

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21 - 25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ANÁLISE EXERGÉTICA COMPARATIVA ENTRE DUAS UNIDADES DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR DE UM SHOPPING CENTER LOCALIZADO EM TERESINA-PI

Antonio Michael de Cerqueira Cavalcante, michaelccavalcante@hotmail.com¹
Hugo Lima Moreira, hugolima@ufpi.edu.br¹

¹Universidade Federal do Piauí, UFPI Campus Universitário Ministro Petrônio Portella - Bairro Ininga - Teresina - PI,

Resumo: No presente trabalho é feita uma análise comparativa, sob o ponto de vista energético e exergético, entre duas unidades de refrigeração por compressão de vapor de um shopping em Teresina-PI. A análise comparativa foi realizada entre um Chiller York modelo YSEAEAS4-CPC e um Chiller York modelo YKECERQ7-EPG, cujas capacidades frigoríficas são de 500 TR (toneladas de refrigeração). O sistema de equações resultantes da modelagem termodinâmica foi resolvido através de um código computacional desenvolvido em plataforma EES (Engineering Equation Solver). Os resultados obtidos são avaliados por meio de tabelas e gráficos gerados pelo software EES. Nas análises energética e exergética foram avaliadas as influências da temperatura de condensação do fluido no interior do condensador sobre parâmetros de desempenho do ciclo de compressão como: coeficiente de desempenho (COP), consumo de energia, destruição de exergia no ciclo, entrada de potência no ciclo e eficiência de Segunda Lei da Termodinâmica. Os resultados mostraram que o Chiller York modelo YKECERQ7-EPG apresentou o melhor desempenho energético e exergético com eficiência exergética do ciclo 6,5% superior ao outro equipamento. As maiores destruições de exergia foram observadas nos evaporadores.

Palavras-chave: refrigeração por compressão de vapor, COP, destruição de exergia, eficiência de Segunda Lei da Termodinâmica

1. INTRODUÇÃO

A exploração de fontes energéticas é objeto frequente de discussões sobre as alterações climáticas globais que são influenciadas pela atividade humana (Brandão, 2015). De forma a reduzir os danos ao planeta, demanda-se definir a utilidade e a pertinência de fontes distintas de energia. Segundo Moreira (2004), análises teóricas de processos e de sistemas térmicos tem sido historicamente realizadas com base nas aplicações das leis de conservação de massa, quantidade de movimento e de energia.

A Primeira Lei da Termodinâmica não é suficiente para a análise de um sistema térmico uma vez que considera apenas a quantidade de energia utilizada. Uma análise mais profunda pode ser obtida com a contribuição da Segunda Lei da Termodinâmica em conjunção com a análise exergética, que, segundo Moreira (2004, *apud* Tsatsaronis, 1993), permitiria uma medida mais precisa para a avaliação da magnitude da energia perdida em relação à energia total fornecida sob a forma de insumo energético.

Nesse contexto, o presente trabalho tem como objetivo principal desenvolver uma análise, sob os pontos de vista energético e exergético, do ciclo de refrigeração por compressão de vapor entre duas unidades de refrigeração por compressão de vapor, *chillers* de compressão, do sistema de climatização de um *shopping center* localizado na cidade de Teresina-PI. Considerando que um *shopping center* deve manter um elevado conforto térmico para o público ocupante, um estudo do sistema de refrigeração para mensurar a eficiência do mesmo diagnosticando perdas energéticas e exergéticas, que poderiam ser evitadas através da otimização de alguns componentes do sistema, é de importância significativa. A otimização de sistemas energéticos ocupa um importante espaço no campo da análise de sistemas térmicos (Ferreira, 2003).

A análise através da Segunda Lei da Termodinâmica tem sido a principal aliada na busca do aperfeiçoamento de ciclos termodinâmicos em um sistema energético. Esse tipo de análise considera a degradação da energia, a geração de

entropia e, consequentemente, as perdas de oportunidade da realização de trabalho, identificando os pontos críticos que requerem os esforços principais no sentido de aprimorar a performance de sistemas (Almeida *et al* 2009).

Os dois *chillers* analisados, *Chillers* York modelos YSEAEAS4-CPC e YKECERQ7-EPG, tiveram seus desempenhos comparados, tanto do ponto de vista energético quanto exergético, através de simulação computacional realizada com o auxílio do *software* EES (*Engineering Equation Solver*) na aplicação do modelo termodinâmico desenvolvido nas análises energética e exergética. Procurou-se verificar a influência da temperatura de condensação do fluido refrigerante sobre parâmetros de desempenho do ciclo de compressão como: coeficiente de desempenho (COP), consumo de energia, destruição de exergia no ciclo, entrada de potência no ciclo, eficiência de Segunda Lei da Termodinâmica.

2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

O sistema de refrigeração do *shopping* em questão é utilizado para manter a climatização do ambiente interno do mesmo. Esse sistema subdivide-se em duas Centrais de Água Gelada (CAG) e é composto por oito *chillers* de compressão, sendo seis com capacidade de refrigeração de 500 TR e dois com capacidade de 750 TR totalizando 4500 TR. Dentre os quais temos o *Chiller* York modelo YSEAEAS4-CPC que utiliza: fluido refrigerante R22, compressor parafuso, condensação a água, condensador com 221 tubos divididos em 2 passes, e evaporador com 182 tubos divididos em 3 passes. E, ainda, o *Chiller* York modelo YKECERQ7-EPG que utiliza: refrigerante R134a, compressor centrífugo, condensação a água, condensador com 260 tubos divididos em 2 passes, e evaporador com 321 tubos divididos em 2 passes.

Também estão inclusos nesse sistema: nove torres de resfriamento, com suas respectivas bombas de condensação; um conjunto de *fan-coils* (ventilador-serpentina), responsáveis pela circulação de ar frio no ambiente; um conjunto bombas primárias que bombeiam água para os evaporadores dos *chillers*; e ainda, um conjunto de bombas secundárias que bombeiam água resfriada para os *fan-coils*, onde haverá trocas de calor com o ar que, em seguida, será insuflado no ambiente interno do *shopping*.

O *chiller* de compressão tem como objetivo remover o calor da água, diminuindo assim a sua temperatura. Isto ocorre por meio de um sistema de refrigeração simples, o qual opera da seguinte maneira: o compressor aumenta a pressão do fluido refrigerante necessária para que possa ser condensado; no condensador, o refrigerante superaquecido rejeita calor para a água de resfriamento, esta rejeita calor para o ambiente externo através das torres de resfriamento; o refrigerante condensado é dirigido para uma válvula de expansão, onde se transforma em líquido sub-resfriado; e, em seguida, é encaminhado ao evaporador, onde é removido calor da água resfriada possibilitando a remoção do calor do ambiente interno do shopping através de um sistema de *fancoils* (ventiladores-serpentinhas).

A Fig.1 a seguir mostra uma representação esquemática simplificada do sistema de refrigeração do *shopping center* destacando o volume de controle de um *chiller* de compressão utilizado para resfriar água.

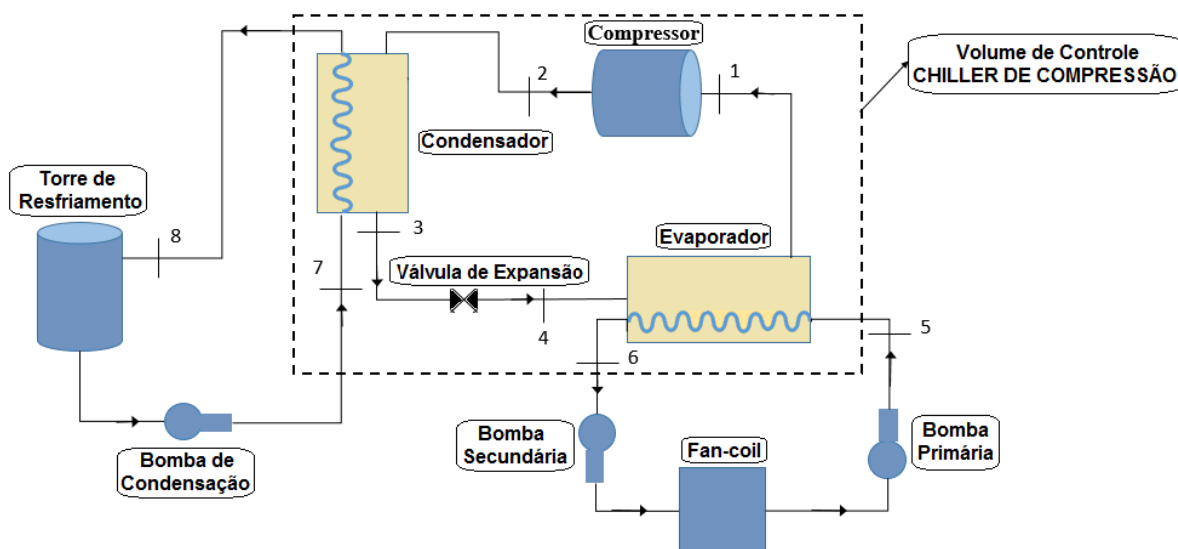


Figura 1. Representação simplificada do sistema de refrigeração por compressão de vapor do shopping.

Os processos envolvidos no sistema de refrigeração por compressão de vapor, representado anteriormente na Fig.1, podem ser definidos como:

- Processo 1→2: Ocorre no compressor, compressão isentrópica, em que o vapor saturado (estado 1) que sai do evaporador passa a ser comprimido aumentando a pressão e sai do mesmo sob a forma de vapor superaquecido (estado 2). Esse processo requer uma entrada de potência mecânica no ciclo de refrigeração;
- Processo 2→3: Ocorre no condensador, onde o vapor superaquecido (estado 2) que sai do compressor é resfriado à pressão constante, rejeitando calor para o meio. O refrigerante sai como líquido saturado (estado 3);

- Processo 3→4: Ocorre na válvula de expansão, onde o líquido saturado (estado 3) que sai do condensador sofre expansão irreversível, processo isoentálpico, saindo sob a forma de vapor úmido (estado 4);
- Processo 4→1: Ocorre no evaporador, sendo um processo de remoção de calor do meio a ser resfriado à pressão constante, consequentemente a temperatura constante, desde vapor úmido (estado 4) até atingir o estado de vapor saturado (estado 1).

3. ANÁLISES TERMODINÂMICAS

3.1. Análise Energética

A análise energética quantifica os fluxos de calor e de massa, a potência consumida pelo ciclo de refrigeração, as eficiências energéticas para os componentes e o coeficiente de desempenho (COP) do ciclo. O modelo matemático utilizado nesta análise é baseado nos princípios de conservação da massa e da energia para um volume de controle em regime permanente, conforme mostra a Eq. (1) e a Eq. (2), respectivamente:

$$\sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s = 0 \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) = 0 \quad (2)$$

onde, $\dot{Q}_{vc}$ é a taxa de calor através do volume de controle; $\dot{m}$ é a vazão mássica do fluido de trabalho; h é a entalpia específica; v é a velocidade; g é aceleração da gravidade; z é altura e $\dot{W}_{vc}$ é a taxa de trabalho no volume de controle (Moran *et al*, 2014).

Algumas hipóteses foram consideradas para a realização desta análise:

1. Existem condições de operação estáveis;
2. As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
3. O compressor opera adiabaticamente e com eficiência isentrópica 85 %;
4. Escoamento isoentálpico através da válvula de expansão;
5. As perdas de calor para o meio são desprezíveis (componentes isolados termicamente).

3.1.1. Evaporador

Aplicando a conservação da energia e as hipóteses simplificadoras descritas anteriormente, é possível a determinação taxa da remoção de calor da água resfriada ($\dot{Q}_L$) como mostra a Eq. (3).

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_f (h_s - h_e)_{\text{evaporador}} \quad (3)$$

onde $\dot{m}_f$ é vazão mássica do fluido refrigerante, h_e é a entalpia na entrada e h_s é a entalpia na saída.

3.1.2. Compressor

A entrada de potência mecânica ($\dot{W}_{ent}$) no sistema é dada pela Eq. (4).

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m}_f (h_s - h_e)_{\text{compressor}} \quad (4)$$

3.1.3. Condensador

Através do balanço de energia no condensador é possível determinar a taxa da rejeição de calor para a água de condensação ($\dot{Q}_H$) como mostra a Eq. (5).

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_f (h_e - h_s)_{\text{condensador}} \quad (5)$$

3.1.4. Coeficiente de Desempenho

O COP do ciclo de refrigeração por compressão de vapor é definido pela razão entre quantidade de calor removida da água gelada no evaporador, energia desejada no ciclo, e a potência consumida no ciclo conforme mostra a Eq. (6).

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{ent}} \quad (6)$$

3.2. Análise Exergética

A análise exergética avalia a conservação da energia primária através de uma cadeia de transformações necessárias a sua conversão em energia útil, e assim, possibilita a busca do aproveitamento eficiente de uma fonte natural para um determinado fim. Çengel e Boles (2013) definem o balanço de exergia para volumes de controle em regime permanente de uma maneira generalizada, conforme mostra a equação Eq. (7).

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \psi_e - \sum_s \dot{m}_s \psi_s - \dot{X}_{dest} \quad (7)$$

onde ψ_e é a exergia específica de fluxo na entrada do volume de controle; ψ_s é a exergia específica de fluxo na saída do volume de controle; $\dot{X}_{dest}$ é a taxa de destruição de exergia; $\dot{m}$ é a vazão mássica; $\dot{W}_{vc}$ é o trabalho útil; $\dot{Q}$ taxa de transferência de calor; T_0 temperatura de referência no estado morto em kelvin (K).

Segundo Moran *et al* (2014), existe uma transferência de exergia que acompanha o fluxo de massa e outra que acompanha o trabalho de fluxo quando uma massa escoar ao longo das fronteiras de um volume de controle. A Eq. (8) mostra como determinar a exergia específica de fluxo considerando essas duas transferências.

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (8)$$

onde ψ é a exergia específica de fluxo; h_0 é a entalpia avaliada no estado morto; s é entropia específica e s_0 é a entropia avaliada no estado morto.

Cada componente dos dois *chillers* foi analisado individualmente como volume de controle em regime permanente, considerando as seguintes hipóteses:

1. Existem condições de operação estáveis;
2. Não existem quedas de pressão no evaporador e no condensador;
3. As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
4. O compressor opera adiabaticamente e com eficiência isentrópica 85%;
5. Escoamento isoentálpico através da válvula de expansão;
6. As perdas de calor para o meio são desprezíveis (componentes isolados termicamente);
7. A temperatura de estado morto (T_0) é de 300,2 K (27°C) e a pressão (P_0) é de 101 kPa.

3.2.1. Balanço de Exergia no Compressor

A destruição de exergia no compressor e a eficiência de Segunda Lei (η_{II}) obtidos através do balanço de exergia no compressor são representadas a seguir pela Eq. (9) e pela Eq. (10), respectivamente.

$$\dot{X}_{dest;compressor} = T_0 \cdot \dot{m}_f (s_s - s_e) \quad (9)$$

$$\eta_{II;compressor} = \frac{\dot{m}_f (\psi_s - \psi_e)}{\dot{W}_{ent}} \quad (10)$$

3.2.2. Balanço de Exergia no Condensador

Através do balanço de exergia no condensador é possível a obtenção da destruição de exergia no condensador, da exergia associada à rejeição de calor para a água de condensação ($\dot{X}_{Q;H}$) e da eficiência de Segunda Lei como mostram as equações Eq. (11), Eq. (12) e Eq.(13).

$$\dot{X}_{dest;condensador} = (\dot{m}_{\text{água}} \psi_e - \dot{m}_{\text{água}} \psi_s)_{\text{água;condensação}} + (\dot{m}_f \psi_e - \dot{m}_f \psi_s)_{\text{refrigerante}} \quad (11)$$

$$\dot{X}_{Q;H} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \quad (12)$$

$$\eta_{II;condensador} = \frac{\dot{X}_{Q;H}}{\dot{m}_f (\psi_e - \psi_s)} \quad (13)$$

3.2.3. Balanço de Exergia na Válvula de Expansão

A eficiência exergética deste componente é nula tendo em vista que não há recuperação de exergia. A destruição de exergia é pode ser calculada conforme mostra a Eq. (14).

$$\dot{X}_{dest;val_expansao} = T_0 \dot{m}_f (s_s - s_e) \quad (14)$$

3.2.4. Balanço de Exergia no Evaporador

O balanço de exergia no evaporador possibilita a obtenção da destruição de exergia, da exergia associada à remoção de calor da água resfriada ($\dot{X}_{Q;L}$) e da eficiência de Segunda Lei como mostram as equações Eq. (15), Eq. (16) e Eq.(17), respectivamente.

$$\dot{X}_{dest;evaporador} = (\dot{m}_{\text{água}} \psi_e - \dot{m}_{\text{água}} \psi_s)_{\text{água;resfriada}} + (\dot{m}_f \psi_e - \dot{m}_f \psi_s)_{\text{refrigerante}} \quad (15)$$

$$\dot{X}_{Q;L} = \dot{Q}_L \left(\frac{T_0 - T_L}{T_L} \right) \quad (16)$$

$$\eta_{II;evaporador} = \frac{\dot{X}_{Q;L}}{\dot{m}_4 (\psi_4 - \psi_1)} \quad (17)$$

3.2.5. Balanço de Exergia no Sistema

O balanço de exergia do sistema completo possibilita a obtenção da destruição de exergia no ciclo de refrigeração e ainda a eficiência exergética do sistema como mostrado nas equações Eq. (18) e Eq. (19) abaixo.

$$\dot{X}_{DEST;CICLO} = \dot{X}_{dest;1-2} + \dot{X}_{dest;2-3} + \dot{X}_{dest;3-4} + \dot{X}_{dest;4-1} \quad (18)$$

$$\eta_{II;CICLO} = \frac{\dot{Q}_L \left(\frac{T_0 - T_L}{T_L} \right)}{W_{ent}} \quad (19)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As análises energética e exergética foram aplicadas em dois sistemas termodinâmicos distintos correspondentes aos dois resfriadores. Foi realizada a simulação dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor dos dois *chillers* em análise para a obtenção dos resultados referentes às análises energética e exergética. Um código computacional usando o *software* EES foi desenvolvido para a simulação dos sistemas de refrigeração em estudo, assim como para obtenção as propriedades termodinâmicas da água, do fluido refrigerante R22 e do fluido refrigerante R134a.

As propriedades termodinâmicas relativas ao estado de referência para os fluidos utilizados nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor em análise neste trabalho são mostradas na Tab. 1.

Tabela 1. Parâmetros relativos ao estado morto.

Fluido	P ₀ (kPa)	T ₀ (K)	h ₀ (kJ/kg)	s ₀ (kJ/kg-K)
Água	101	300,2	113,2	0,3949
R22	101	300,2	430,6	1,987
R134a	101	300,2	278,1	1,111

O sistema termodinâmico representado pelo *Chiller* York modelo YSEAEAS4-CPC foi denominado Sistema 1, cujo fluido refrigerante é o R22. Os dados de entrada necessários para a simulação computacional desse sistema foram obtidos através da leitura dos parâmetros de funcionamento do equipamento realizada no dia 30 de setembro de 2015, às 10h23min, em um *shopping* localizado na cidade de Teresina-PI. As vazões mássicas obtidas para o refrigerante R22, para a água gelada e para a água de condensação referentes ao Sistema 1 foram 5,286 kg/s, 37,77 kg/s e 71,25 kg/s, respectivamente.

Na Tab. 2 a seguir são mostrados os valores de pressão (P) e de temperatura (T) obtidos no *Chiller* York modelo YSEAEAS4-CPC. Ainda na Tab. 2 são mostrados os valores de entalpia (h) e entropia (s) específicas, do título da solução (x), da exergia específica de fluxo (ψ) e da taxa de transferência de exergia ($\dot{X}$) associada ao fluxo de massa referentes aos oito pontos do Sistema 1 obtidos através da simulação computacional no *software* EES.

Tabela 2. Parâmetros relativos aos pontos do Sistema 1.

Pontos	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	x	ψ (kJ/kg)	$\dot{X}$ (kW)
1	432,4	2,1	408	1,774	-	41,37	218,7
2	1276	62,37	440,6	1,788	-	69,61	368
3	1276	30,6	237,5	1,128	-	64,68	341,9
4	432,4	-4,274	237,5	1,14	0,2042	61,14	323,2
5	255	11,4	48,1	0,1716	-	1,912	72,19
6	107,9	5,7	24,07	0,08681	-	3,33	125,7
7	147,1	25,5	107	0,3739	-	0,06199	4,417
8	88,26	29,1	122	0,4241	-	0,0178	1,269

O sistema termodinâmico representado pelo *Chiller* York modelo YKECERQ7-EPG foi denominado Sistema 2, cujo fluido refrigerante é o R134a. Os dados de entrada necessários para a simulação computacional desse sistema foram obtidos através da leitura dos parâmetros de funcionamento do equipamento realizada no dia 30 de setembro de 2015, às 10h14min, em um *shopping* localizado na cidade de Teresina-PI. As vazões mássicas obtidas para o refrigerante R134a, para a água gelada e para a água de condensação referentes ao Sistema 2 foram 9,272 kg/s, 44,43 kg/s e 77,21 kg/s, respectivamente.

Na Tab. 3 a seguir são mostrados os valores de pressão (P) e de temperatura (T) obtidos no *Chiller* York modelo YKECERQ7-EPG e os valores de entalpia (h) e entropia (s) específicas, do título da solução (x), da exergia específica de fluxo (ψ) e da taxa de transferência de exergia ($\dot{X}$) associada ao fluxo de massa referentes aos oito pontos do Sistema 2 obtidos através da simulação computacional no *software* EES.

Tabela 3. Parâmetros relativos aos pontos do Sistema 2.

Pontos	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	x	ψ (kJ/kg)	$\dot{X}$ (kW)
1	248,9	3,2	254,5	0,9584	-	22,21	205,9
2	728,2	43,72	281,7	0,9714	-	45,54	422,3
3	728,2	27,54	90,03	0,3363	-	44,46	412,2
4	248,9	-4,419	90,03	0,3467	0,2184	41,32	383,1
5	117,7	14,5	60,94	0,2169	-	1,137	50,51
6	88,26	6,3	26,57	0,09583	-	3,121	138,6
7	107,9	26,3	110,3	0,3851	-	0,01031	0,7963
8	68,65	31,8	133,3	0,4613	-	0,1264	9,759

A partir da determinação das propriedades termodinâmicas em cada ponto dos sistemas de refrigeração analisados foi possível a obtenção dos diagramas P-h (pressão versus entalpia). Os ciclos de refrigeração executados pelas duas unidades de refrigeração por compressão de vapor são representados através de diagramas P-h conforme mostra a Fig. 2 e a Fig. 3, Sistema 1 e Sistema 2 respectivamente.

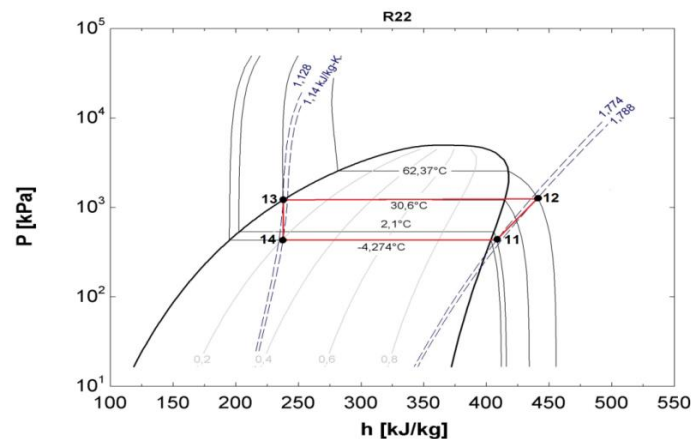


Figura 2. Diagrama P-h do ciclo de refrigeração do Sistema 1 gerado pelo software EES.

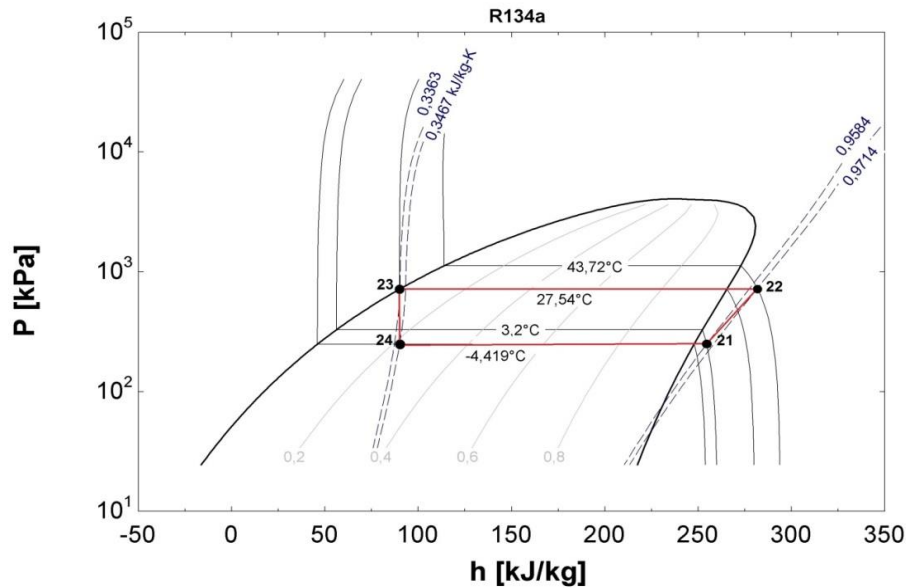


Figura 3. Diagrama P-h do ciclo de refrigeração do Sistema 2 gerado pelo software EES.

A partir dos resultados obtidos nas análises energética e exergética foi possível estabelecer um comparativo entre os dois sistemas em estudo, Sistema 1 e Sistema 2. A Tab. 4 mostra uma comparação entre alguns dos resultados obtidos através dessas análises.

Tabela 4. Tabela comparativa entre os resultados das análises energética e exergética.

Resultados	Chiller York modelo YSEAEAS4-CPC	Chiller York modelo YKECERQ7-EPG
Carga de Refrigeração (TR)	256,2	433,6
$\dot{Q}_L$ (kW)	901,1	1525
$\dot{Q}_H$ (kW)	1074	1778
$\dot{W}_{ent}$ (kW)	172,6	252,5
COP	5,22	6,041
Consumo (kW/TR)	0,6738	0,5822
$\dot{X}_{Q,L}$ (kW)	71,27	120,6
$\dot{X}_{Q,H}$ (kW)	0	0
$\eta_{II,CICLO}$	0,4128	0,4778
$\eta_{II,compressor}$	0,8646	0,857
$\eta_{II,condensador}$	0	0
$\eta_{II,evaporador}$	0,682	0,6806
$\eta_{II,val_expansao}$	0	0

Analisando a Tab. 4 observa-se que os parâmetros obtidos através da análise energética do Sistema 2 ($Carga_{refrigeracao}$, $\dot{Q}_L$, $\dot{Q}_H$, $\dot{W}_{ent}$, COP_R) mostraram-se superiores aos obtidos com a análise do Sistema 1. Em contrapartida, o consumo energético do Sistema 1, representado pelo Chiller York modelo YSEAEAS4-CPC, é 15,73% superior ao consumo energético do Chiller York modelo YKECERQ7-EPG.

Quanto aos resultados da análise exergética, a transferência de exergia associada à remoção de calor da água resfriada ($\dot{X}_{Q,L}$), que também corresponde a potência mínima de entrada no ciclo ($\dot{W}_{min,ent}$), mostrou-se superior na análise do Sistema 2. Os resultados nulos obtidos nas análises dos Sistemas 1 e 2 para a transferência de exergia associada à rejeição de calor para a água de condensação ($\dot{X}_{Q,H}$) e para a eficiência de 2ª Lei do condensador ($\eta_{II,condensador}$) são justificados, em vista que, as temperaturas T_H e T_0 foram consideradas iguais conforme sugerido por Çengel e Boles (2013).

As eficiências de 2ª Lei do evaporador ($\eta_{II,evaporador}$) e do compressor ($\eta_{II,compressor}$) mostraram-se semelhantes nas análises dos dois sistemas. A eficiência de 2ª Lei da válvula de expansão ($\eta_{II,val;exp}$) é nula nos dois sistemas, visto

que, não há recuperação de exergia no processo de estrangulamento. A eficiência exergética do ciclo de refrigeração executado pelo Sistema 2 ($\eta_{II;CICLO}$) é 6,5% superior à eficiência exergética do Sistema 1.

A Fig. 4 estabelece uma comparação entre as transferências de exergia associadas aos fluxos de massa nos oito pontos de cada sistema termodinâmico.

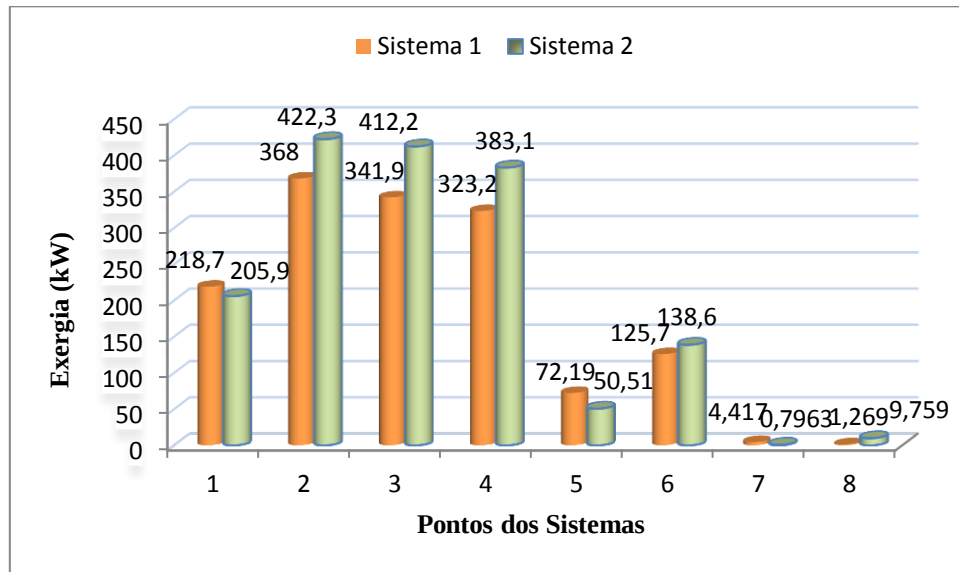


Figura 4. Comparação entre as exergias nos 8 pontos de cada sistema.

De forma geral, analisando as exergias dos fluidos refrigerantes nos dois sistemas, ponto 1 ao ponto 4, o maior valor observado é correspondente ao ponto 2, após o processo de compressão; a exergia do ponto 3 é inferior à exergia do ponto 2, devido ao processo de rejeição de calor para a água de resfriamento no condensador; a exergia do ponto 4 é inferior à exergia do ponto 3, devido à destruição de exergia no processo de estrangulamento na válvula de expansão; a exergia do ponto 1 é inferior à exergia do ponto 4, devido ao processo de remoção de calor da água resfriada no evaporador.

As exergias da água gelada nos dois sistemas, pontos 5 e 6, são superiores às exergias da água de condensação, pontos 7 e 8, em vista que, as temperaturas desta são mais próximas à temperatura do estado morto (T_0) considerada na análise exergética. Na Fig. 5 estão representadas as irreversibilidades observadas em cada componente dos sistemas de refrigeração analisados sob o ponto de vista exergético.

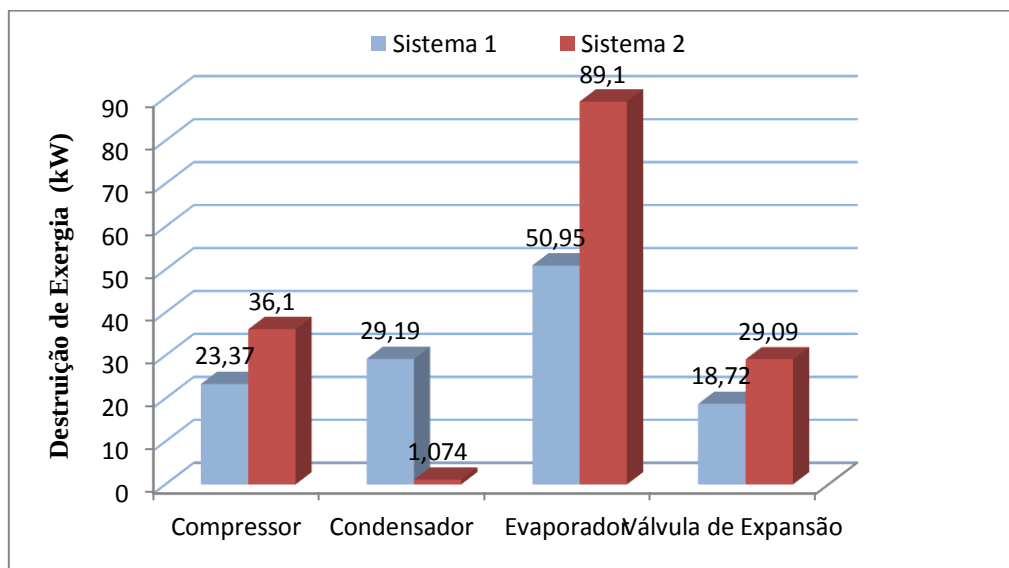


Figura 5. Destruição de exergia nos componentes.

Nota-se que, o componente que apresenta maior destruição de exergia nos dois sistemas é evaporador. No Sistema 2, a maior destruição de exergia observada encontra-se no evaporador e a menor encontra-se no condensador. Já no Sistema 1, a maior destruição de exergia é observada no evaporador e a menor é observada na válvula de expansão.

Também foram estabelecidas algumas comparações entre parâmetros dos dois sistemas termodinâmicos em análise conforme varia a temperatura de condensação. A Fig. 6 estabelece um comparativo entre os dois sistemas através da superposição dos gráficos de irreversibilidade nos ciclos e entradas de potência nos ciclos.

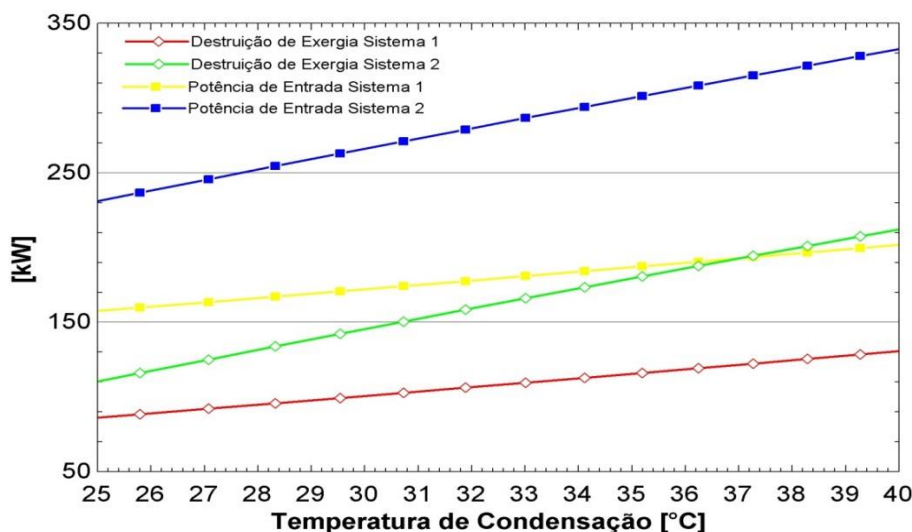


Figura 6. Destruição de exergia e potência de entrada nos sistemas em função da temperatura de condensação.

Nota-se que a entradas de potência e as irreversibilidades nos dois sistemas crescem linearmente com a elevação da temperatura de condensação. Os gráficos da potência de entrada e a da destruição de exergia em cada sistema são paralelos entre si, dessa maneira, um aumento nas irreversibilidades do sistema sugere uma elevação proporcional na entrada de potência no ciclo. A destruição de exergia no Sistema 2 cresce em uma maior proporção, quando comparada à destruição de exergia no Sistema 1, com a elevação da temperatura de condensação.

A eficiência de 2ª Lei e o consumo energético são analisados em função da variação da temperatura de condensação conforme a Fig. 7. Há uma divergência entre os gráficos eficiência e consumo tanto no Sistema 1 como no Sistema 2. À medida que se aumenta a temperatura de condensação, o consumo energético cresce e a eficiência de 2ª Lei decresce.

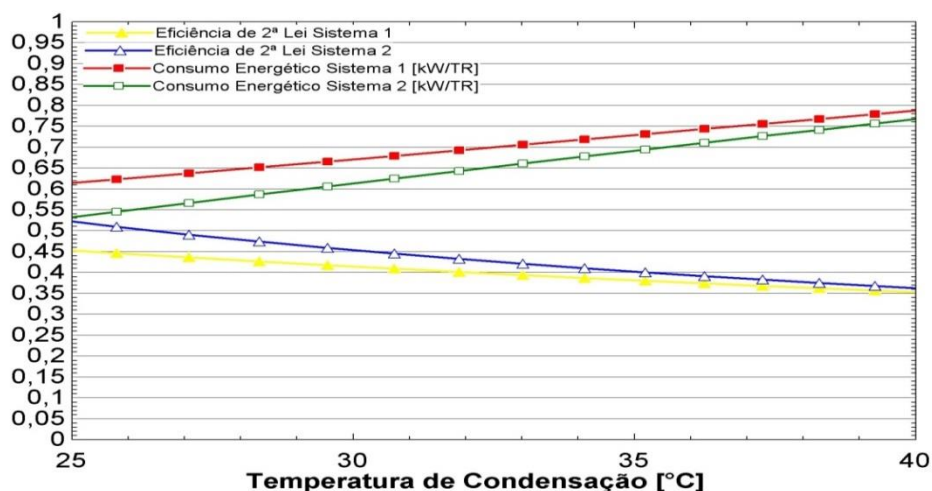


Figura 7. Superposição de eficiência de 2ª lei e consumo energético em função da temperatura de condensação.

5. CONCLUSÃO

Considerando-se a necessidade de se avaliar os ciclos termodinâmicos de refrigeração por compressão, sob o ponto do vista energético e exergético, desenvolvidos por essas duas unidades de refrigeração a partir dos seus parâmetros de funcionamento, fez-se necessário à implementação de um código computacional utilizando o *software* EES. Os resultados mostraram que o *Chiller* York modelo YKECERQ7-EPG, Sistema 2, apresentou o melhor desempenho energético. Enquanto que, *Chiller* York modelo YSEAEAS4-CPC, Sistema 1, apresentou consumo energético 15,73%

superior ao obtido para o outro equipamento. A análise exergética mostrou que o melhor desempenho exergético também foi observado no Sistema 2, em que a eficiência exergética do ciclo de refrigeração foi 6,5% superior à do Sistema 1. As maiores destruições de exergia nos dois sistemas foram observadas no evaporador, isso porque foi considerada a somatória da exergia destruída pelo calor trocado na corrente do refrigerante do sistema de refrigeração e na corrente de água de resfriamento do sistema fancoils (ventiladores-serpentinhas).

6. REFERÊNCIAS

- Almeida, I. M. G., Barbosa, C. R. F., Fontes, F. A. O., 2009, “Análise exergética de um chiller de absorção utilizando o par água/brometo de lítio como fluidos de trabalho”. In: Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, 9., Las Palmas de Gran Canaria. Anais... Santa Cruz: Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte; Natal: Universidade Federal do Rio Grande do Norte.
- Brandão, R. C., 2015, “Análise exergética de um ciclo de refrigeração por absorção água-amônia”, 58 f., Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- Çengel, Y. A.; Boles, M. A., 2013, “Termodinâmica”, AMGH, Porto Alegre, 7. ed.
- Ferreira, E. M., 2003, “Análise exergoeconômica de ciclo de refrigeração por compressão de vapor”, 72 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D.D., Bailey, M.B., 2014, “Fundamentals of engineering thermodynamics”, Wiley, 8th edition.
- Moreira, H.L., 2004, “Análise termoeconômica de sistema de refrigeração por absorção com o par água-brometo de lítio”, 147 f., Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.
- Tsatsaronis, G., 1993, “Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems”, Progress in Energy and Combustion Science, v.19, p. 227-257.

7. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

EXERGY ANALYSIS COMPARISON BETWEEN TWO COOLING UNITS FOR STEAM COMPRESSION OF A SHOPPING CENTER LOCATED IN TERESINA-PI

Antonio Michael de Cerqueira Cavalcante, antoniomichael@gmail.com¹
Hugo Lima Moreira, hugolima@ufpi.edu.br²

¹Universidade Federal do Piauí,

²Universidade Federal do Piauí,

Abstract. In this study is a comparative analysis, from the point of view energy and exergetic between two vapor compression refrigeration units of a mall in Teresina-PI. The comparative analysis was performed between a Chiller York YSEAEAS4-CPC model and Chiller York YKECERQ7-EPG model whose refrigeration capacity is 500 TR (tons of refrigeration). The system of equations resulting from thermodynamic modeling was solved by a computer code developed in EES platform (Engineering Equation Solver). The results are evaluated through tables and graphs generated by ESS software. In the energy and exergy analysis we assessed the influence of fluid condensing temperature in the condenser of the compression cycle performance parameters such as coefficient of performance (COP), power consumption, exergy destruction in the cycle, power input to the cycle and efficiency of the Second Law of Thermodynamics. The results have shown that Chiller York YKECERQ7-EPG model presented the best energy performance and exergetic with exergy efficiency of the cycle 6.5% higher than other equipment. The greatest exergy destruction were observed in the evaporators.

Keywords: refrigeration, exergy, Second Law.