

## **FATORES DE INFLUÊNCIA NA PERFORMANCE DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO DE DUPLO ESTÁGIO DE COMPRESSÃO OPERANDO COM R744**

Igor Marcel Gomes Almeida, [igor.almeida@cefetrn.br](mailto:igor.almeida@cefetrn.br)<sup>1</sup>  
Cleiton Rubens Formiga Barbosa, [cleiton@ufrnet.br](mailto:cleiton@ufrnet.br)<sup>2</sup>  
Francisco de Assis Oliveira Fontes, [francisconfontes@uol.com.br](mailto:francisconfontes@uol.com.br)<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Grupo de Estudos em Refrigeração e Ar-Condicionado - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte; Rua São Braz, N°.304, Bairro Paraíso, Santa Cruz-RN.

<sup>2</sup>Núcleo de Máquinas e Sistemas Térmicos (NMST), Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Universitário, S/N, Lagoa Nova, Natal-RN.

**Resumo:** *Uma análise teórica do ciclo de refrigeração transcrito de duplo estágio de compressão que utiliza o R744 (dióxido de carbono) como fluido refrigerante é apresentada neste trabalho. O efeito do processo de inter-resfriamento na performance do sistema transcrito de dois estágios é apresentado para diversas pressões no resfriador de gás (gas cooler). A comparação de performance entre o ciclo de simples estágio e o de dois estágios também é apresentada para as mesmas condições de operação. Os efeitos da pressão no gas cooler, eficiência isoentrópica do compressor, quantidade de inter-resfriamento entre os dois estágios de compressão e temperatura de saída do fluido refrigerante do resfriador de gás na performance do sistema foram analisados. A análise termodinâmica foi desenvolvida mediante utilização do software CoolPack, considerando uma temperatura de evaporação de -10°C e capacidade do sistema de refrigeração de 5 kW. Os resultados obtidos demonstram que o coeficiente de performance (COP) para o ciclo de duplo estágio é superior ao ciclo de simples estágio. Observou-se que a utilização de dois estágios de compressão proporciona grande redução no consumo de energia elétrica. De forma geral, a compressão em dois estágios e o processo de inter-resfriamento são consideráveis na perspectiva de elevação do COP destes sistemas.*

**Palavras-chave:** *refrigerantes naturais, dióxido de carbono, performance, duplo estágio de compressão, ciclo transcrito.*

### **1. INTRODUÇÃO**

Durante as primeiras décadas do século 20, o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>/R744) foi amplamente utilizado como refrigerante, principalmente em sistemas de refrigeração de navios, mas também em sistemas de ar condicionado e aplicações estacionárias. Alexander Twining foi o primeiro a propor o CO<sub>2</sub> como refrigerante em uma patente no ano de 1850, mas o primeiro sistema a funcionar com o dióxido de carbono só surgiu em meados de 1860, proposto por Thaddeus Lowe (Kim *et al.*, 2004). O período de pico da utilização do CO<sub>2</sub> como refrigerante ocorreu de 1940 a 1955 para transporte marítimo refrigerado. Na Europa, as máquinas de refrigeração se restringiam a utilização do CO<sub>2</sub> devido às restrições legais sobre o uso de refrigerantes tóxicos ou inflamáveis, como amônia (NH<sub>3</sub>) e dióxido de enxofre (SO<sub>2</sub>). Com o surgimento dos CFC's em 1940, ocorreu o gradativo desaparecimento dos fluidos antigos (amônia, dióxido de carbono, dióxido de enxofre) na maioria das aplicações. A principal razão para o rápido avanço do uso de CFC's consistia na repentina perda de capacidade do sistema com dióxido de carbono quando os navios se aproximavam de regiões tropicais, com temperaturas mais elevadas (Lorentzen, 1995). Enquanto isso a amônia continuava a ganhar espaço, tendo dominado o mercado da refrigeração industrial de grande porte.

Com os problemas ambientais ocasionados pelo uso dos refrigerantes clorados identificados a partir de 1980, a indústria passou a pesquisar por refrigerantes alternativos viáveis. O professor norueguês Gustav Lorentzen acreditava que o velho refrigerante CO<sub>2</sub> poderia ressurgir. Uma revisão bibliográfica permitiu identificar que o principal impulso no ressurgimento do R744 como refrigerante foram os primeiros resultados experimentais de um protótipo de ar-condicionado automotivo apresentados por Lorentzen e Pettersen em 1992. Baseado nestes e outros resultados, o interesse no R744 como refrigerante aumentou consideravelmente ao longo dos anos, principalmente devido à resistência criada à indústria de fluorcarbonos. Além disso, o R744 apresenta excelentes características de ODP (Potencial de Depleção da Camada de Ozônio) e GWP (Potencial de Aquecimento Global). Dentre os refrigerantes naturais, como a amônia, hidrocarbonetos (propano, butano, isobutano) e dióxido de carbono, este último muitas vezes se apresenta como a melhor opção, já que os hidrocarbonetos possuem alta inflamabilidade e a amônia apresenta elevada toxicidade. O R744 é não-tóxico e não-inflamável.

Os refrigerantes naturais são muito freqüentemente referidos como “alternativos”, sugerindo que esta possibilidade provavelmente jamais será considerada como a opção principal. Se esta avaliação permanecerá sendo uma realidade, é uma função de vários fatores e circunstâncias. No entanto, independentemente do resultado dos refrigerantes naturais, e do R744 em particular, já houve um grande impacto sobre o desenvolvimento de sistemas de refrigeração na área. Cada nova aplicação de dióxido de carbono introduz uma nova concepção de modelo para aumentar a eficiência, compactidade ou estética. Muitas vezes essas melhorias já ganharam a aceitação e foram aplicadas também a outros refrigerantes e sistemas. Um excelente exemplo é a aplicação de trocadores de calor com micro-canais. Esta é uma das razões porque o sucesso dos sistemas de R744 e seus componentes estão legitimamente contestando a base do custo. Alguns modelos de refrigeração com R744 foram diversas vezes menores para uma mesma capacidade e ainda mais eficientes do que sistemas convencionais, já que eles apresentam avanços tecnológicos significativos (Hrnjak, 2007).

Na atualidade, o R744 está sendo aplicado em dois tipos de ciclos de refrigeração. O primeiro ciclo se denomina como transcrito, de único ou duplo estágio, principalmente associado a equipamentos de refrigeração comercial do segmento “light” e ao ar condicionado automotivo. O segundo ciclo é denominado de cascata, onde ocorre a combinação de dois ciclos de simples estágio, onde o R744 é o fluido refrigerante do circuito de baixa temperatura, com temperaturas de evaporação variando entre  $-50$  e  $-30^{\circ}\text{C}$  e condensação entre  $-30$  e  $-10^{\circ}\text{C}$ , com vasta aplicação em grandes sistemas de refrigeração industrial.

Neste trabalho, a performance de um sistema de duplo estágio de compressão com inter-resfriamento é investigada sob diversas pressões no *gas cooler*, temperaturas de descarga do R744 no *gas cooler*, eficiências do compressor, quantidade de inter-resfriamento entre os estágios de compressão e presença ou não do trocador de calor interno no ciclo. Afim de se obter um parâmetro de comparação, efetuou-se a simulação para os dois tipos de ciclos transcritos: o de simples estágio de compressão e o de duplo estágio de compressão.

## 2. FUNDAMENTOS DO CICLO TRANSCRÍTICO COM R744

Embora o R744 seja pobre em termos de propriedades termodinâmicas em relação à eficiência energética de um ciclo de refrigeração reverso tradicional, o mesmo é visto como uma solução eficaz do problema do aquecimento global de origem antrópica, já que apresenta características benéficas ao meio ambiente e o mesmo pode ser obtido a partir dos rejeitos de processos industriais, através de uma visão sustentável de produção (Cecchinato et al., 2009).

Comparado com fluidos refrigerantes convencionais, a mais notável propriedade do R744 é a baixa temperatura crítica, de  $30,98^{\circ}\text{C}$ . Refrigerantes com temperatura crítica mais baixa do que a temperatura ambiente – regiões tropicais - não podem utilizar o processo de condensação para rejeição de calor. Em vez disso, o ciclo de refrigeração se torna transcrito, que se localiza entre pressões subcríticas e supercríticas (Danfoss, 2008). Como se observa na Fig. (1), a maior diferença entre os ciclos com R744 e o R134a, por exemplo, se dá na linha após a compressão, onde no sistema convencional ocorre a mudança de fase (vapor-líquido), conhecida como condensação do fluido, ao passo que no ciclo transcrito o vapor altamente superaquecido é resfriado, sem mudança de fase. Este resfriamento do vapor superaquecido ocorre no resfriador de gás ou *gas cooler*.

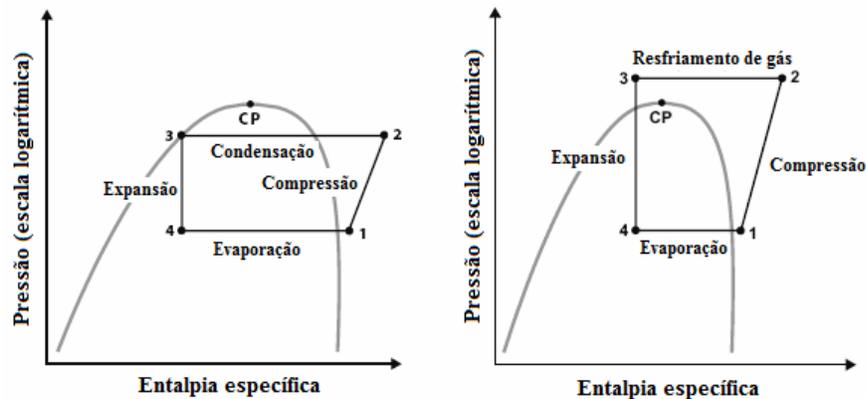


Figura 1. Diagrama Pressão-Entalpia para o ciclo subcrítico com R134a e para ciclo transcrito com R744 (Rohrer, 2006).

Esta é uma característica única do ciclo de R744, onde o fluido a temperaturas supercríticas é resfriado no *gas cooler* em vez de em um condensador. Vale ressaltar ainda que as propriedades do R744 supercrítico variam rapidamente durante o processo de resfriamento do gás, o que torna o projeto do *gas cooler* muito importante e desafiador. O processo de rejeição de calor (resfriamento de gás) ocorre à pressão constante acima do ponto crítico. A temperatura durante este processo varia continuamente desde a entrada até a saída do *gas cooler*. A Fig.(2) demonstra a configuração do ciclo transcrito referente ao simples estágio de compressão. A Fig. (3) apresenta a configuração referente ao ciclo transcrito de duplo estágio de compressão, que será o objeto de análise deste trabalho. O

compressor, dispositivo de expansão e evaporador possuem as mesmas funções desempenhadas nos sistemas subcríticos convencionais. A função do *gas cooler* já foi discutida anteriormente. Segundo Kim *et al.* (2004) o uso do trocador de calor interno permite a redução das irreversibilidades durante o processo de expansão do refrigerante e é utilizado também visando a redução da temperatura de saída do fluido no *gas cooler*, o que incrementa o COP. A utilização de trocadores de calor internos é efetiva para: melhoria da performance, subresfriar o refrigerante líquido para evitar formação de bolhas à entrada do dispositivo de expansão, evaporar totalmente o fluido na linha de sucção para evitar danos mecânicos ao compressor (Klein *et al.*, 2000). Chen e Gu (2005) afirmam que o trocador de calor interno é necessário para sistemas com R744. A pesquisa bibliográfica permitiu verificar que o tipo de dispositivo de expansão (tubo capilar ou válvula de expansão) utilizado varia entre os autores. De acordo com Madsen *et al.* (2005) o uso de tubos capilares é recomendável em aplicações onde a pressão de evaporação é constante e a temperatura de saída do *gas cooler* varie não mais que  $\pm 10\text{ K}$  da condição de projeto. A grande maioria das pesquisas desenvolvidas neste segmento da refrigeração comercial *light* com R744 utiliza o tubo capilar como dispositivo de expansão, por ser mais flexível às mudanças repentinas na temperatura ambiente pode oferecer bom controle da pressão de alta ideal, oferecendo máximo COP e maior eficiência exergética (Agrawal e Bhattacharyya, 2009).

Os diagramas dos ciclos transcíticos de simples estágio e de duplo estágio de compressão são apresentadas nas Figs. (2) e (3), respectivamente.

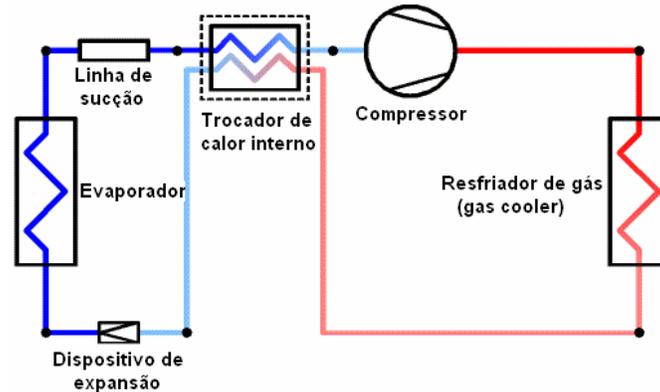


Figura 2. Diagrama do circuito de refrigeração transcítico de simples estágio de compressão (Adaptado do software CoolPack).

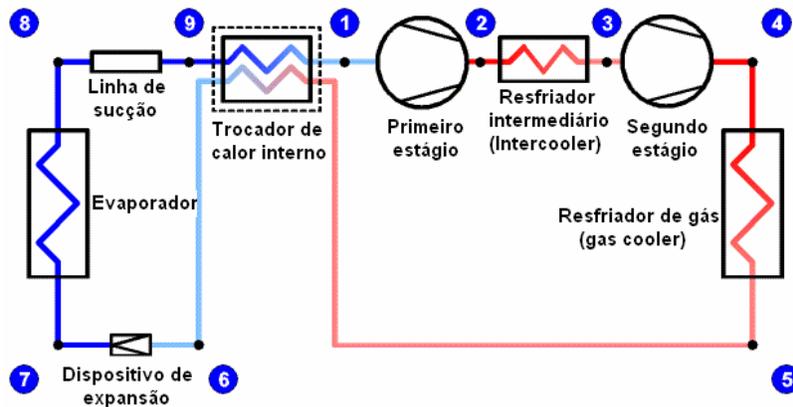


Figura 3. Diagrama do circuito de refrigeração transcítico de duplo estágio de compressão (Adaptado do software CoolPack).

### 2.1. Ciclo Transcítico com Múltiplos Estágios de Pressão

Uma parcela significativa das instalações na área de refrigeração opera entre temperaturas de evaporação e condensação cuja diferença varia entre  $50^{\circ}\text{C}$  e  $80^{\circ}\text{C}$ . Uma diferença tão acentuada de temperaturas, se por um lado apresenta uma série de problemas operacionais, por outro impõe a busca de soluções não triviais. Uma dessas soluções é a compressão em estágios múltiplos de pressão, que implica num incremento do custo inicial da instalação em relação à compressão em estágio simples. Por outro lado, a utilização de múltiplos estágios ameniza alguns dos problemas decorrentes da elevada diferença de temperaturas, além de reduzir a potência de compressão (Stoecker e Jabardo, 2002). Ciclos transcíticos comuns apresentam elevadas temperaturas de descargas no compressor, situando-se na faixa dos  $100^{\circ}\text{C}$ , devido principalmente à necessidade de obtenção de elevadas pressões no *gas cooler* (cerca de 95 bar). Neste

sentido, uma solução adotada para melhoria da performance de ciclos transcíticos que utilizam o R744 como refrigerante é a utilização de dois estágios de compressão com resfriamento intermediário, conseguindo-se assim menores temperaturas de descarga do compressor do segundo estágio e obtenção de temperaturas menores na saída do *gas cooler*, propiciando uma maior capacidade de refrigeração. A eficiência energética é um requerimento essencial para qualquer substituto dos fluidos refrigerantes tradicionais, isto significa que o R744 só pode obter sucesso unicamente na condição de operação em ciclos mais sofisticados e/ou componentes mais efetivos, de modo a compensar a reduzida eficiência energética do ciclo transcítico de referência (Cecchinato et al., 2009).

O resfriamento intermediário objetiva reduzir o superaquecimento do refrigerante que deixa o estágio de baixa pressão. À primeira vista pode parecer que tal resfriamento redundaria numa redução do trabalho total de compressão. Na compressão de ar, o resfriamento intermediário é realizado a uma temperatura relativamente elevada, de modo a facilitar o resfriamento pelo ar ambiente. Em sistemas de refrigeração, entretanto, o resfriamento intermediário se faz a temperaturas do refrigerante relativamente baixas, o que exige um custo adicional. O resfriamento intermediário não implica numa redução significativa da potência de compressão, podendo, inclusive, incrementá-la. A principal razão em se utilizar tal processo está relacionada à necessidade de limitar a temperatura do refrigerante na descarga do compressor. Em instalações dotadas de compressores alternativos, temperaturas de descarga elevadas podem comprometer a lubrificação do compressor, além de promover uma redução na vida útil das válvulas de descarga (Stoecker e Jabardo, 2002).

Na compressão de ar em duplo estágio, pode ser demonstrado que a pressão intermediária ótima corresponde à média geométrica entre a pressão de aspiração (sucção) e a de descarga (*gas cooler*), como mostra a Eq. (1) (Stoecker e Jabardo, 2002). Segundo Yang et al. (2007) a pressão intermediária ótima para o ciclo transcítico de dois estágios pode ser estimada através da fórmula clássica da compressão de ar em duplo estágio. Para obter a pressão intermediária ótima real deve-se utilizar um procedimento iterativo (Agrawal et al., 2007). O valor ótimo de pressão intermediária é um parâmetro de escolha crucial (Cecchinato et al., 2009).

$$P_{INT} = \sqrt{P_{SUCÇÃO} \cdot P_{DESCARGA}} \quad (1)$$

### 3. MODELAGEM TEÓRICA E SIMULAÇÃO

#### 3.1. Código de Simulação e Validação

Para investigar a performance do ciclo de refrigeração transcítico de duplo estágio de compressão, foi utilizado o código de simulação pertencente ao software CoolPack (DTU, 2001) para computar as características desejadas para o ciclo e obter os parâmetros termodinâmicos relevantes. O software foi desenvolvido baseado na plataforma EES-Engineering Equation Solver (Klein e Alvarado, 1995). As propriedades termodinâmicas do R744 no EES são obtidas mediante a utilização da equação de estado fundamental deste fluido desenvolvida por Span e Wagner *apud* Özgür (2008).

#### 3.2. Parâmetros de Operação e Performance

No presente estudo comparativo entre ciclos transcíticos de duplo estágio de compressão e de simples estágio, os seguintes parâmetros de projeto e performance são considerados: pressão no *gas cooler*, temperatura de saída do refrigerante do *gas cooler*, eficiência isoentrópica do compressor, presença ou ausência do trocador de calor interno (SGHX), pressão intermediária, grau de inter-resfriamento, trabalho de compressão e consumo de energia. Estes parâmetros são apresentados em forma gráfica para ilustrar as várias tendências de performance. Os parâmetros de operação utilizados para a simulação das condições operacionais do sistema são apresentados na Tab. (1), tendo como referência os parâmetros obtidos por Özgür (2008). A pressão intermediária ótima foi estimada mediante utilização da Eq. (1).

**Tabela 1. Parâmetros Operacionais do Sistema.**

Parâmetro	Valor
Temperatura de evaporação	-10°C
Capacidade de refrigeração	5 kW
Eficiência isoentrópica de compressão	60%
Pressão no <i>gas cooler</i>	95 bar
Temperatura de saída do <i>gas cooler</i>	32°C
Grau de inter-resfriamento	25°C
Eficiência térmica do trocador de calor interno	50%
Pressão intermediária	5013 kPa
Temperatura de descarga do primeiro estágio	56°C
Superaquecimento no evaporador	5°C
Superaquecimento na linha de sucção	1°C

### 3.3. Modelo Matemático

Como mostra o diagrama esquemático (Fig.3) e o diagrama P-h correspondente (Fig.4) do ciclo transcrito de duplo estágio operando com R744, o ciclo de duplo estágio é caracterizado pelos pontos 1-2-3-4-5-6-7-8-9 representados no diagrama da Fig. (3). Do estado 1, o vapor de sucção é comprimido pelo compressor do primeiro estágio e descarregado (estado 2). O vapor de descarga é resfriado em um trocador de calor intermediário (estado 3), antes de ser comprimido no compressor do segundo estágio. Do segundo estágio de compressão, o refrigerante é levado ao *gas cooler*. O refrigerante frio é então introduzido no “lado quente” do trocador de calor interno (o lado do vapor de sucção é chamado de “frio”). O processo de inter-resfriamento ocorre após o primeiro estágio de compressão, fazendo com que a temperatura de descarga do segundo estágio de compressão seja reduzida. Segundo Özgür (2008), esta redução da temperatura de descarga do segundo estágio permite que o fluido refrigerante atinja menores temperaturas à saída do *gas cooler*, proporcionando maiores capacidades de refrigeração. A Tab. (1) apresenta os dados operacionais do sistema, os quais foram introduzidos no software de simulação CoolPack, obtendo-se o diagrama P-h correspondente.

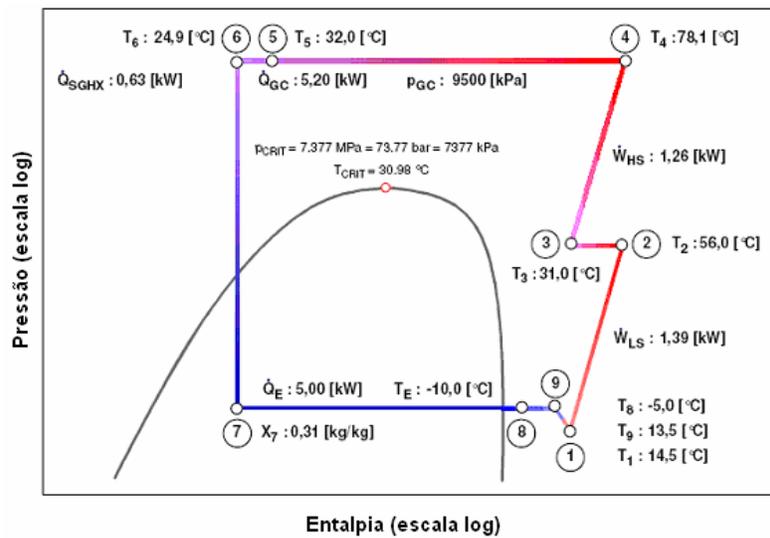


Figura 4. Diagrama P-h do sistema de refrigeração transcrito de duplo estágio de compressão.

As entalpias específicas reais do vapor refrigerante superaquecido à saída dos compressores do primeiro estágio (low stage – LS), e segundo estágio (high stage – HS) são obtidas pelas Eqs. (2) e (3), abaixo.

$$h_2 = \frac{(h_{2,is} - h_1)}{\eta_{is,LS}} + h_1 \quad (2)$$

$$h_4 = \frac{(h_{4,is} - h_3)}{\eta_{is,HS}} + h_3 \quad (3)$$

onde  $\eta_{is}$  é a eficiência isoentrópica de cada compressor e  $h_{n,is}$  é a entalpia do vapor refrigerante superaquecido à saída do compressor para um processo de compressão isoentrópico (Fatouh e El Kafafy, 2006).

Aplicando-se as formulações do volume de controle para cada componente do ciclo pode-se calcular as variações das propriedades termodinâmicas que possibilitam o cálculo das características do ciclo de refrigeração proposto. Realizando os balanços de energia e de massa em todos os componentes do sistema de refrigeração obtêm-se as equações características abaixo em função somente das variações de entalpia do fluido nos componentes.

a) Efeito de refrigeração (evaporador)

$$q_e = (h_8 - h_7) \quad (4)$$

b) Efeito de rejeição de calor no *gas cooler*

$$q_{gc} = (h_4 - h_5) \quad (5)$$

c) Efeito de rejeição de calor no trocador de calor intermediário (intercooler)

$$q_{int} = (h_2 - h_3) \quad (6)$$

d) Trabalho total de compressão

$$w_{comp} = \frac{(h_{4,is} - h_3)}{\eta_{is,HS}} + \frac{(h_{2,is} - h_1)}{\eta_{is,LS}} \quad (7)$$

e) Coeficiente de performance

$$COP = \frac{q_e}{w_{comp}} = \frac{(h_8 - h_7)}{[(h_{4,is} - h_5)/\eta_{is,HS} + (h_{2,is} - h_1)/\eta_{is,LS}]} \quad (8)$$

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Fig. (5) apresenta o efeito da utilização de um trocador de calor interno na performance dos ciclos de duplo estágio e de simples estágio de compressão a medida em que a pressão do *gas cooler* aumenta. Observa-se que independentemente da existência ou não de um trocador de calor interno no ciclo, a performance do ciclo de dois estágios de compressão é superior a do ciclo de simples estágio sob as mesmas condições de operação. As diferenças entre performances dos dois tipos de ciclos se mantêm praticamente constantes com o aumento da pressão. Analisando ainda a mesma figura, observa-se que à pressão de 95 bar a performance do ciclo de simples estágio é a mesma com e sem trocador de calor interno, se distanciando à medida que a pressão aumenta no *gas cooler*, sendo este tipo de ciclo menos sensível à presença do trocador de calor do ponto de vista do coeficiente de performance. De acordo com Cecchinato et al. (2009), a troca de calor entre o vapor a baixa pressão e o fluido a alta pressão depois do processo de expansão proporciona um benefício à rejeição de calor pelo intercooler. Logo, o ciclo de duplo estágio de compressão com trocador de calor interno apresenta performance consideravelmente superior ao ciclo sem trocador de calor interno pela ocorrência de tal fato.

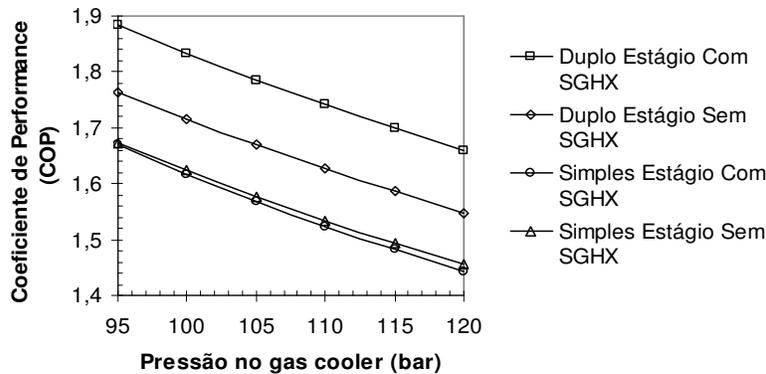


Figura 5. Efeito da utilização do trocador de calor interno (SGHX) na performance do ciclo.

A Fig. (6) apresenta a influência da temperatura de saída do *gas cooler* sobre a performance de ambos os ciclos. Sabe-se diante disso que a redução da temperatura de saída do fluido refrigerante do *gas cooler* proporciona um acréscimo na performance do sistema. Tal fato se deve principalmente ao aumento na capacidade de refrigeração do ciclo resultante de tal parâmetro, já que desta forma o fluido estará sujeito a um maior salto entálpico no evaporador, à medida que se reduz a temperatura de entrada no evaporador. Neste sentido, analisando a figura 6, observa-se que o COP dos dois tipos de ciclos transcíticos aumentam consideravelmente dentro de uma faixa de variação de temperatura de saída do *gas cooler* de 6°C, sendo a performance do ciclo de duplo estágio superior em 15% ao ciclo de simples estágio.

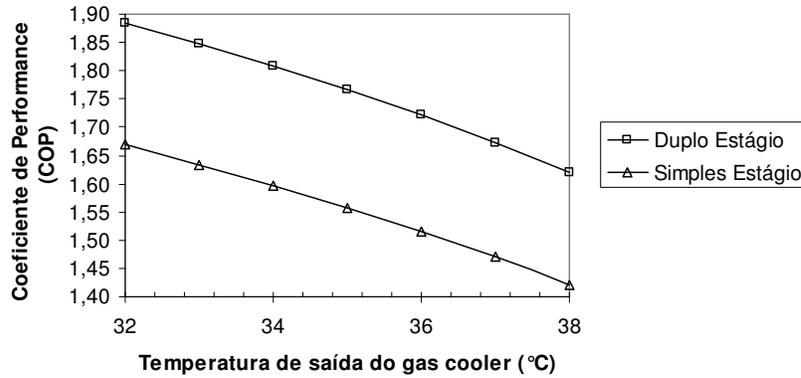


Figura 6. Influência da temperatura de saída do gas cooler sobre a performance do ciclo.

Fig. (7) mostra a influência da eficiência isoentrópica de compressão sobre a performance dos ciclos nas pressões de *gas cooler* de 95 e 105 bar. A eficiência isoentrópica global de compressão (incluindo as perdas elétricas do motor) depende da relação de compressão do sistema. À medida que se aumenta a relação de compressão do sistema, a eficiência isoentrópica diminui (Cecchinato et al., 2009). Observa-se que o COP de ambos os ciclos cresce com o aumento da eficiência de compressão. Tal fato é atribuído às menores perdas de exergia durante o processo de compressão. A performance dos ciclos à pressão de 95 bar é superior em relação à operação em 105 bar devido à menor relação de pressão desenvolvida no sistema.

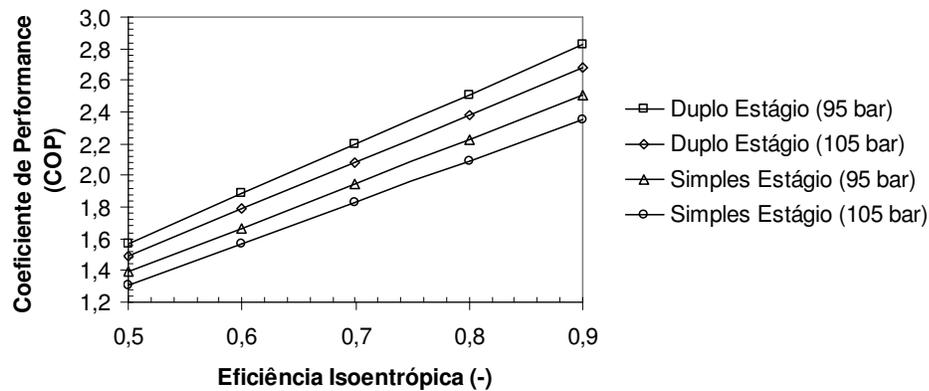


Figura 7. Influência da eficiência isoentrópica de compressão sobre a performance do ciclo.

A Fig.(8) abaixo apresenta o efeito da variação da pressão do *gas cooler* sobre a performance dos ciclos transcíticos. Novamente se repete o perfil de maior performance do ciclo de duplo estágio de compressão. Pode-se observar a existência de uma pressão de alta ótima em ambos os ciclos para uma correspondente performance ótima. Tal fato é atribuído ao perfil bastante sinuoso das isotermas acima do ponto crítico do R744. Desta forma, variações repentinas na pressão de descarga do compressor podem alterar significativamente a performance do sistema. Existem na literatura diversos trabalhos que sugerem metodologias para determinação da pressão de alta ótima em ciclos transcíticos. Para ambos os ciclos a pressão de descarga ótima nas condições de operação previstas é de cerca de 80 bar.

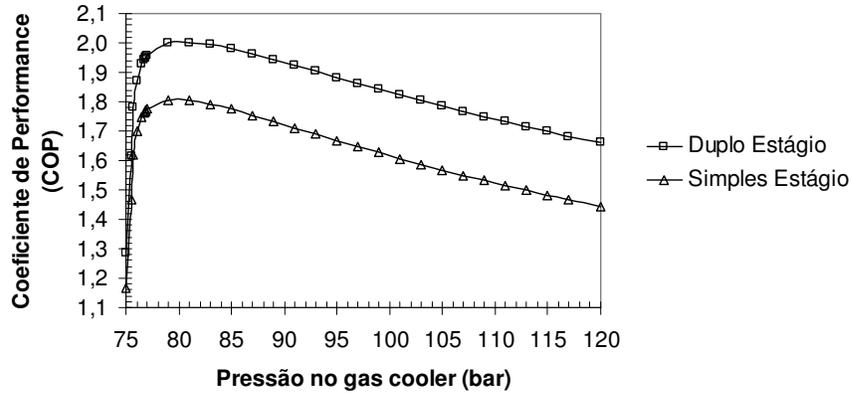


Figura 8. Influência das pressões no gas cooler sobre a performance dos ciclos.

A Fig.(9) apresenta as variações de trabalho consumido pelos compressores de alta e baixa pressão. Pode-se observar que à medida que a pressão intermediária aumenta, o trabalho requerido pelo compressor do primeiro estágio (booster) cresce, sendo necessário menor trabalho de compressão no compressor do segundo estágio. Para o ciclo em análise, existe uma pressão intermediária ótima de cerca de 49 bar, na qual se obtêm o menor trabalho de compressão requerido pelo sistema (total).

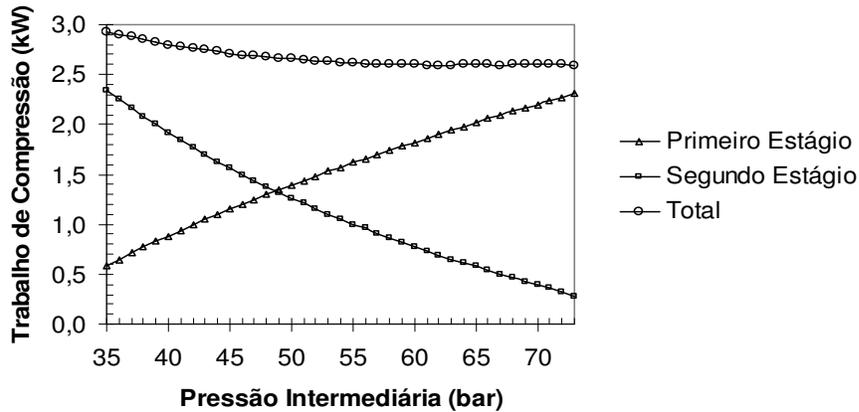


Figura 9. Influência da pressão intermediária sobre o trabalho de compressão nos estágios.

A Fig. (10) mostra o consumo de energia por dia dos dois ciclos transcíticos. Como esperado, o ciclo de duplo estágio apresenta consumo de energia 11% inferior ao ciclo de simples estágio de compressão. Se apresentando como uma alternativa consistente na busca incessante por sistemas de reduzido consumo de energia elétrica. Pode-se observar também que o ciclo de duplo estágio é mais sensível às variações de pressão no *gas cooler* (pressão de alta), com relação ao consumo de energia. Da mesma forma, o consumo de energia na pressão intermediária ótima e do *gas cooler* ótima é inferior às demais condições de pressão, para ambos os ciclos.

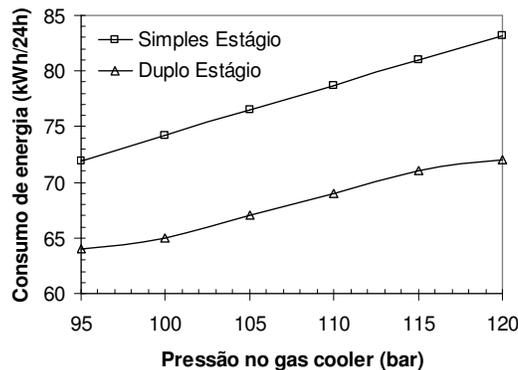


Figura 10. Influência da pressão no gas cooler sobre o consumo de energia dos ciclos.

A Fig. (11) demonstra como a performance do ciclo de duplo estágio de compressão cresce com o aumento da quantidade de inter-resfriamento no intercooler. Novamente observa-se o efeito importante da variação da pressão do *gas cooler* (pressão de alta) sobre a performance. É necessária, portanto, uma avaliação crítica das pressões a serem desenvolvidas no sistema, já que este parâmetro operacional é o de maior influência sobre a performance dos sistemas de refrigeração operando em ciclos transcíticos, seja em duplo estágio de compressão ou em simples estágio.

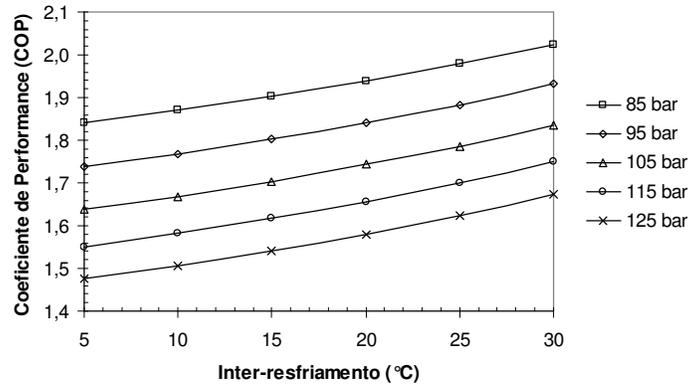


Figura 11. Influência do grau de inter-resfriamento sobre a performance do ciclo de duplo estágio.

## 5. CONCLUSÕES

É fato consumado que o ciclo transcítico teórico operado com R744 envolve a penalização da eficiência energética em comparação com ciclos tradicionais de compressão a vapor. No entanto, as características favoráveis de transferência de calor, perdas de pressão e processo de compressão em um sistema real podem compensar parcialmente esta deficiência termodinâmica intrínseca deste fluido.

A análise desenvolvida neste estudo pôde mostrar que a compressão estagiada com inter-resfriamento através de um fluido secundário externo é a melhor alternativa para aumentar a eficiência energética. Já que a quantidade de calor rejeitada entre os estágios de compressão depende principalmente da pressão intermediária adotada, um valor ótimo deste parâmetro de projeto é necessário. Por esta mesma razão, a utilização de um trocador de calor interno entre a linha de sucção e a linha antes do dispositivo de expansão proporciona grande benefício à eficiência energética em relação ao ciclo de simples estágio de compressão.

Os valores da eficiência isoentrópica dos compressores e da eficiência do *gas cooler* são parâmetros importantes para a obtenção de temperaturas de saída do *gas cooler* mais reduzidas. Analisando-se a Fig.(6), observa-se que o COP varia com a temperatura de descarga do *gas cooler*. Porém, a temperatura ambiente é o fator limitante para a obtenção de temperaturas mais reduzidas. A utilização do processo de inter-resfriamento durante a compressão é um mecanismo de aumento da eficiência energética mais efetivo do que as demais alternativas também aplicadas a esta arquitetura de sistema, como por exemplo, a expansão estagiada (Cecchinato et al., 2009).

Na atualidade, a realidade do aquecimento global requer sistemas de refrigeração que utilizem reduzidas quantidades de energia elétrica e refrigerantes alternativos com baixo GWP. Pôde-se mostrar neste trabalho que reduzidas quantidades de energia elétrica consumida são obtidas mediante a utilização do ciclo transcítico de duplo estágio com inter-resfriamento. De acordo com a Fig. (11), observa-se que a quantidade de inter-resfriamento do R744 têm grande efeito sobre a performance do sistema.

## 6. AGRADECIMENTOS

À Pró-Reitoria de Pesquisa e Inovação do IFRN pela concessão de bolsa e suporte financeiro para desenvolvimento do projeto de pesquisa.

## 7. REFERÊNCIAS

- Agrawal, N., Bhattacharyya, S., 2009, "Exergy assessment of an optimized capillary tube-based transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system", *International Journal of Energy Research*, DOI: 10.1002/er.1536.
- Cecchinato, L., Chiarello, M., Corradi, M., Fornasieri, E., Minetto, S., Stringari, P., Zilio, C., "Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles", *International Journal of Refrigeration* 32 (2009), pp.1058-1067.
- COOLPACK – A Collection of Simulation Tools for Refrigeration. Technical University of Denmark, Department of Mechanical Engineering. 1998-2001.
- Danfoss. 2008. "Transcritical Refrigeration Systems with Carbon Dioxide (CO<sub>2</sub>)", Publicações técnicas.

- Hrnjak, P., 2007, "Research and development for the use of natural refrigerants", Seminário Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado. Plano Nacional de Eliminação de CFC's. MMA. PNUD.
- Kim, M.H., Pettersen, J., Bullard, C.W., 2004, "Fundamental Process and System Design Issues in CO<sub>2</sub> Vapor Compression Systems", **Progress in Energy and Combustion Science** 30, pp.119-174.
- Klein, S.A., Reindl, D.T., Brownell, K., 2000, "Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers", **International Journal of Refrigeration** 23, pp.588-596.
- Klein, S.A., Alvarado, F.L.; EES - Engineering Equation Solver; F-Chart Software, Middleton, WI; 1995.
- Lorentzen, G., 1995, "The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament", **International Journal of Refrigeration** 18, pp.190-197.
- Madsen, K.B., Poulsen, C.S., Wiesenfarth, M., 2005, "Study of capillary tubes in a transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration system", **International Journal of Refrigeration** 28, pp. 1212-1218.
- Pearson, A.B., 2006, "Optimising Industrial CO<sub>2</sub> Systems", Proceedings of the 7<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, Norway.
- Rohrer, C., 2006, "Transcritical CO<sub>2</sub> Bottle Cooler Development", Proceedings of the 7<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, Norway.
- Yang JL, Ma YT, Liu SC. Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander. **Energy** 2007; 32:237-245.
- Özgür, AE. "The performance analysis of a two-stage transcritical CO<sub>2</sub> cooling cycle with various gas cooler pressures". **Int. J. Energy Res.** 2008; 32:1309-1315.
- Chen, Y., Gu, J., "The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers". **International Journal of Refrigeration** 2005; 28:1238-1249.
- Agrawal, N., Bhattacharyya, S., Sarkar, J.; "Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycles". **Journal of Thermal Science** 2007; 46:180-187.
- Fatouh, M., Kafafy, M.E., "Assessment of propane/commercial butane mixtures as possible alternatives to R134a in domestic refrigerators", **Energy Conversion and Management** 47 (2006), pp. 2644-2658.
- Stoecker, W.F; Jabardo, J.M.S; "Refrigeração Industrial". 2ª Edição – São Paulo: Edgard Blucher; 2002. 371 p.

## 8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.



**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*

## **INFLUENCE FACTORS IN PERFORMANCE OF THE TWO-STAGE COMPRESSION TRANSCRITICAL R744 CYCLE**

**Igor Marcel Gomes Almeida, igor.almeida@cefetrn.br<sup>1</sup>**  
**Cleiton Rubens Formiga Barbosa, cleiton@ufrnet.br<sup>2</sup>**  
**Francisco de Assis Oliveira Fontes, franciscofontes@uol.com.br<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Department of Refrigeration and Climatisation – Federal Institute of Education, Science and Technology of Rio Grande do Norte, Rua São Braz, No. 304, Bairro Paraíso, Santa Cruz-RN.

<sup>2</sup>Nucleus of Machines and Thermal Systems (NMST), Federal University of Rio Grande do Norte, Department of Mechanical Engineering, University Campus, S/N, Lagoa Nova, Natal-RN.

**Abstract.** *An theoretical analysis of two-stage transcritical refrigeration cycle operating with R744 (carbon dioxide) of refrigerant is presented in this paper. The effect of the intercooling process in the performance of the two-stage transcritical system is presented for various pressures in gas cooler. The performance comparison of the single stage cycle and two-stage cycle is presented for same operation conditions. The effects of gas cooler pressure, isentropic compressor efficiency, intercooling quantity in two-stages of compression and discharge temperature of the gas cooler on system performance were analyzed. The thermodynamic analysis was developed with utilization of CoolPack software, considering evaporation temperature of  $-10^{\circ}\text{C}$  and refrigeration capacity of 5 kW. The obtained results show that coefficient of performance (COP) for the two-stage cycle is better in relation of single stage cycle. Has observed that the two-stage compression reduces the energy consumption. Generally, the two-stage compression and process of intercooling are considerably on perspective of increase in the COP these systems.*

**Keywords:** *natural refrigerants, carbon dioxide, performance, two-stage compression, transcritical cycle.*