão geral, (B) bancada para montagem do ciclo, (C) unidades de condicionamento e bombeamento dos circuitos secundários

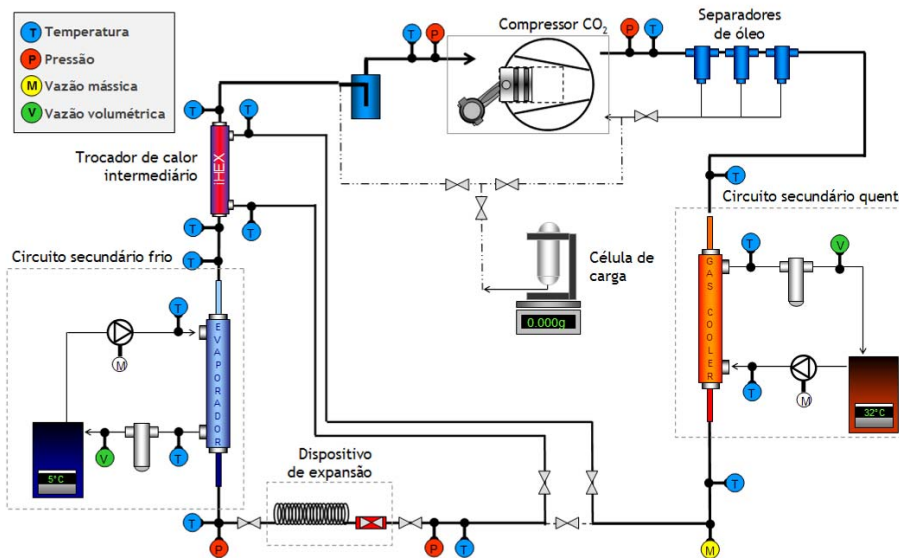


Figura 2. Esquema da bancada montada em configuração padrão

Tabela 1. Instrumentação

n°	Parâmetro de medição	Sensor	Faixa	Incerteza
41	Temperatura (°C)	Termopar e sonda tipo 'T' Omega	-50.0 – 150.0	±0.23
2	Pressão baixa (bar)	Transdutor de pressão HBM	0 – 100	±0.20
2	Pressão alta (bar)	Transdutor de pressão HBM	0 – 200	±0.41
1	Vazão CO <sub>2</sub> (kg/h)	Coriolis Siemens	0 – 30	±0.0041
1	Vazão circuito frio (m <sup>3</sup> /h)	Turbina Sponsler	0.0102 – 0.226	±0.00054
1	Vazão circuito quente (m <sup>3</sup> /h)	Turbina Sponsler	0.0156 – 0.341	±0.00336
1	Potência compressor (W)	Transdutor Yokogawa	0 – 1000	±1.44
1	Corrente compressor (A)	Transdutor Yokogawa	0 – 5	±0.0072
1	Voltagem compressor (V)	Transdutor Yokogawa	0 – 220	±0.317
1	Célula de carga (g)	Balança eletrônica	0 – 5000	±0.05

#### 4. RESULTADOS

Uma primeira seqüência de testes utilizou a configuração de ciclo padrão, referido como ciclo #1, sem trocador de calor interno e com um tubo capilar como dispositivo de expansão. O capilar possui 0,78 mm de diâmetro e 2800 mm de comprimento e foi selecionado como sugerido por SILVA et al. (2009) de forma a se obter uma temperatura de evaporação de aproximadamente -10°C.

Primeiramente, determinou-se a carga ótima de refrigerante pela variação da quantidade de refrigerante contida no circuito de 230g até 309g. Durante esses testes, a temperatura dos fluidos secundários nas entradas do gas-cooler e do evaporador foram mantidas constantes em 32°C e 12°C, respectivamente. Ainda, a temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do gas-cooler e a da solução água+etileno-glicol na saída do evaporador foram mantidas constantes em 38°C e 5°C, respectivamente. Para fazê-lo, as taxas de transferência de calor nos trocadores foram ajustadas através da variação da vazão dos fluidos secundários. A Figura 3 mostra que a taxa de transferência de calor no gas-cooler aumenta a medida que carga é adicionada no sistema. Isto é reflexo do aumento de capacidade de refrigeração, como será discutido adiante. Uma vez que os fluxos dos fluidos são contracorrente, o *approach* no gas-cooler (diferença entre as temperaturas da água na entrada e do CO<sub>2</sub> na saída do trocador) é mantido constante.

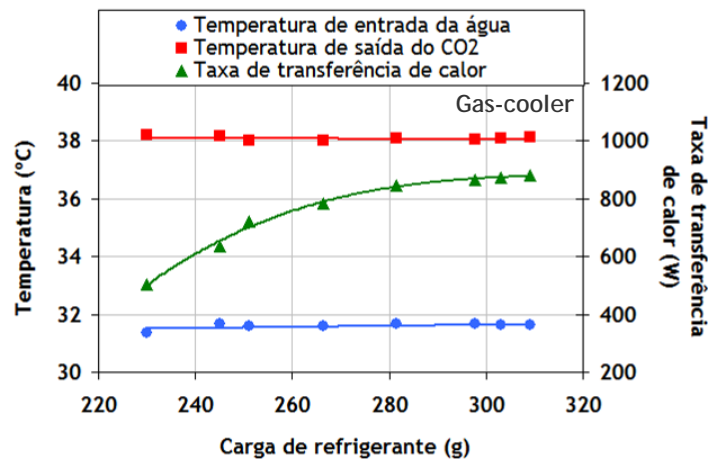


Figura 3. Temperaturas e taxa de transferência de calor no gas-cooler vs. carga de refrigerante

A Figura 4 mostra o ciclo padrão no diagrama T-s em função da carga de refrigerante de acordo com as medições experimentais. Pode-se notar que o aumento da carga força o aumento da temperatura de evaporação, a redução do título na entrada do evaporador (ponto 4) e a diminuição do superaquecimento na saída do evaporador (1). Isto garante o aumento da capacidade de refrigeração do sistema já que a área de troca de calor no evaporador é melhor utilizada. A redução do superaquecimento reflete também na redução da temperatura de descarga do compressor (2).

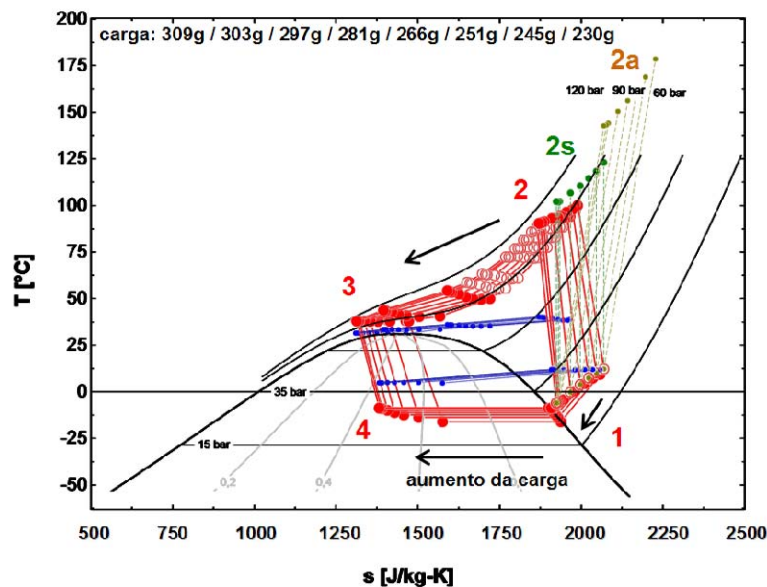


Figura 4. Diagrama T-s para o ciclo #1 vs. carga de refrigerante



Os pontos 2s e 2a representam condições calculadas para processos de compressão isentrópica e adiabática, respectivamente.

A Figura 5 detalha o aumento da temperatura de evaporação de  $-15^{\circ}\text{C}$  para  $-8^{\circ}\text{C}$  quando a carga de refrigerante varia de 230g para 309g. Ainda, a frente de líquido gradualmente avança para o final do evaporador como indicado pelo abaixamento da temperatura na saída do evaporador. Isto reduz o superaquecimento e intensifica a transferência de calor já que maior parte da área de troca fica em contato com fluido bifásico. A variação de temperatura de evaporação é acompanhada pelo aumento linear da pressão de descarga, como mostra a Figura 6.

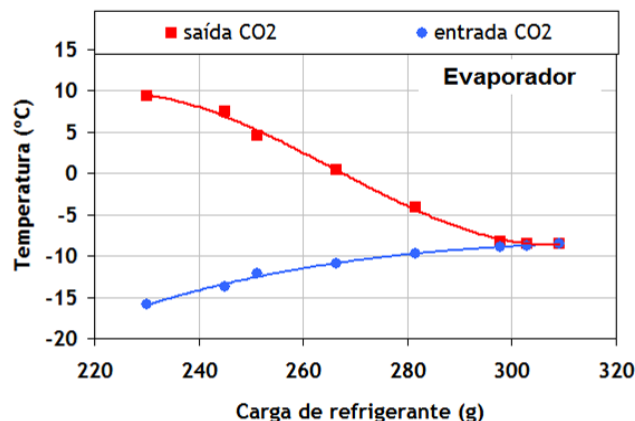


Figura 5. Temperaturas do CO2 no evaporador vs. carga de refrigerante

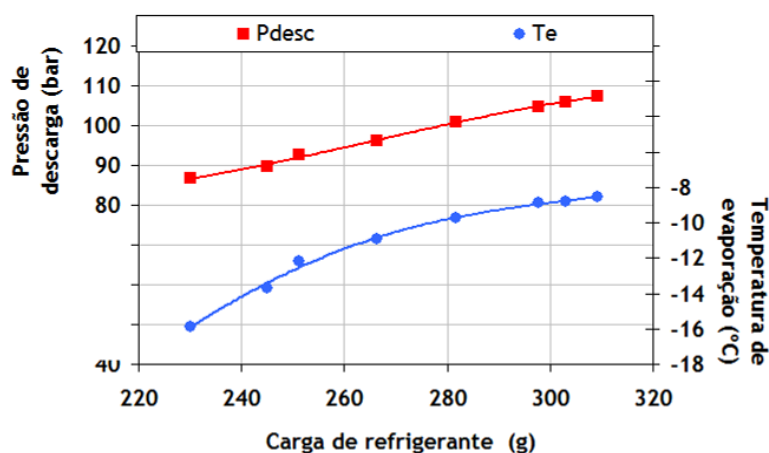


Figura 6. Temperatura de evaporação e pressão de descarga vs. carga de refrigerante

O sistema atingirá uma condição de máximo COP numa determinada combinação dos parâmetros, todos estes afetados pela carga de refrigerante. Neste caso, tanto a pressão de descarga obtida deve ser a ideal assim como a alimentação do evaporador deve ser adequada de forma a garantir uma eficiente troca de calor. A Figura 7 mostra que o COP atinge um valor máximo de 0,88 com uma carga de 266g enquanto a capacidade de refrigeração  $Q_e$  atinge seu valor máximo de 540W numa carga de 303g. Nesta condição, a frente de líquido alcança a saída do evaporador tornando o superaquecimento nulo. Por sua vez, a potência no compressor  $W_c$  aumenta linearmente com a carga. Adotando o critério do máximo COP, o sistema deve ser carregado com 266g de CO<sub>2</sub>, gerando 500W de capacidade de refrigeração numa temperatura de evaporação de  $-11^{\circ}\text{C}$  e 95bar de pressão de descarga (Figura 6).

Analisando o comportamento da pressão de descarga obtida durante o procedimento de carga e comparando com o valor da pressão de descarga ideal estimada (Figura 8), nota-se que quando o sistema opera com a carga indicada de 266g, a pressão de descarga obtida aproxima-se bastante da pressão ideal estimada, proporcionando, como teoricamente sugerido (Kauf, 1999; Chen e Gu, 2005), o maior COP para esta condição de operação. A medida que a carga aumenta e a pressão de descarga se afasta da ideal, o COP então reduz. Cabe ressaltar que a pressão ideal estimada permanece aproximadamente constante porque o principal fator que a define é a temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do gas-cooler, a qual permanece constante em  $38^{\circ}\text{C}$  ao longo de todos os testes.

É importante também salientar que a condição de operação ideal anteriormente definida é válida somente para uma temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do gas-cooler de  $38^{\circ}\text{C}$ . Como o sistema opera com tubo capilar e sem nenhum dispositivo de controle da pressão de descarga, é esperado que variações na taxa de transferência de calor no gas-cooler afetem o funcionamento do sistema.

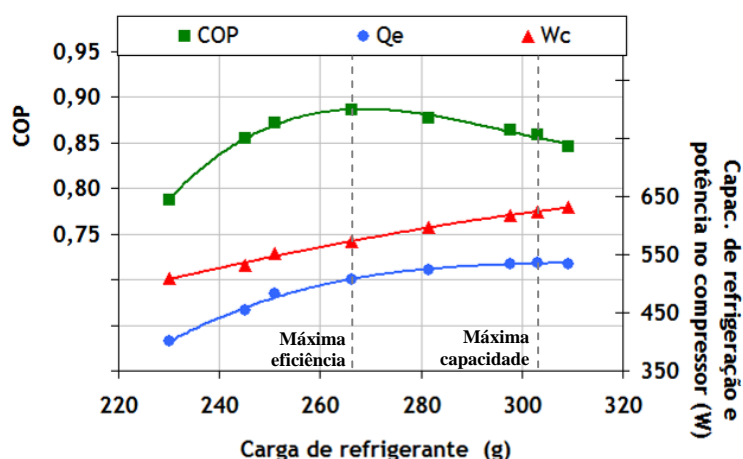


Figura 7. COP, capacidade de refrigeração e potência no compressor vs. carga de refrigerante

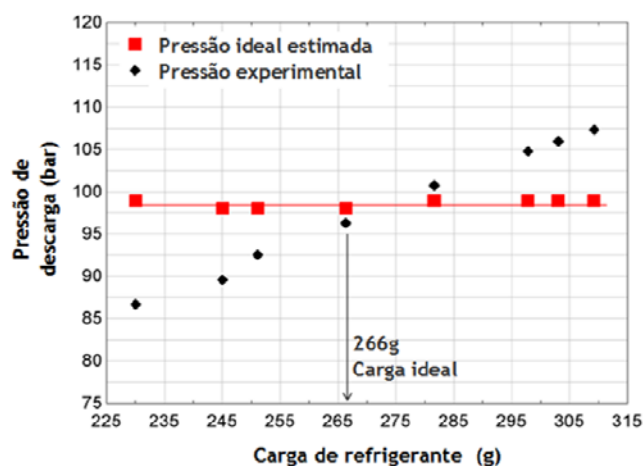


Figura 8. Pressão de descarga experimental e ideal estimada vs. carga de refrigerante

Para explorar este efeito, o sistema foi mantido com a carga ideal de 266g e com a vazão no circuito secundário estabelecida na condição ideal de operação enquanto a temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do gas-cooler foi variada de 32°C à 45°C através do ajuste da temperatura de entrada da água no gas-cooler. Como o tubo capilar não se ajusta às novas condições de operação, o aumento da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do gas-cooler provoca um indesejado aumento da temperatura de evaporação e da pressão de descarga, como mostra a Figura 9. A Figura 10 mostra um sistemático aumento da potência do compressor  $W_c$  e uma redução da capacidade de refrigeração  $Q_e$ , ambos contribuindo para a redução do coeficiente de performance. A capacidade de refrigeração diminui principalmente porque o título na entrada do evaporador aumenta enquanto que a potência do compressor aumenta principalmente por que sua relação de compressão aumenta.

Para evitar a variação observada na temperatura de evaporação, o ciclo #1 foi alterado a partir da introdução de uma válvula agulha em série com o tubo capilar anteriormente testado. A carga ótima do novo ciclo, referido como ciclo #2, foi determinada variando a massa de refrigerante no sistema de 230g à 320g, enquanto a temperatura de evaporação foi mantida constante em -20°C através do fechamento da válvula agulha. Os demais parâmetros foram mantidos iguais aos descritos para o ciclo #1, à exceção da temperatura de saída do CO<sub>2</sub> do gas-cooler que foi agora mantida constante em +35°C.

A Figura 11 mostra o comportamento da temperatura de evaporação e da pressão de descarga em função da carga de refrigerante. Comparativamente, resultados similares obtidos com o ciclo #1 também são mostrados. Nota-se que agora a temperatura de evaporação é mantida constante em -20°C, contrastando o comportamento variável do ciclo #1. A pressão de descarga possui um aumento muito mais pronunciado do que o observado no ciclo #1 já que o gradual fechamento da válvula agulha com o intuito de manter a temperatura de evaporação constante acarreta no aumento da restrição ao escoamento do CO<sub>2</sub>.

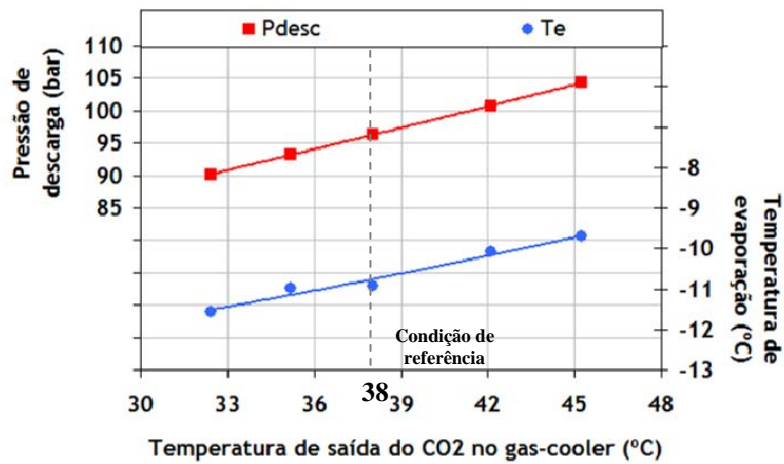


Figura 9. Pressão de descarga e temperatura de evaporação vs. temperatura de saída CO<sub>2</sub> do gas-cooler

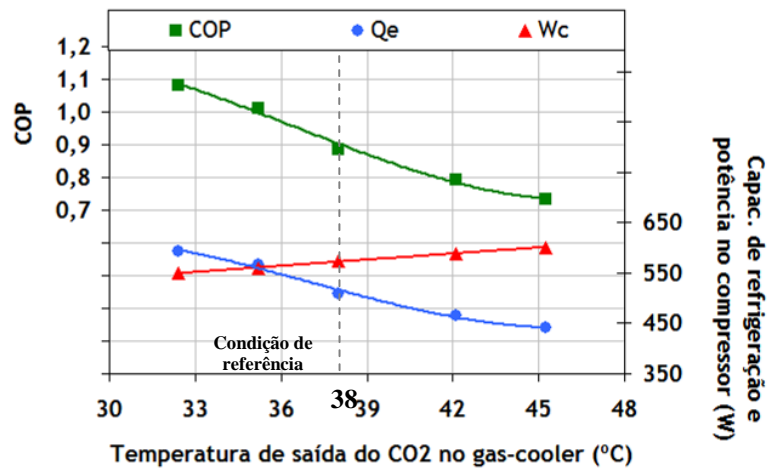


Figura 10. COP, capacidade de refrigeração e potência no compressor vs. temperatura de saída CO<sub>2</sub> do gas cooler

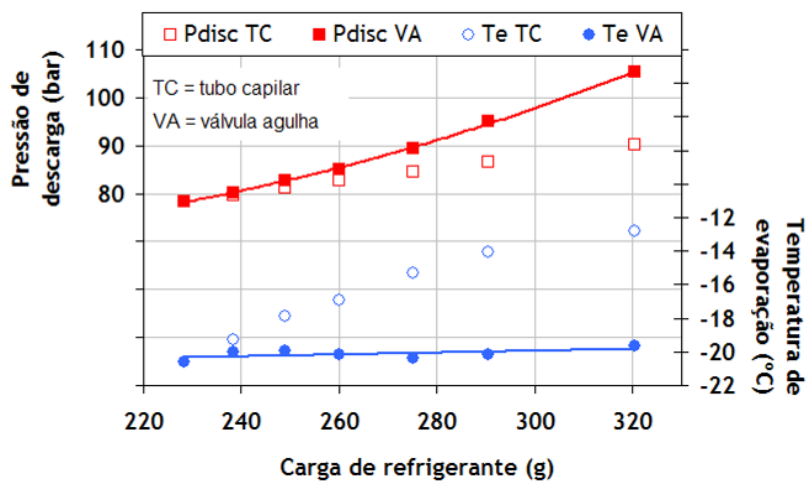


Figura 11. Pressão de descarga e temperatura de evaporação vs. carga de fluido refrigerante

A Figura 12 mostra que o ciclo #2 atinge um coeficiente de performance máximo de aproximadamente 1,0 com uma carga de refrigerante de 290g. O efeito da carga sobre o sistema pode ser melhor entendido observando o diagrama T-s (Figura 13). A medida que carga é adicionada a pressão de descarga aumenta, contribuindo para o aumento do efeito refrigerante específico ( $\Delta h_{1-4}$ ) e a capacidade de refrigeração ( $m \cdot \Delta h_{1-4}$ ). O trabalho específico de compressão ( $\Delta h_{1-2}$ ) também aumenta refletindo no aumento na potência do compressor ( $m \cdot \Delta h_{1-2}$ ). Enquanto o ganho no efeito refrigerante específico for superior ao aumento do trabalho específico de compressão o COP aumenta (Figura 12).

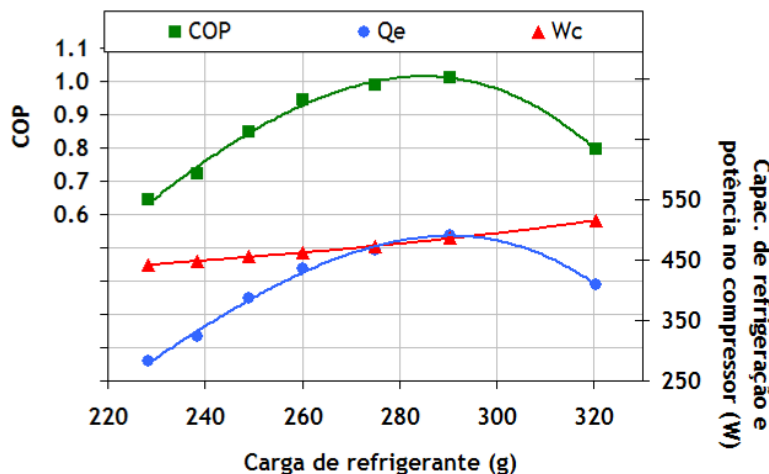


Figura 12. COP, capacidade de refrigeração e potência no compressor vs. carga de fluido refrigerante

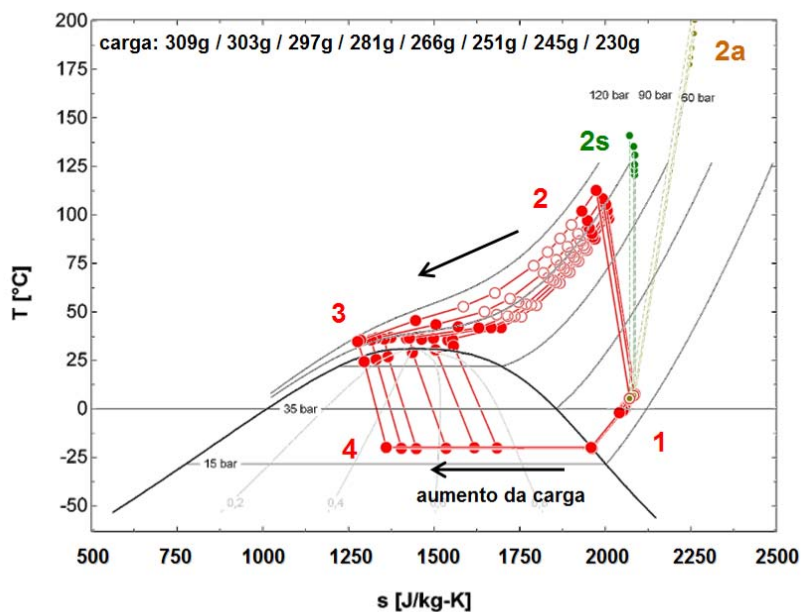


Figura 13. Diagrama T-s para ciclo #2 vs. carga de fluido refrigerante

O aumento da pressão de descarga causado pela adição de carga afeta a relação de compressão que, por sua vez, diminui a eficiência volumétrica do compressor refletindo na paulatina redução da vazão mássica observada na Figura 14. O comportamento oposto entre o aumento do efeito refrigerante específico ( $\Delta h_{1-4}$ ) e da redução da vazão mássica ( $m$ ) é responsável pela definição do ponto de máximo na curva de capacidade de refrigeração  $Q_e$  ( $m \cdot \Delta h_{1-4}$ ) vista na Figura 12. Comparativamente, este ponto não existe quando o ciclo #1 foi analisado (Figura 7). Isto porque, naquele caso, a pressão de evaporação também aumenta com a carga de refrigerante, atenuando o efeito da relação de pressão sobre a vazão mássica.

O ciclo #2 pode ser visto, portanto, como uma configuração onde a temperatura de evaporação é controlada pelo dispositivo de expansão variável e a pressão de descarga ajustada pela carga de refrigerante. Para cada condição de operação existirá uma apropriada combinação de abertura de válvula e carga de refrigerante que maximiza o coeficiente de performance do sistema.



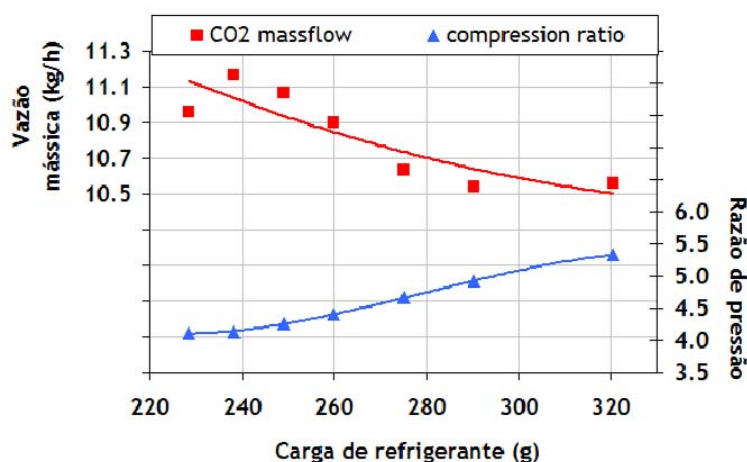


Figura 14. Vazão mássica e razão de pressão vs. carga de fluido refrigerante

#### 4. CONCLUSÕES

O dióxido de carbono foi um fluido refrigerante com larga escala de utilização antes do advento dos fluidos sintéticos, na década de 1930. Seu uso foi descontinuado principalmente devido a sua baixa eficiência em relação aos novos fluidos então criados. Com a tecnologia atual, sistemas de CO<sub>2</sub> podem atingir níveis de eficiência comparáveis aos obtidos pelos fluidos sintéticos desde que alterações em nível de componente ou de ciclo sejam efetuadas. Este artigo reporta os resultados iniciais de um trabalho de pesquisa que tem o objetivo de analisar experimentalmente o comportamento termodinâmico de ciclos de refrigeração não convencionais, na tentativa de identificar a melhor opção de ciclo para uma dada aplicação e condição de operação. Foi mostrado que existe uma combinação única de geometria de tubo capilar e carga que garante a obtenção da pressão de descarga ideal e a correta alimentação do evaporador. Sistemas com tubo capilar não são auto-ajustáveis de acordo com as variações das condições de operação sendo então penalizados em termos de performance quando tais variações acontecem. Foi também mostrado que um dispositivo de expansão variável é um meio efetivo de controle da pressão de evaporação mas não da pressão de descarga. Tal ajuste de pressão pode ser feito através de um sistema ativo de controle de carga, como indicado nos resultados apresentados. Estudos explorando o uso combinado de dispositivos de expansão variáveis juntamente com dispositivos de controle da pressão de descarga estão sendo feitos e serão reportados em trabalhos futuros.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Ao suporte financeiro para a pesquisa das agências brasileiras CNPq, CAPES e FINEP. Agradecimento também à empresa EMBRACO pelo suprimento de compressores de CO<sub>2</sub> e ao Dr. Joaquim M. Gonçalves pelas valiosas discussões e contribuições técnicas.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Aprea C., Maiorino A., 2009, "Heat rejection pressure optimization for a carbon dioxide split system: an experimental study", *Appl. Energy* 86:2373-2380
- Cabello R., Sánchez D., Llopis R., Torrella E., 2008, "Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO<sub>2</sub> plant working in transcritical conditions", *Appl. T. Eng.* 28:1596-1604
- Cecchinato L., Chiarello M., Corradi M., Fornasieri E., Minetto S., Stringari P., Zilio C., 2009, "Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles", *Int. J. Refrig.* 32 (5):1058-1067
- Casson V., Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Giroto S., Minetto S., Zamboni L., Zilio C., 2003, "Optimization of the throttling system in a CO<sub>2</sub> refrigerating machine", *Int. J. Refrig.*, 26: 926-935
- Chen Y., Gu J., 2005, "The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration system with internal heat exchanger", *Int. J. Refrig.*, 28:1238-1249
- Cho H., Lee M. Kim Y., 2009, "Numerical evaluation on the performance of advanced CO<sub>2</sub> cycles in the cooling mode operation", *Appl. T. Eng.* 29: 1485-1492
- Cho H., Ryu C., Kim Y., 2007, "Cooling performance of a variable speed CO<sub>2</sub> cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger", *Int. J. Refrig.* 30:664-671
- Elbel S., Hrnjak P., 2008, "Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation", *Int. J. Refrig.* 31:411-422
- Gosney W.C., 1982, "Principles of Refrigeration", Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- IPCC, 2007, "Climate Change 2007: The Physical Science Basis, Intergovernmental Panel on Climate Change", Paris, France

- Kauf F., 1999, "Determination of the optimum high pressure for transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycles", Int. J. of Thermal Science, 38:325-330
- Kim M.H., Pettersen J., Bullard C.W., 2004, "Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compressor systems", Progress in Energy and Combustion Science 30: 119-174
- Lamers K., Süß J., Köhler J., 2006, "Does Voorhees principle enhances the efficiency of CO<sub>2</sub> refrigeration systems?", 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim
- Lorentzen G., 1995, "The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament", Int. J. Refrig. 18(3):190-197
- Lorentzen G., Pettersen J., 1992, "New possibilities for non-CFC refrigeration", International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment, IIR: 163-174
- Madsen K., Poulsen C., Wiesenfarth M., 2005, "Study of capillary tubes in a transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration system", Int. J. Refrig. 28:1212-1218
- Robinson D., Groll E., 1998, "Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine", Int. J. Refrig. 21(7):577-589
- Silva D., Hermes C., Melo C., Gonçalves J., Weber G., 2009, "A study of transcritical carbon dioxide flow through adiabatic capillary tubes", Int. J. Refrig. 32: 978-987
- Yang J., Ma Y., Liu S., 2007, "Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander", Energy 32: 237-245
- Zha S., Hafner A., Neksa P., 2008, "Investigation of R744 Voorhees transcritical heat pump system", Int. J. Refrig. 31:16-22

## EXPERIMENTAL ANALYSIS OF TRANSCRITICAL REFRIGERATION CYCLES

Gustavo Portella Montagner, portella@polo.ufsc.br  
Cláudio Melo, melo@polo.ufsc.br

POLO Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, 88040-970, Florianópolis-SC, Brasil

**Abstract:** *This study experimentally investigates the thermodynamic performance of refrigeration cycles for transcritical applications with carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) as the working fluid. To this end, an experimental apparatus was designed and built not only to control the operation conditions but also to study different system architectures. Experiments were firstly carried out with a standard cycle, using a capillary tube as an expansion device. It was shown that for each capillary tube there is a specific refrigerant charge that maximizes the system coefficient of performance. It was also shown that capillary tube-based CO<sub>2</sub> systems are susceptible to variations in the operation conditions. Experiments were also carried out with a modified cycle, where a needle valve works in series with a capillary tube. It was shown that the evaporation pressure can be effectively controlled through the needle valve opening. Additionally, it was shown that the discharge pressure can be properly controlled by adjusting the refrigerant charge contained in the high side pressure of the system.*

**Keywords:** CO<sub>2</sub>, carbon dioxide, transcritical refrigeration cycles