

ANÁLISE TEÓRICA DA APLICAÇÃO DE UM EJETOR EM UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR
COMPRESSÃO DE VAPOR OPERADO COM FLUIDOS SUBCRÍTICOS

Henrique Schardosin Ferreira – henrique.schardosin@hotmail.com

Mario Henrique Macagnan – mhmac@unisinis.br

PPG Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

R2 - Componentes e equipamentos

Resumo. Este estudo apresenta os resultados de uma análise teórica do emprego de um ejedor bifásico na recuperação de parte do trabalho perdido durante o processo de expansão em um ciclo operando com os fluidos subcríticos R-410a e R-134a. Um modelamento termodinâmico do ciclo com ejedor, baseado na análise unidimensional de Kornhauser (1990), foi implementado na plataforma EES (Engineering Equation Solver). Os resultados obtidos para diferentes refrigerantes foram comparados, para fins de comprovação, com aqueles apresentados por Domanski (1995). O modelo foi resolvido para condições de operação que simulam a condição ideal e real para os fluidos R-410a e R-134a, sendo encontrados incrementos no COP na ordem de até 33% para R-410a e de 26,5 % para o R-134a para o caso ideal e de 9,1% para R-410a e 5,7% para o R-134a, para o caso real demonstrando a efetividade do uso do ciclo de ejedor.

Palavras-chave: Refrigeração, Ciclo de ejedor, Desempenho, COP

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração representa hoje um papel fundamental na vida dos seres humanos, seja para conforto térmico ou para a conservação de produtos como alimentos e medicamentos. Desde o advento da revolução industrial, o desenvolvimento dos processos de refrigeração evoluiu de forma significativa. Existem hoje diversos métodos de refrigeração, mas as políticas ambientais da comunidade moderna prezam por processos que mantenham a integridade do meio ambiente através da redução do consumo de energia e a diminuição da emissão de gases de efeito estufa. Diante desta demanda, inúmeras pesquisas estão sendo realizadas para o desenvolvimento de alternativas para maximização da eficiência dos sistemas de refrigeração.

Um dos processos de maior irreversibilidade no ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o processo de expansão isoentálpica, devido à imposição de um estrangulamento no fluxo do refrigerante proveniente do condensador, a fim de reduzir sua pressão até a pressão do evaporador. Diversos estudos foram e estão sendo realizados com o objetivo de reduzir essas perdas através de dispositivos ou máquinas de expansão (expansores) com recuperação do trabalho. Uma revisão bastante abrangente sobre esses dispositivos pode ser encontrada em Liu e Groll (2008).

Uma das formas possíveis de redução das irreversibilidades devido ao estrangulamento é através do uso de um ejedor, que utiliza a energia cinética do vapor de *flash* para aumentar a pressão de sucção na entrada do compressor (Domanski, 1995). O ejedor é, então, um dispositivo de expansão idealmente isoentrópico capaz de recuperar o trabalho que de alguma forma é perdido pelo processo isoentálpico de um dispositivo de expansão convencional.

A explicação básica para esta afirmação é o aproveitamento do efeito de compressão do ejedor para a repressurização do fluido na linha de sucção até uma pressão intermediária, reduzindo a necessidade de trabalho de compressão do compressor. Diante desta oportunidade, muitas pesquisas são desenvolvidas em busca do modelo ideal do ejedor para esta aplicação e para determinar o real incremento no desempenho do ciclo após a aplicação do ejedor como dispositivo de expansão.

O objetivo desse trabalho é analisar um dos modelos disponíveis na literatura e apresentar os parâmetros de desempenho do ciclo com ejedor para alguns fluidos refrigerantes utilizados atualmente.

2. CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR BIFÁSICO

Como apresentado na Fig. 1, o ejedor pode ser dividido em quatro seções: bocal convergente-divergente, câmara de sucção, seção de área constante e o difusor. O princípio básico de operação de um ejedor é a conversão da energia interna e da pressão da corrente de fluxo do fluido motriz em energia cinética. As dimensões das seções do ejedor determinam sua capacidade e eficiência.

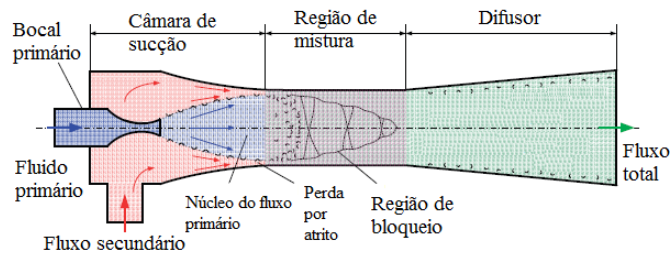


Figura 1. Esquema simplificado de um ejetor
Fonte: Adaptado de Elbel e Hrnjak (2008)

A compressão do fluido no ejetor é possível a partir da energia cinética do fluido primário que sofre expansão adiabática no bocal convergente-divergente. Na saída do bocal primário o fluido alcança a velocidade supersônica, produzindo uma região de baixa pressão na câmara de sucção do fluido secundário. O fluido secundário é então aspirado para a câmara do ejetor. O fluxo primário continua sua expansão em forma de um duto convergente sem se misturar com o fluido secundário. O fluido secundário é arrastado e acelerado pelo fluxo primário devido às tensões de cisalhamento, através da câmara de mistura. Em algum ponto desta câmara de mistura, o fluido secundário atinge a velocidade sônica e bloqueia-se. Essa seção transversal foi definida por Munday e Bagster (1977) como área efetiva. Após o choque, os dois fluxos tornam-se uma unidade. O fluxo segue desacelerando no difusor do ejetor, comprimindo-se até uma pressão intermediária, recuperando parte da energia cinética do escoamento e reduzindo a necessidade de trabalho do compressor.

2.1 Aspecto histórico

A informação que se encontra na literatura aberta é que Gay (1931) foi o primeiro a patentear um ciclo de refrigeração onde o ejetor é aplicado para recuperação de trabalho na expansão. O ciclo proposto por Gay, como apresentado na Fig. 2, é considerado o ciclo padrão de refrigeração com expansão por ejetor e passará a ser chamado de ciclo modelo neste artigo.

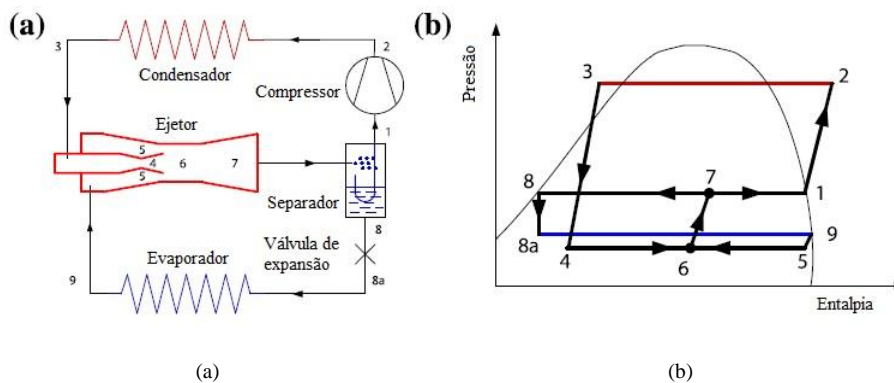


Figura 2. (a) Esquema básico de um ciclo padrão com ejetor e (b) diagrama pressão x entalpia do ciclo proposto por Gay (1931).

Fonte: Adaptado de Lawrence e Elbel (2013).

Há duas vantagens no ciclo de refrigeração proposto por Gay. Primeiro, a capacidade de refrigeração é incrementada uma vez que o processo idealmente isentrópico interno ao ejetor resulta em uma maior diferença de entalpias entre entrada e saída do evaporador quando comparado a um ciclo convencional equipado com válvula de expansão. Segundo, o coeficiente de performance (COP) do ciclo é maximizado devido à redução do trabalho do compressor (Elbel e Hrnjak, 2008). Kornhauser (1990) apresentou um modelo iterativo unidimensional trabalhando com R-12. O autor define eficiências individuais para cada componente do ejetor (bocal primário, bocal secundário e difusor). Essas eficiências são introduzidas no cálculo para representar as perdas do escoamento no ejetor. Kornhauser (1990) introduziu a simplificação de que as perdas causadas pelas tensões cisalhantes oriundas da mistura dos dois fluxos podem ser reduzidas quando os fluxos entram na câmara de sucção em velocidades semelhantes. Muitas das atuais pesquisas ainda seguem esta linha de raciocínio. A aproximação numérica de Kornhauser (1990) foi utilizada por Nehdi et al. (2007) para investigar numericamente o desempenho de um ciclo de compressão de vapor equipado com um ejetor bifásico ao invés de uma válvula de expansão. De todos os fluidos subcríticos investigados no experimento, o R-141b foi o que apresentou maior incremento no COP, de 22%, quando comparado à linha base do ciclo convencional equipado com a válvula de expansão.

Li e Groll (2004) e Li e Groll (2005) apresentaram resultados da simulação de um ciclo transcrito de CO₂ aplicada para a climatização de um ambiente, equipado com um ejetor bifásico. A análise também foi baseada no modelo

numérico de Kornhauser (1990). Os autores relataram incrementos no COP de até 16%. Os ciclos investigados não eram equipados com trocadores de calor intermediário. Posteriormente, Li (2006) fez o relato de um experimento onde concluiu que para temperaturas acima de 49 °C o ejetor é incapaz de incrementar a eficiência do ciclo transcrito de CO₂, principalmente porque para altas temperaturas, a razão de fluxo de massa reduz significativamente.

Lawrence e Elbel (2013) realizaram um estudo experimental de substituição da válvula de expansão por um ejetor bifásico. Neste estudo, os autores propuseram o uso do ciclo COS (*Condenser Outlet Split*) desenvolvido por Oshitani et al. (2005), onde os autores testaram o rendimento do ciclo com os fluidos de trabalho R-134a e R-1234yf. O ciclo COS, como apresentado na Fig. 3, foi proposto por Oshitani et al. (2005) como uma alternativa ao ciclo usualmente utilizado para que fosse possível um melhor controle da estabilidade do ciclo quando utilizasse um fluido refrigerante sub-crítico como fluido de trabalho.

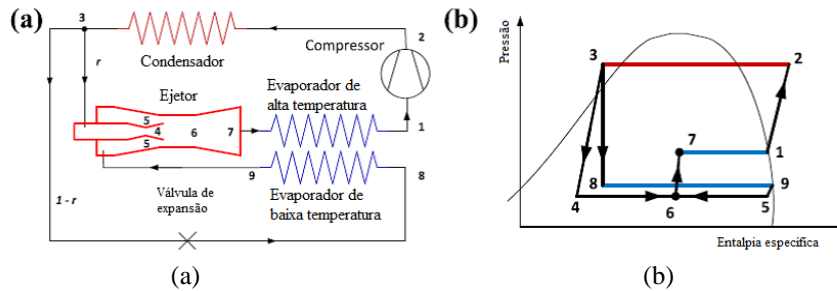


Figura 3. Layout (a) e diagrama pressão versus entalpia (b) do ciclo proposto por Oshitani (2005).

Fonte: Adaptado de Lawrence e Elbel (2013).

No ciclo COS, o líquido saturado que sai do condensador é dividido em dois fluxos: um fluxo é enviado ao bocal primário do ejetor e o outro é enviado à um dispositivo de expansão isoentálpico, alimentando o evaporador de baixa temperatura. No evaporador de baixa temperatura o fluido é expandido e posteriormente aspirado pelo bocal secundário do ejetor. No ejetor os dois fluxos são misturados, recomprimidos e enviados ao evaporador de alta temperatura onde a mistura é vaporizada e aspirada pelo compressor. Os autores justificaram o uso do ciclo COS através da análise do impacto no COP do ciclo, caso o separador líquido/vapor apresente desempenho ineficiente. Na Fig. 4 é apresentado o efeito no COP da ineficiência na separação líquido/vapor para os fluidos R-134a e R-1234yf, onde η_{liquid} e η_{vapor} são as eficiências do separador líquido/vapor.

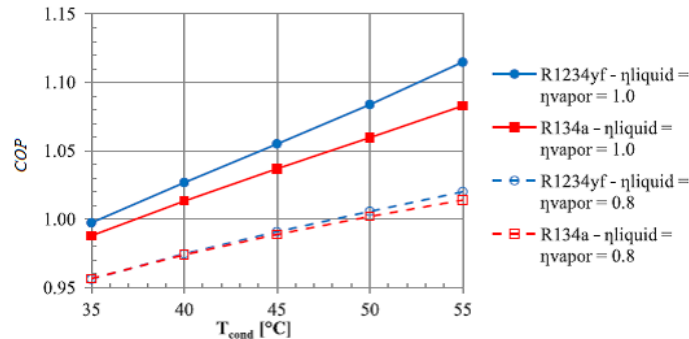


Figura 4. Efeito no COP da ineficiência na separação líquido/vapor para os fluidos R-134a e R-1234yf.

Fonte: Adaptado de Lawrence e Elbel (2013).

Os autores comparam os resultados do experimento aos dados obtidos de um ciclo COS construído com dois dispositivos de expansão e um ciclo de compressão de vapor convencional. Foi relatado que o fluido R-1234yf apresentou uma maior capacidade para incrementar o COP do ciclo quando comparado ao R-134a. Para o ciclo com R-1234yf o ganho foi de 6% e para o R-134a o ganho foi de 5% comparados ao COP do ciclo convencional. Quando comparado ao ciclo COS os fluidos alcançaram desempenho de 12% e 8% para R-1234yf e R-134a, respectivamente.

O processo de expansão isoentálpico é identificado como uma das maiores irreversibilidades do ciclo de CO₂. Devido o ejetor apresentar enorme potencial de melhoria na eficiência dos ciclos, ele é visto como uma solução para o baixo COP encontrado com o uso desse refrigerante.

Lucas e Koehler (2012) apresentaram o estudo do uso do ejetor para expansão em um ciclo de CO₂. Neste estudo foi realizada a variação de diferentes pressões e temperaturas da saída do evaporador para estudar a influência desta flutuação na eficiência, razão de entrada e pressão de descarga do ejetor. O resultado foi um aumento no COP do ciclo de 17% para 22%. Os autores concluíram que a eficiência do ejetor decresce proporcionalmente com a redução da temperatura do fluido na saída do evaporador e com a redução da pressão de evaporação, sendo que para a menor pressão de evaporação testada não foi registrada nenhuma melhoria significativa na eficiência do ciclo.

Liu e Groll (2008) estudaram o ejetor como dispositivo de expansão para o ciclo transcrito de CO₂ e para o R-410a como fluidos de trabalho. O estudo foi realizado em laboratório com um ciclo de CO₂ transcrito equipado com trocadores de micro canais e um compressor semi-hermético de simples estágio. Inicialmente foi estabelecido através de

testes o COP do ciclo operando com uma válvula de expansão convencional sob condições padrão para o ambiente interno refrigerado ($T_{a,i} = 26,7$ °C e $UR = 50\%$) e para o ambiente externo ($T_{a,e} = 35$ °C). O COP_b (coeficiente de performance do ciclo base) para uma pressão de descarga de 121,26 bar foi de 1,105. Após a substituição do dispositivo de expansão, os autores relataram um COP de 1,422 para as mesmas condições de operação. Isto representa um incremento de 23% no COP do sistema. O estudo conclui que o ejetor maximiza o COP e a capacidade de refrigeração do sistema conforme a temperatura do ambiente externo aumenta. O pico do incremento deu-se para a condição de $T_{a,i} = 26,7$ °C e $UR = 50\%$ e $T_{a,e} = 37,8$ °C onde o COP_e foi de 1,639 versus um COP_b de 1,185 e $\dot{Q}_E = 16,08$ kW versus $\dot{Q}_E = 11,42$ kW do ciclo base. Os autores utilizaram os resultados da pesquisa para estabelecer relações empíricas para previsão do desempenho de ejetores. Com o uso dessas correlações, foi feito um estudo teórico de um ejetor para aplicação em um ciclo operando com R-410a como refrigerante. Para condições padrão de operação ($T_{a,i} = 26,7$ °C, $UR = 50\%$ e $T_{a,e} = 35$ °C) o COP e a capacidade de refrigeração calculados foram de 4,786 e 23,22 kW, respectivamente. Estes resultados representam um acréscimo de 11,1% no COP e de 19,8% na capacidade de refrigeração, comparados ao ciclo de refrigeração convencional.

2.2 Modelamento de ejetor

Neste trabalho foi utilizado o modelo de ciclo de ejetor desenvolvido por Kornhauser (1990), cujas equações básicas são descritas a seguir, conforme as subdivisões do ejetor. Assim como os demais modelos disponíveis na literatura, o modelo de Kornhauser está baseado nas equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento para um processo de mistura.

Para a solução desse conjunto de equações foi desenvolvido um programa na plataforma do software EES - *Engineering Equation Solver* (Klein e Alvarado, 2014), principalmente por sua facilidade na obtenção das propriedades termodinâmicas de diferentes refrigerantes.

De acordo com Kornhauser (1990) e Domanski (1995), para uma dada condição de operação e eficiências dos bocais e do difusor, existe uma pressão ótima da mistura, P_6 , abaixo da pressão de sucção, que otimiza o COP do ciclo de ejetor. Dessa forma, P_6 é um dado de entrada do modelo, otimizado anteriormente. Esse modelo também necessita como dados de entrada a pressão e a entalpia específica na entrada no bocal primário, P_3 e h_3 , a pressão e a entalpia específica na entrada da sucção do ejetor, P_9 e h_9 e a razão entre a taxa de massa no bocal primário e a taxa de massa total, r , definida pela Eq. 1:

$$r = \frac{\dot{m}_{mm}}{\dot{m}_{mm} + \dot{m}_{ms}} \quad (1)$$

onde \dot{m}_{mm} é a taxa de massa no bocal primário e \dot{m}_{ms} é a taxa de massa na sucção do ejetor, definida a partir da capacidade e da variação de entalpia do evaporador.

O modelo do ejetor também necessita as estimativas das eficiências do bocal primário, de sucção e do difusor, η_{mm} , η_{ms} e η_d , respectivamente. Os sub-índices utilizados para a especificação das propriedades termodinâmicas (entalpia específica, h , e entropia, s) na entrada e saída de cada dispositivo, obtidos a partir dos balanços de massa, energia e momento, representam os estados definidos na Fig. 2(b). Além disso, u , representa a velocidade do fluido e x o seu título. O modelo é obtido a partir da aplicação das equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento para cada volume de controle, conforme a subdivisão do ejetor, segundo as hipóteses simplificativas adotadas por Kornhauser (1990) e descritas no final da seção.

Bocal primário

A entalpia do fluido motriz na saída do bocal primário na condição isoentrópica fica em função da entropia do fluido na entrada do bocal primário (s_3) e da pressão da região de mistura (P_6):

A entalpia específica do fluido motriz na saída do bocal primário é determinada através de sua eficiência, η_{mm} , conforme a Eq. 2:

$$h_4 = h_3 + \eta_{mm}(h_{4,is} - h_3) \quad (2)$$

onde $h_{4,is}$ é a entalpia de um processo de expansão isoentrópico, dada pela Eq. 3:

$$h_{4,is} = f(P_6, s_3) \quad (3)$$

A velocidade do fluido motriz na saída do bocal primário é dada pela Eq. 4.

$$u_4 = \sqrt{2(h_3 - h_4)} \quad (4)$$

Bocal secundário ou de sucção

Do mesmo modo que para o bocal primário, são obtidas as equações para o bocal secundário, conforme as Eq. 5, 6 e 7, onde η_{ms} é a eficiência do bocal de sucção.

$$h_{5,is} = f(P_6, s_9) \quad (5)$$

$$h_5 = h_9 + \eta_{ms}(h_{5,is} - h_9) \quad (6)$$

$$u_5 = \sqrt{2(h_9 - h_5)} \quad (7)$$

Câmara ou seção de mistura

A entalpia do fluido na região de mistura é determinada pela Eq. 8, onde r é a razão entre a vazão mássica do bocal primário e a vazão mássica total do ejetor, dada pela Eq. 1.

$$h_6 = rh_4 + (1-r)h_5 \quad (8)$$

A velocidade da mistura dos dois fluidos é determinada pela Eq. 9:

$$u_6 = ru_4 + (1-r)u_5 \quad (9)$$

Difusor

Na saída do difusor, a entalpia específica do refrigerante, considerando um processo isoentrópico, é definida pela Eq.10:

$$h_{7,is} = h_6 + \frac{1}{2}u_6^2 \quad (10)$$

A pressão do fluido na saída do difusor é dada em função da entalpia do refrigerante, considerando um processo isoentrópico e a entropia na região de mistura, conforme Eq. 11:

$$P_7 = f(h_{7,is}, s_6) \quad (11)$$

A entalpia do fluido na saída do ejetor é determinada pela Eq.12.

$$h_7 = h_6 + \frac{1}{2}\eta_d u_6^2 \quad (12)$$

Para uma condição de operação em regime permanente do ciclo com ejetor, o título na saída do ejetor necessita ser igual ao valor de r , como mostrado na Eq. 13. Essa condição estabelece também o procedimento iterativo de cálculo utilizado.

$$r = x_7 = f(P_7, h_7) \quad (13)$$

A capacidade do evaporador, para condições de operação em regime permanente, é determinada através da Eq. 14:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{ms}(h_9 - h_{8a}) \quad (14)$$

A potencia do compressor é calculada, tanto para o ciclo de ejetor como para o ciclo padrão, através da Eq. 15:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}_{cp}(h_2 - h_1) \quad (15)$$

onde \dot{m}_{cp} é a taxa de massa no compressor que, para o ciclo de ejetor, é igual a \dot{m}_{mm} e h_2 é a entalpia na descarga do compressor, considerando sua eficiência, como definido pela Eq. 16.

$$\eta_{cp} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (16)$$

O COP do ciclo equipado com o ejetor foi determinado pela Eq. 17:

$$COP_E = \frac{(1-r)(h_9 - h_{8a})}{r(h_2 - h_1)} \quad (17)$$

O cálculo do ciclo padrão foi realizado utilizando-se o balanço de energia para cada componente, com as considerações triviais. Para fins de comparação do incremento do desempenho do ciclo de ejetor sobre o ciclo padrão, foram utilizados o COP do ciclo padrão, COP_S , definido pela Eq. 18 e o COP do ciclo de Carnot, COP_C , conforme a Eq. 19:

$$COP_S = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}} \quad (18)$$

onde \dot{Q}_E é a capacidade de refrigeração e \dot{W} a potência do compressor.

$$COP_C = \frac{(T_9 + 273,15)}{(T_3 + 273,15) - (T_9 + 273,15)} \quad (19)$$

A comparação quantitativa entre o desempenho do ciclo de ejetor e o ciclo padrão operando nas mesmas condições de temperaturas foi feita utilizando-se a razão entre o COP do ciclo de ejetor e o COP do ciclo padrão, R_z , é definida pela Eq. 20:

$$R_z = \frac{COP_E}{COP_S} \quad (20)$$

Para fins de comparação dos resultados obtidos com alguns dados da literatura, também foi utilizada a razão entre o COP do ciclo de ejetor e o COP do ciclo de Carnot, R_{z_c} , definida pela Eq. 21:

$$R_{z_c} = \frac{COP_E}{COP_C} \quad (21)$$

Para a solução do modelo foram utilizadas algumas hipóteses simplificadoras, tais como:

- A perda de carga nos trocadores e tubulação é desprezada;
- As perdas por transferência de calor na tubulação são desprezadas;
- O ciclo é equipado com um separador de líquido/vapor e o rendimento deste componente é unitário;
- As perdas por atrito do escoamento no ejetor são corrigidas através dos coeficientes de rendimento de cada volume de controle do ejetor;
- O escoamento no interior do ejetor é unidimensional e ocorre em regime permanente;
- O processo é adiabático;
- O processo de mistura dos fluidos acontece à pressão constante (Munday e Bagster, 1977).

3. RESULTADOS DO MODELO TERMODINÂMICO

Para validar as rotinas computacionais desenvolvidas, foram utilizados os resultados publicados por Domanski (1995), onde foram analisados os refrigerantes R-717, R-32, R-22, R-13, R-290, R-12, R-134a, R-11, R-600a, R-141b, R-123 e R-113a operando em um ciclo de ejetor, aplicando o modelo de ejetor proposto por Kornhauser (1990). Nesse trabalho, Domanski utiliza o conceito de temperatura reduzida, tanto para o condensador quanto para o evaporador, definidas pelas Eq. 22 e 23, respectivamente.

$$T_{c,r} = \frac{T_c + 273,15}{T_{cr}} \quad (22)$$

$$T_{e,r} = \frac{T_e + 273,15}{T_{er}} \quad (23)$$

onde T_c e T_e são as temperaturas de saturação no condensador e evaporador, respectivamente e T_{cr} é a temperatura crítica do fluido refrigerante.

Desta forma, todos os refrigerantes são analisados nas mesmas temperaturas reduzidas o que garante que todos eles operem na sua melhor faixa de aplicação, mesmo que isso implique que as temperaturas absolutas de saturação e a diferença de temperatura entre condensador e evaporador sejam diferentes. Os valores de temperaturas reduzidas utilizados por Domanski (1995) foram de $T_{c,r} = 0,82$ e $T_{e,r} = 0,65$. As temperaturas de saturação resultantes, para cada refrigerante analisado, são mostradas na Tab. 1. Nessa tabela, T_3 representa a temperatura de condensação e T_9 a temperatura de evaporação.

Tabela 1. Dados de entrada dos sistemas

Fluido	R-717	R-32	R-22	R-13	R-290	R-12	R-134a	R-11	R-600a	R-141b	R-123	R-113
$T_3, ^\circ\text{C}$	59,3	15	29,7	-25,5	30,1	42,5	33,8	113,2	61,3	118,3	101,6	126,6
$T_9, ^\circ\text{C}$	-9,6	-44,8	-33,1	-76,8	-32,8	-22,9	-29,9	33,1	-8,1	37,1	23,9	43,7

A pressão na região de mistura, P_6 , foi mantida igual para todos os refrigerantes, correspondendo a uma temperatura de saturação T_6 abaixo da temperatura de evaporação, T_9 . Nas simulações realizadas, verificou-se que a temperatura ótima para a maioria dos refrigerantes encontra-se entre 5 e 10 K abaixo da temperatura de saturação do evaporador, T_9 , que produz o COP máximo, com diferenças entre eles na segunda casa decimal. Nos estudos realizados por Lawrence (2012), a temperatura da região de mistura foi considerada também constante, correspondente a 5 K abaixo da T_9 , condição usada nesse trabalho.

O método de solução utilizado realiza um processo iterativo, variando o valor do r inicial em incrementos de 0,001. O novo valor de r corresponde ao título da mistura na saída do difusor, x_7 . O cálculo prossegue até que a diferença absoluta entre os valores de r , anterior e atual, seja menor que 0,005. Essa forma de cálculo permitiu obter uma convergência no EES para qualquer fluido e temperaturas de saturação.

Os resultados dos cálculos, para os refrigerantes listados anteriormente, considerando uma eficiência unitária dos componentes do ejetor e do compressor e considerando superaquecimento e subresfriamento iguais a zero, são apresentados na Tab. 2, em termos do COP do ciclo de ejetor.

Tabela 2. Resultados do modelo termodinâmico

Fluido	R-717	R-32	R-22	R-13	R-290	R-12	R-134a	R-11	R-600a	R-141b	R-123	R-113
COP_E	3,49	3,56	3,70	3,73	3,74	3,74	3,74	3,71	3,66	3,65	3,64	3,56

Esses resultados estão em concordância com os apresentados por Domanski (1995). Além disso, pode ser observado que a melhora do COP varia em função de cada refrigerante. O COP do ciclo de ejetor, COP_E , é fortemente dependente das eficiências dos componentes do ejetor. Esta afirmação pode ser comprovada com a análise da Fig. 5 onde estão representados os valores da razão entre os coeficientes de desempenho (R_{z_c}) para uma variação das eficiências dos componentes do ejetor entre 0 e 1.

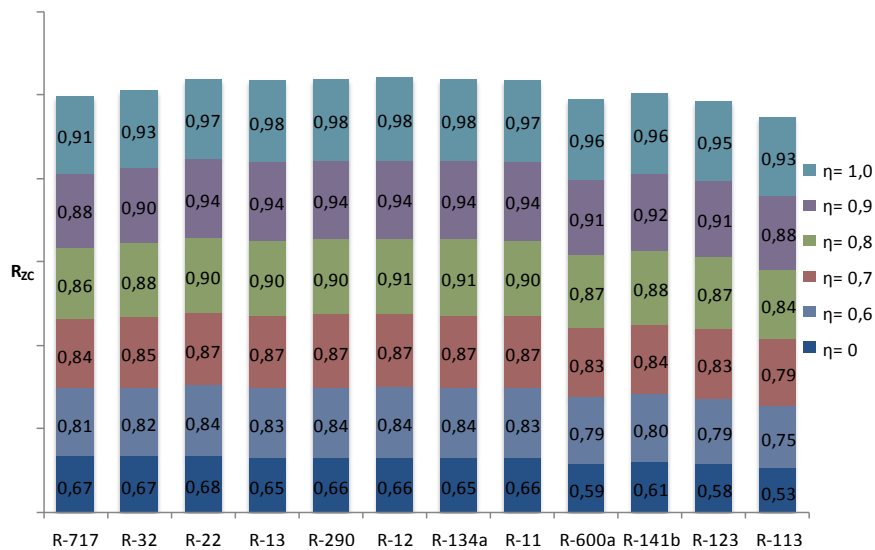


Figura 5. Efeito da eficiência dos componentes do ejetor em na relação entre o COP do ciclo de ejetor e do ciclo de Carnot, R_{z_c} .

Quando as eficiências dos componentes do ejetor são iguais à zero, o ciclo de ejetor se reduz ao ciclo padrão de refrigeração. A variação do desempenho do ciclo de ejetor mostra-se mais sensível à medida que as eficiências dos componentes do ejetor aumentam, fato também comentado por Kornhauser (1990). De acordo com diversos autores, as eficiências dos componentes ficam na ordem de 0,7 a 0,8, sendo bastante improvável que atinjam valores superiores a essa faixa.

3.1 Ciclo de expansão de ejetor operando com R-410a e R-134a

O objetivo deste estudo é apresentar a análise do impacto no coeficiente de performance do ciclo de ejetor, COP_E , operando com dois refrigerantes sub-críticos, R-410a e R-134a. Na Tab. 3 são apresentados os parâmetros utilizados no ciclo termodinâmico modelo. Dois diferentes casos foram testados. No primeiro, os valores das eficiências dos componentes do ejetor são considerados unitários e o estado do refrigerante na saída dos trocadores, condensador e evaporador, como líquido e vapor saturado, respectivamente (caso ideal). No segundo, são introduzidas eficiências dentro dos valores estimados em ciclos reais, além de considerar o superaquecimento na saída do evaporador e o subresfriamento na saída do condensador. O COP_E resultante do modelo é comparado ao COP_S de um ciclo ideal operando nas mesmas condições.

Tabela 3. Parâmetros de operação dos ciclos de ejetor.

Variável	Caso ideal	Caso real
T_e [°C]	5	5
T_c [°C]	45	45
Capacidade de refrigeração, \dot{Q}_E [kW]	5	5
Superaquecimento [°C]	0	5
Subresfriamento [°C]	0	3
η_{mm}	1	0,8
η_{ms}	1	0,8
η_d	1	0,75
η_{cp}	1	0,75

As eficiências adotadas para o caso real são recomendadas por Lawrence e Elbel (2013) e são resultados de análises numéricas de escoamento em ejetores modelos. Na Tab. 4 são apresentados os resultados das simulações para o refrigerante R-410a.

Tabela 4. Resultados da simulação para R410a

Variável	Caso ideal	Caso real
COP_E	6,735	4,304
COP_S	5,068	3,945
Incremento	33%	9,1%
x_7	0,5814	0,5846
\dot{m}_{mm} [kgs ⁻¹]	0,03293	0,03184
\dot{m}_{ms} [kgs ⁻¹]	0,02454	0,02353
\dot{m}_{total} [kgs ⁻¹]	0,05747	0,05537
\dot{m}_{cp} [kgs ⁻¹]	0,03293	0,03184

Os resultados mostram que mesmo para um ciclo que simula as condições reais, a aplicação do ejetor como dispositivo de expansão é capaz de incrementar o COP do ciclo em até 9,1%. Também é possível observar que o título na saída do ejetor se mantém em patamares similares.

Tabela 5. Resultados da simulação para R134a

Variável	Caso ideal	Caso real
COP_E	6,999	4,539
COP_S	5,525	4,295
Incremento	26,7%	5,7%
x_7	0,5736	0,5789
\dot{m}_{mm} [kgs ⁻¹]	0,03468	0,0343
\dot{m}_{ms} [kgs ⁻¹]	0,02681	0,02588
\dot{m}_{total} [kgs ⁻¹]	0,06149	0,06018
\dot{m}_{cp} [kgs ⁻¹]	0,03468	0,0343

Na comparação entre o incremento da condição ideal versus real, fica evidenciada a forte dependência do ciclo com relação à eficiência dos componentes do ejetor. Na Tab. 5 são apresentados os resultados das simulações para o refrigerante R-134a, utilizando os mesmos parâmetros de entrada do caso analisado anteriormente. Para o refrigerante R-134a o comportamento é similar ao do R-410a apresentando, no entanto, incrementos menores do ganho do ciclo de ejetor em relação ao ciclo padrão. Para o caso real, houve um incremento de até 5,7% no COP_E quando comparado ao COP_S .

Na Fig. 6 pode-se analisar o efeito da temperatura de condensação (T_3) no COP_E para uma condição de ciclo ideal.

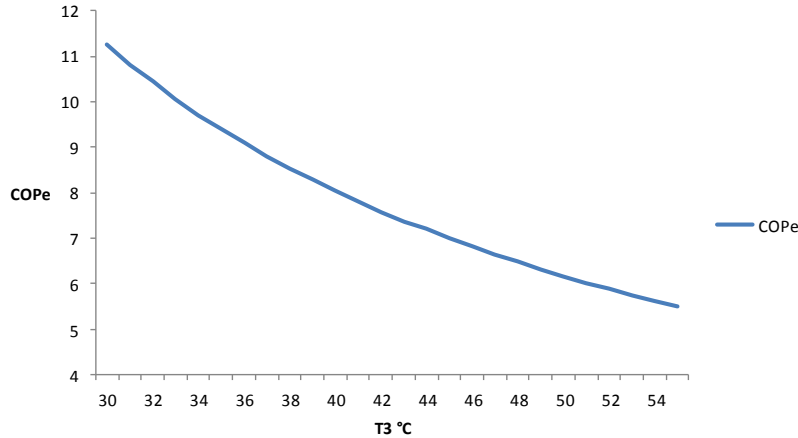


Figura 6. Efeito no COP do ciclo de ejetor na condição de ciclo ideal para temperaturas de condensação variando entre 30 °C a 55 °C.

Conforme observado na Fig. 6 o COP_E sofre um decréscimo mais abrupto no intervalo de 30 °C a 45 °C tendendo a uma redução mais branda após este intervalo. Na Fig. 7 está representado o comportamento das vazões mássicas do fluido no bocal primário e secundário do ejetor em função da temperatura de condensação (T_3).

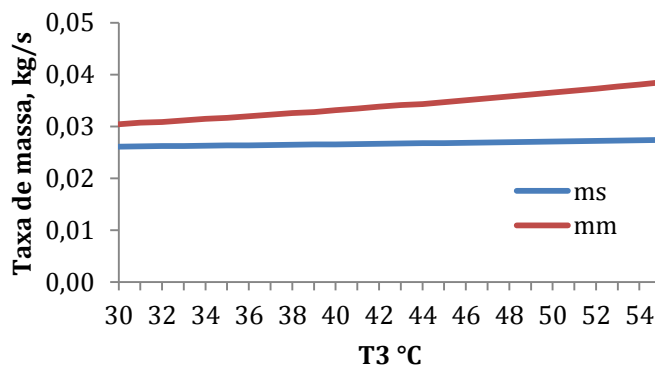


Figura 7. Comportamento da vazão mássica do fluido primário e secundário no ejetor em condição de ciclo ideal para uma temperatura de condensação variando de 30 °C a 55 °C.

A existência de um acumulador de sucção no ciclo de ejetor é a justificativa para a linearidade na vazão mássica do fluido secundário mesmo com o incremento da temperatura de condensação. A vazão mássica do fluido primário, por sua vez, sofre um aumento devido ao incremento na pressão de entrada do fluido no bocal primário do ejetor.

4 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentada uma revisão básica do uso de ejetores bifásicos em refrigeração com ênfase na recuperação das perdas durante o processo de expansão. Foram resumidas as pesquisas de maior relevância e apresentados os resultados obtidos em alguns estudos práticos e teóricos, evidenciando a oportunidade de ganho energético com a aplicação do ejetor no ciclo de compressão de vapor.

Foi estabelecido um modelo de simulação de ciclo de ejetor para fluidos subcríticos. O modelo foi fundamentado na análise unidimensional proposta por Kornhauser (1990) e para a solução do modelo foram desenvolvidos programas computacionais no software EES - Engineering Equation Solver onde as rotinas de cálculos foram construídas para solução numérica iterativa visando a determinação do ponto ótimo de operação do ciclo. Para comprovação do modelo e dos programas, o sistema foi simulado para com alguns dos fluidos estudados por Domanski (1995) e os resultados con-

frontados. O modelo apresentou aderência adequada aos resultados apresentados, sendo assim considerado confiável na aplicação para predição de desempenho de ciclos com ejetor.

O modelamento do ejetor foi resolvido para dois refrigerantes subcríticos, de aplicação em larga escala na indústria de refrigeração nos últimos anos. Os fluidos selecionados foram R-410a e R-134a. Com os resultados da simulação ficou evidenciada a existência de uma grande possibilidade de melhoria no ciclo de refrigeração por compressão de vapor onde, com o emprego do ejetor, alcançaram-se incrementos de até 9,1% e 5,7% para os fluidos R-410a e R-134a respectivamente, em uma simulação de um ciclo em condições próximas da condição real.

5 REFERÊNCIAS

- Domanski, P.A., 1995, Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer and ejector, NISTIR-5606, National Institute of Standards and Technology, USA, p. 1-31.
- Elbel, S. and Hrnjak, P., 2008, Ejector refrigeration: an overview of historical and present developments with an emphasis on air-conditioning applications, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, Paper 884, pp. 1-8.
- Gay, N.H., 1931, Refrigerating system, US Patent n.1.836.318.
- Kornhauser A.A., 1990, The use of an ejector as a refrigerant expander, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, Paper 82, pp. 10-19.
- Klein, S.A. and Alvarado, F.L., 2014, EES - Engineering Equation Solver, Middleton, WI: F-Chart Software.
- Lawrence, N. and Elbel, S., 2013, Theoretical and practical comparison of two-phase ejector refrigeration cycles including First and Second Law analysis, International Journal of Refrigeration, vol. 36, pp. 1220-1232.
- Lawrence, N. and Elbel, S., 2013, Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf, International Journal of Refrigeration, vol. 38, pp.310-322.
- Lawrence, D., 2012, Analytical and experimental investigation of two-phase ejector cycles using low-pressure refrigerants. Master of Science Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, USA.
- Li, D., Groll, E.A., 2004, Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device, 10th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, Paper R153, West Lafayette, IN, USA.
- Li, D., Groll, E.A., 2005, Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device, International Journal of Refrigeration, vol. 28, pp.766-773.
- Li, D., 2006, Investigation of an ejector-expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle for military ECU applications. Ph.D. Thesis, Purdue University, USA.
- Liu, F. and Groll, E. A., 2008, Recovery of throttling losses by a two-phase ejector in a vapor compression cycle. ARTI Report 10110-01, Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute, USA.
- Lucas, C. and Koehler, J., 2012, Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector. International Journal of Refrigeration, vol. 35, pp. 1595-1603.
- Munday, J.T. and Bagster, D.F., 1977, A new ejector theory applied to steam jet refrigeration, Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, vol. 16, n. 4, p. 442-449.
- Nehdi E., Kairouani L. and Bouzaina M., 2007, Performance analysis of the vapor compression cycle using ejector as an expander, International Journal of Energy Research, vol. 31, pp. 364-375.
- Oshitani, H., Yamanaka, Y., Takeuchi, H., Kusano, K., Ikegami, M., Takano, Y., Ishizaka, N. and Sugiura, T., 2005, Vapor compression cycle having ejector, U.S. Patent Application Publication, US 2005/0268644 A1.

THEORETICAL ANALYSIS ON THE USE OF AN EJECTOR IN VAPOR COMPRESSION REFRIGERATING USING SUBCRITICAL REFRIGERANTS

Abstract. *This paper presents the results of a theoretical investigation of the use of a two-phase ejector for partial work recovery of the expansion process in a refrigeration cycle operating with subcritical refrigerant R-410a and R-134a. A thermodynamic modeling of the ejector cycle, based on one-dimensional analysis presented by Kornhauser (1990) is presented and solved for proof of its effectiveness by comparing with the results reported by Domanski (1995). The model was solved for ideal operating conditions and for a realistic case using the refrigerants R-410a and R-134a. The results shown increases in COP in the order of up to 33% for R-410a and 26.5% for R-134a in the ideal case and 9% for R-410a and 5.7% for R-134a in the realistic case.*

Key words: *Refrigeration, Ejector cycle, Performance, COP*