

CON10-1058 - SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL PARA UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO

DAMASCENO, Matheus Alencar de S. S., mthsdamasceno@yahoo.com.br¹
TORRES, Ednildo Andrade, ednildo@ufba.br¹

¹Universidade Federal da Bahia, LEN - Laboratório de Energia e Gás - Escola Politécnica. Rua Professor Aristides Novis, nº 2 - 3º Andar - Federação Salvador – Bahia. CEP: 40210-630.

Resumo: Os sistemas de refrigeração são largamente utilizados para a distribuição e processamento de alimentos, viabilização de processos industriais e para o conforto térmico em ambientes construídos. Dentre os sistemas de refrigeração um dos mais empregados é o de ciclo de refrigeração por compressão, o qual consome grande quantidade de energia elétrica para sua operação. A partir do registro em 2001 em que aconteceu o “blackout” houve o colapso entre oferta e demanda de energia elétrica no país, ficando premente a necessidade da revisão do sistema elétrico, o aumento da geração de energia, a diversificação das fontes, a manutenção das linhas de transmissão e distribuição, e o desenvolvimento de tecnologias eco-eficientes, sendo estas capazes de minimizar os impactos ambientais e o consumo de energia elétrica nos setores da economia. O consumo de energia dos sistemas de ar-condicionados que operam no Brasil é representativo, especialmente, no setor terciário e de serviços chegando a cerca de 45% do consumo de energia elétrica. O presente trabalho desenvolve um simulador computacional na plataforma EES (Engineering Equation Solver) para um sistema de refrigeração por compressão com três fluidos de trabalho: Propano, R-22 e R-134a. Através desta simulação computacional é realizada a análise da eficiência do ciclo para Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, com base no balanço de massa, de energia, a análise exergética e o COP (Coeficiente de Performance). Deste modo, são identificadas as irreversibilidades totais e percentuais dos componentes do sistema térmico, a melhor configuração de operação para a minimização das perdas e maximização da eficiência, é realizada uma análise comparativa correlacionando os resultados obtidos na simulação com os dados operacionais, e por fim verifica-se a viabilidade econômica e termodinâmica para a substituição do R-22 pelo Propano e R134a.

Palavras-chave: Refrigeração, Simulação, Ar condicionado.

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração por compressão consomem uma grande quantidade de energia elétrica e demandam de maior estudo para determinação da melhor configuração de operação para a maximização da sua eficiência.

A partir de 2001, com o colapso entre a oferta e demanda de energia elétrica no país, onde ocorreu o “blackout”, tornou-se evidente a necessidade da revisão do sistema elétrico, o aumento da geração de energia com diversificação das fontes geradoras e a manutenção das linhas de transmissão e distribuição. Somado a isto, após o protocolo de Montreal e a preocupação mundial com as substâncias nocivas à camada de ozônio e que promovem o aquecimento global, despertou-se a preocupação para o desenvolvimento de tecnologias eco-eficientes.

Desde 1930 com os trabalhos de Thomas Midgley Junior, os sistemas de refrigeração empregam amplamente os fluidos clorofluorcarbonados, CFCs, como refrigerantes. O desafio atual para a área da Refrigeração&Climatização é a substituição por outros refrigerantes que apresentem um desempenho similar aos fluidos convencionais, assim como segurança na operação, boa eficiência termodinâmica e que não sejam agressivos ao meio ambiente.

O estudo e análise utilizando fluidos hidrocarbonados e hidrofluorcarbonados em substituição aos CFCs vem sendo realizados para a verificação destes como fluidos alternativos para sistemas de refrigeração por compressão.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Configuração do Ciclo de Refrigeração por Compressão:

O ciclo de refrigeração por compressão é constituído pelo compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Somado a estes, outros dispositivos e aparelhos podem ser incorporados ao sistema a fim de garantir uma melhor qualidade na refrigeração do ambiente, um maior controle termodinâmico do processo, assim como para um maior auxílio de proteção.

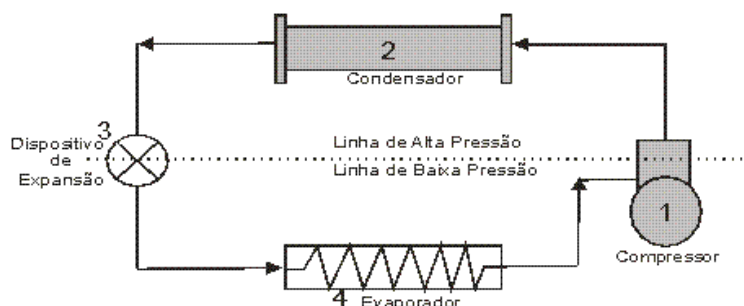


Figura 1 - Configuração do Ciclo de Refrigeração por Compressão

Analisando os componentes básicos do circuito frigorífico, o compressor (1) tem por finalidade a elevação da pressão do ciclo e promove a circulação do fluido refrigerante por todo o sistema.

O condensador (2) é um trocador de calor que tem por finalidade a rejeição do calor absorvido pelo fluido de trabalho no evaporador e na compressão no compressor. Com isso, o fluido refrigerante que entra no condensador no estado físico de vapor, após essa troca e liberação do calor para o meio externo, muda o seu estado físico, transformando-se em líquido.

O dispositivo de expansão (3) dificulta a passagem do fluido que vem do condensador. Essa restrição promove redução e abaixamento da pressão no evaporador, separando a linha de alta da linha de baixa pressão. Neste componente é considerado o processo isoentálpico, entalpia constante.

O evaporador (4) é um trocador de calor que absorve calor do ambiente a ser refrigerado e com isso transforma o fluido refrigerante da condição bifásica para a condição de vapor saturado ou superaquecido.

2.2. Ciclo Teórico Simples:

Para a maximização do rendimento térmico obtido, o Ciclo de Carnot é tomado como referência, porém com o intuito de melhor se assemelhar ao ciclo real, foi definido outro ciclo denominado “ciclo teórico”, o qual opera nas mesmas condições do ciclo real. Esse “circuito teórico ideal” é aquele que tem o maior rendimento e melhor desempenho para as mesmas condições de operação.

As transformações que acontecem com o refrigerante ao longo do ciclo pode ser representado abaixo, Fig. (2), pelo diagrama de Mollier no plano P-h (pressão – entalpia) para o circuito teórico de refrigeração por compressão.

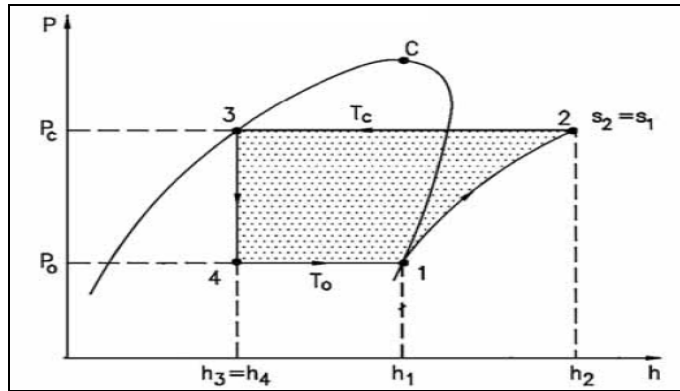


Figura 2 – Diagrama de Mollier (P x h)

Processo 1 → 2. Ocorre a elevação da pressão em um processo adiabático reversível, portanto isoentrópico, $s_1=s_2$, onde o fluido entra no compressor à pressão do evaporador (P_o) e sai com a pressão de condensação (P_c). Na saída, o fluido está superaquecido à temperatura T_2 , a qual é maior do que a temperatura de condensação T_c .

Processo 2 → 3. Ocorre no condensador à pressão constante. É um processo de rejeição de calor do fluido de trabalho para o meio refrigerante, onde o fluido é resfriado de T_2 até a temperatura de compressão (T_c). Atingindo esta temperatura T_c , o fluido é condensado até tornar-se líquido saturado, com título igual a zero, $x=0$.

Processo 3 → 4. Neste processo há a expansão irreversível à entalpia constante, processo isoentálpico. Ocorre no dispositivo de expansão, onde o fluido é levado da pressão e temperatura de condensação, P_c e T_c , até a pressão e temperatura de vaporização, P_o e T_4 respectivamente.

Processo 4 → 1. Ocorre no evaporador, sendo este um processo de absorção de calor à pressão e temperatura constantes. O fluido refrigerante sai do estado de vapor úmido ($0 < x < 1$), e é levado ao estado de vapor seco ($x=1$). Assim, no evaporador não há aumento da temperatura do fluido, há somente a mudança do seu título, x .

2.3. Circuito Real Simples:

Ao analisar o circuito real simples, pode-se perceber que este apresenta diferenças quando comparada ao circuito teórico. Uma dessas diferenças é a perda de carga ou queda de pressão que ocorrem nas linhas de descarga (líquido e sucção), assim como no condensador e evaporador, representadas na Fig. (3) por ΔP_d e ΔP_s .

Outra diferença é o sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador, ΔT_{sub} , e o superaquecimento na entrada do compressor, ΔT_{sup} , evitando assim a entrada de líquido no compressor, fator este que é importante para a conservação do equipamento e boa eficiência de operação.

Somado a estes fatores, devido ao superaquecimento e processo politrópico de compressão, $s_1 \neq s_2$, onde 's' é a entropia, a temperatura de saída do compressor, T_2 , pode ser muito elevada, fato este que traz um problema para os óleos lubrificantes usados nos compressores.

Convém ressaltar que a temperatura de descarga do compressor não deve ser superior a 130°C , para que assim não seja exigido um resfriamento forçado do cabeçote dos compressores, principalmente quando forem empregados os refrigerantes R-717 e R-22 com baixas temperaturas de evaporação.

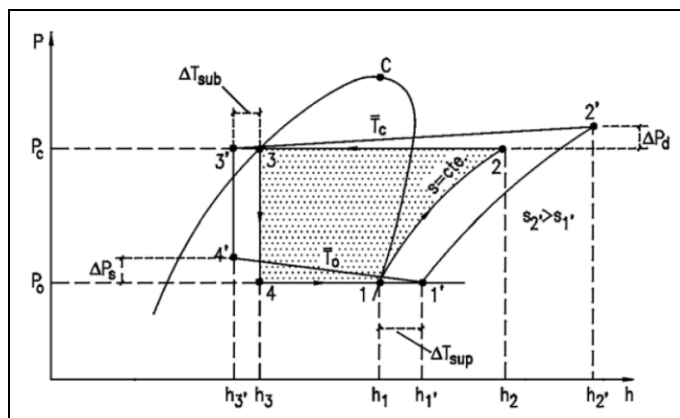


Figura 3 – Diagrama de Mollier para o Ciclo Real

3. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL:

Para estudo mais detalhado e embasado, foi realizada a simulação computacional para o sistema de refrigeração por compressão na plataforma EES (Engineering Equation Solver) para os três fluidos refrigerantes em estudo, Propano, R22 e R134a.

Como dados de entrada para o sistema tem-se a temperatura de evaporação, temperatura de condensação, temperatura de subresfriamento e de superaquecimento. É adotado a pressão ambiente igual a 101,3 kPa e a temperatura ambiente igual a 25°C e a vazão mássica é considerada igual à unidade.

Outras considerações foram adotadas para os equipamentos constituintes do ciclo. Admite-se que o sistema seja permanente e que não há perda de carga ao longo do ciclo, o dispositivo de expansão é considerado isentálpico, o processo é adiabático reversível para o compressor e para o condensador e evaporador o processo é considerado isobárico.

A partir dessas considerações, a simulação computacional é realizada, sendo encontrados os valores numéricos para a entalpia, título, entropia, temperatura, pressão para a admissão e descarga de cada equipamento.

Em posse dos valores acima, é realizada a análise da eficiência da Primeira Lei (COP – Coeficiente de Performance) e da Segunda Lei da Termodinâmica (η) para o ciclo, assim como o trabalho realizado pelo compressor e calor trocado pelo condensador e evaporador.

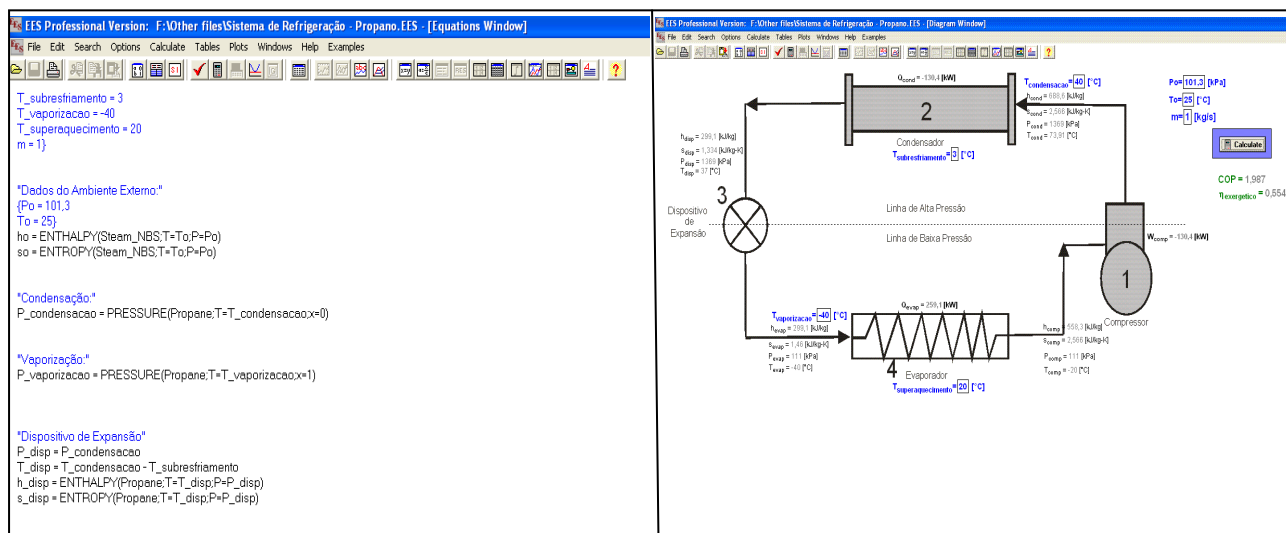


Figura 4 - Simulador Computacional na Plataforma EES

4. ANÁLISES REALIZADAS:

A partir da simulação computacional desenvolvida, é possível a obtenção do COP e eficiência de Segunda Lei para distintas condições de operação. Essa versatilidade proporcionada pela plataforma EES permite a obtenção de uma vasta gama de resultados de modo simples e com a máxima minimização de custos para a sua obtenção.

Um estudo mais criterioso teve como enfoque a exergia, a qual pode subdividir-se em Exergia Cinética, Potencial e Térmica (Termomecânica e Química). A análise realizada considera apenas a Exergia Termomecânica, onde Kotas (1985) define esta como sendo igual à *quantidade máxima de trabalho obtido quando uma corrente é levado do estado inicial até as condições de referência (P_o , T_o) por processos físicos envolvendo somente interações de pressão e temperaturas com o meio ambiente.*

Para o cálculo do trabalho exergético realizado pelo compressor e do calor exergético do evaporador que foi retirado do meio a ser refrigerado, é considerado como estado de referência a temperatura e pressão do ambiente externo. Assim, a formulação empregada na plataforma EES é dada por:

$$W_{exergico_comp} = m \cdot ((h_{comp} - h_{cond}) - (T_o + 273,15) \cdot (s_{comp} - s_{cond}))$$

Equação 1

Onde,

o volume de controle é o compressor,
 $W_{\text{exergético_comp}}$ = trabalho exergético no compressor,
 h_{comp} = entalpia do fluido na admissão do compressor,
 h_{cond} = entalpia do fluido na descarga do compressor e admissão no condensador,
 T_o = temperatura do ambiente externo (temperatura de referência),
 s_{comp} = entropia do fluido na admissão do compressor,
 s_{cond} = entropia do fluido na descarga do compressor e admissão no condensador,
 T_o = temperatura de referência do ambiente externo.

$$Q_{\text{exergético_evap}} = m \cdot ((h_{\text{comp}} - h_{\text{evap}}) - (T_o + 273,15) \cdot (s_{\text{comp}} - s_{\text{evap}}))$$

Equação 2

Onde,

o volume de controle é o evaporador,
 $Q_{\text{exergético_evap}}$ = calor exergético do evaporador,
 h_{evap} = entalpia do fluido na admissão do evaporador,
 s_{evap} = entropia do fluido na admissão do evaporador.

Para o cálculo da eficiência exergética do sistema, deve-se obter o quociente entre o calor exergético do evaporador, Eq. (2), e o trabalho exergético do compressor, Eq. (1). Obtêm-se a formulação abaixo, expressa pela Eq. (3):

$$ef_{\text{exergética}} = Q_{\text{exergético_evap}} / W_{\text{exergético_comp}}$$

Equação 3

5. RESULTADOS ALCANÇADOS E DADOS COMPARATIVOS:

Analisando os resultados obtidos, ver Tabela 1, percebe-se que a COP para o fluido R22 é em torno de 3% mais elevado do que para o R134a e para o Propano, porém este valor vai se reduzindo à medida que a temperatura de subresfriamento aumenta. Para a eficiência de Segunda Lei o resultado também se repete, sendo a eficiência para o R22 maior em torno de 3% quando comparado aos outros dois fluidos e tendo essa diferença reduzida proporcionalmente à redução da temperatura de resfriamento na saída do condensador.

A quantidade de calor retirada pelo R134a do ambiente construído a ser refrigerado é quantitativamente inferior ao calor retirado pelo R22. Porém o R134a apresenta vantagens quanto ao seu uso em relação ao R22, principalmente vantagens ecológicas. O R134a foi introduzido em substituição ao R22 (CFC – Cloro-Fluor-Carbono) a partir do Protocolo de Montreal em novembro de 1992, sendo o R134a um fluorcarboneto gasoso, não apresenta cloro em sua composição, e não afeta a camada de ozônio, porém contribui para a elevação do efeito estufa.

Quando comparada a quantidade de calor retirada pelo R22 e pelo Propano, nota-se uma substancial diferença entre eles. O Propano, o qual é um hidrocarboneto, retira, para as condições de operação tomadas, uma quantidade de calor superior a 66% e apresenta uma eficiência de Segunda Lei similar ao R22, apresentando desta forma uma grande vantagem para o seu uso.

Quando a estudo é realizado para uma configuração inicial diferente, tomando as considerações do “Ciclo Teórico Simples”, onde $T_{\text{subresfriamento}} = T_{\text{superaquecimento}} = 0^\circ\text{C}$, tanto o COP como a eficiência de Segunda Lei e o calor, Q , retirado pelo evaporador apresentam valores variando entre 8% e 14% inferiores aos dos encontrados para a configuração do “Ciclo Real Simples”, o qual considera uma $T_{\text{subresfriamento}}$ e $T_{\text{superaquecimento}}$ diferentes de zero. Admitir $T_{\text{subresfriamento}}$ e $T_{\text{superaquecimento}}$ diferentes de zero aumenta a eficiência do sistema.

Adotando a configuração do “Ciclo Real Simples”, fixando os valores da temperatura ambiente (25°C), pressão ambiente (101,3 kPa), vazão mássica (1 kg/s), temperatura de condensação (40°C), temperatura de vaporização (-40°C), temperatura de superaquecimento (20°C), e fazendo variar a temperatura de subresfriamento entre um valor mínimo, o qual tende a zero, e um valor máximo estipulado igual a 10°C , chega-se à configuração dos seguintes gráficos:

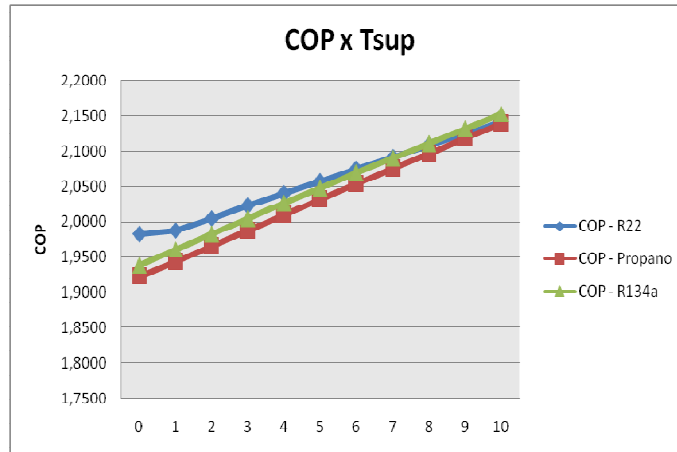


Figura 5 - COP x T_{superaquecimento} (°C)

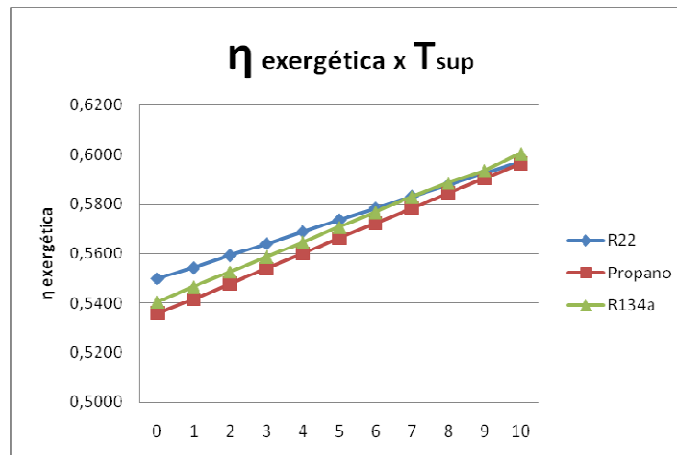


Figura 6 - η exergética x T_{superaquecimento} (°C)

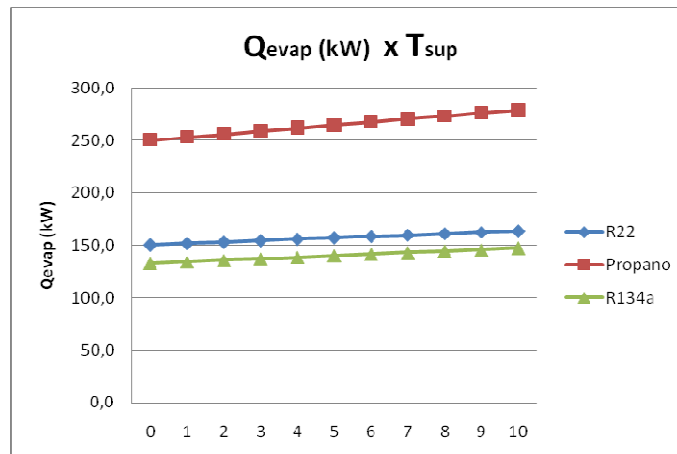


Figura 7 - Q_{evap} (kW) x T_{superaquecimento} (°C)

Tabela 1 - Dados Experimentais Obtidos no Simulador Computacional EES para o R22, Propano e T134a

R22					Propano					R134a				
Tsup (°C)	Tsub (°C)	COP	η	Qevap (kW)	Tsup (°C)	Tsub (°C)	COP	η	Qevap (kW)	Tsup (°C)	Tsub (°C)	COP	η	Qevap (kW)
20	0	1,9820	0,5498	150,6	20	0	1,9230	0,5361	250,4	20	0	1,9390	0,5405	132,8
20	1	1,9880	0,5542	151,9	20	1	1,9430	0,5417	253,4	20	1	1,9610	0,5466	134,3
20	2	2,0050	0,5591	153,2	20	2	1,9650	0,5479	256,3	20	2	1,9820	0,5527	135,7
20	3	2,0230	0,5639	154,6	20	3	1,9870	0,5541	259,1	20	3	2,0040	0,5587	137,2
20	4	2,0400	0,5687	155,9	20	4	2,0090	0,5602	262,0	20	4	2,0260	0,5647	138,7
20	5	2,0570	0,5735	157,2	20	5	2,0310	0,5663	264,9	20	5	2,0470	0,5707	140,2
20	6	2,0740	0,5782	158,5	20	6	2,0530	0,5724	267,7	20	6	2,0690	0,5767	141,6
20	7	2,0910	0,5830	159,8	20	7	2,0750	0,5784	270,5	20	7	2,0900	0,5829	143,1
20	8	2,1080	0,5877	161,1	20	8	2,0960	0,5845	273,4	20	8	2,1110	0,5886	144,6
20	9	2,1250	0,5924	162,4	20	9	2,1180	0,5905	276,2	20	9	2,1320	0,5935	146,0
20	10	2,1420	0,5970	163,6	20	10	2,1390	0,5964	279,0	20	10	2,1530	0,6004	147,5
0	0	1,977	0,5513	138,1	0	0	1,8560	0,5175	220,5	0	0	1,8810	0,5244	117,6

Considerações realizadas para construção dos gráficos e tabelas acima:

$$T_{\text{ambiente}} = 25^{\circ}\text{C} \quad P_{\text{ambiente}} = 101,3 \text{ kPa} \quad T_{\text{condensação}} = 40^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{vaporização}} = -40^{\circ}\text{C} \quad T_{\text{superaquecimento}} = 20^{\circ}\text{C} \quad m = 1 \text{ kg/s} \quad T_{\text{condensação}} = 0^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}$$

6. CONCLUSÕES:

Através do simulador computacional desenvolvido, são mostradas as vantagens termodinâmicas apresentadas para o uso do R134a e Propano para sistemas de refrigeração por compressão em detrimento do R22, o qual é um CFC e grande agressor à camada de ozônio e do meio ambiente.

Do ponto de vista econômico, a substituição deste CFC pelo hidrocarboneto e hidrofluorcarboneto torna-se viável e tecnologicamente possível. Deve-se atentar para a questão da inflamabilidade e interação com os diversos equipamentos do sistema, porém pesquisas realizadas por confiáveis centros de pesquisa já apontam para a amenização da preocupação para com esses problemas.

É demonstrada também que uma maior eficiência do sistema (Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica) pode ser obtida a partir da configuração proposta pelo “Ciclo Real Simples”, o qual adota o subresfriamento do fluido na saída do condensador e um superaquecimento do fluido na saída do evaporador para aumento da vida útil do compressor.

Para o sistema de configuração proposta pelo “Ciclo Teórico Simples”, a eficiência para o fluido refrigerante R22 é igual a 1,1977 para a 1ª Lei e 0,5513 para a 2ª Lei, enquanto que para a configuração do “Ciclo Real Simples” esses valores são elevados até 2,1420 para a 1ª Lei e para 0,5970 para a 2ª Lei. Esse ganho apresentado pelo “Ciclo Real Simples” ainda é enfatizado pela maior capacidade de retirada de calor do ambiente a ser refrigerado, aumentando de 138,1 kW do “Ciclo Teórico Simples” para 163,6 kW do “Ciclo Real Simples”.

O mesmo pode ser comprovado para o propano, o qual tem acréscimo de 1,8560 para 2,1390 para a eficiência de 1ª Lei, de 0,5175 para 0,5964 para a eficiência de 2ª Lei e de 220,5 kW para 279,0 kW para a quantidade de calor retirado a partir da alteração da configuração de operação do “Ciclo Teórico Simples” para a configuração do “Ciclo Real Simples” com superaquecimento de 20°C e subresfriamento de 10°C.

Para o R134a, o qual é um hidro-fluor-carbonado, para um superaquecimento de 20° e subresfriamento de 10°C apresenta uma eficiência de 1ª Lei igual a 2,1530 e de 0,6004 para a 2ª Lei da termodinâmica, valores estes que são superiores aos valores de 1,8810 e 0,5244 para a 1ª e 2ª Leis, respectivamente, apresentados para a configuração do “Ciclo Teórico Real”. Há o aumento de quantidade de calor retirada do ambiente de 117,6 kW para 147,5 kW com essa mesma alteração de configuração do ciclo de operação.

7. REFERÊNCIAS

- TEIXEIRA, Plínio Santos e PIMENTA, João Manoel Dias. Hidrocarbonetos como Fluidos Refrigerantes: Estado da Arte. Brasília-Df: UnB. Último acesso em 10 de fevereiro de 2010: http://www.laar.unb.br/Publicacoes_LaAR_arquivos/45019_FINAL.pdf
- VENTURINI, Osvaldo José e PIRANI, Marcelo José. Centrais Elétricas Brasileiras, Fupai/Efficientia. Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio De Janeiro: Eletrobrás, 2005. 316p. ilustr. Último acesso em 10 de fevereiro de 2010: <http://www.scribd.com/doc/24651585/HVAC-Handbook-Livro-Refrigeracao>.
- WYLEN, Van, SONNTAG e BROGNAKKE. Fundamentos da Termodinâmica. Tradução da 6ª edição americana por WILEY, John & SONS, Inc. São Paulo. Editora Edgard Bluncher Ltda, 2003. 577p ilustr.
- ALMEIDA, Francisco S. ; SANTOS, Carlos A. C. dos ; TORRES, Ednildo A. Análise Termo econômica e Diagnóstico para um Equipamento de Refrigeração. São Paulo-Sp, CONBRAVA 2005. p 73 - 80 : ilustr.
- SOUZA, Wilson Luciano de ; SANTOS, Carlos Antônio Cabral dos ; TORRES, Ednildo Andrade ; MOREIRA, Evânia Celeste da Costa. Análise Energética e Exergética de um Ciclo de Refrigeração de Única Pressão. Salvador-Ba. CONEM 2008. 8p. ilustr.
- ALMEIDA, Francisco S. ; SANTOS, Carlos A. C. dos ; TORRES, Ednildo A. ; JESUS, Marcos F. Simulação Termodinâmica do Ciclo de Compressão a Vapor Utilizando Fluidos Refrigerantes Orgânicos. Rio de Janeiro-RJ. RIO OIL & GÁS EXPO AND CONFERENCE 2004. 8p. ilustr.
- ALMEIDA, Francisco S. ; SANTOS, Carlos Antonio Cabral dos ; TORRES, E. A. . Estudo comparativo energética e energética entre chiller de absorção e por compressão. In: VI Congresso Ibero-Americanode Engenharia Mecânica-CIBEM6, 2003, Coimbra Portugal. VI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica-CIBEM6. Coimbra : A. M. Dias, 2003. v. V. I. p. 265-270.
- DE MARCHI NETO, Ismael ; PADILHA, Alcides ; SCALON, Vicente Luiz ; PADILHA, A. . Refrigerator COP with thermal storage. Applied Thermal Engineering, v. 29, p. 2358-2364, 2009.
- J S Chiou ; C J Liu ; C K Chen. The performance of an irreversible Carnot refrigeration cycle. Institute of Physics Publishing. Journal of Physics D: Applied Physics.vol. 28, num. 7, 1995.
- LORENTZEN, G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament, International Journal of Refrigeration, vol. 18, num. 3, pp190-197, 1995.
- RICHARDSON, R.N., BUTTERWORTH, J.S. The performance of propane/isobutane mixtures in a vapour-compression refrigeration system, International Journal of Refrigeration, vol. 18, num. 1, pp58-62. 1995.
- HE, Yijian ; HONG, Ronghua ; CHEN, Guangming. Heat driven refrigeration cycle at low temperatures. Chinese Science Bulletin Volume 50, Number 5 / March, 2005.

8. DIREITOS AUTORAIS (Times New Roman, negrito, tamanho 10)

(espaço simples entre linhas, tamanho 10)

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

Os trabalhos escritos em português ou espanhol devem incluir (após direitos autorais) título, os nomes dos autores e afiliações, o resumo e as palavras chave, traduzidos para o inglês e a declaração a seguir, devidamente adaptada para o número de autores.



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

CON10-1058 - COMPUTATIONAL SIMULATION FOR A SYSTEM OF COOLING BY COMPRESSION

DAMASCENO, Matheus Alencar de S. S., mthsdamasceno@yahoo.com.br¹
TORRES, Ednildo Andrade, ednildo@ufba.br¹

¹Universidade Federal da Bahia, LEN - Laboratório de Energia e Gás - Escola Politécnica. Rua Professor Aristides Novis, nº 2 - 3º Andar - Federação Salvador – Bahia. CEP: 40210-630.

Abstract. *The systems of cooling are widely utilized for the distribution and processing of sustenances, viability of industrial processes and for the thermal comfort in environments built. Among the systems of cooling one of the more employed is the of cycle of cooling by compression, which consumes a big quantity of electric energy for its operation. From the record in 2001 in that happened the "blackout" had the collapse between offering and demand of electric energy in the country, stayed clear the need of the revision of the electric system, the increase of the generation of energy, the diversification of the sources, the maintenance of the lines of transmission and distribution, and the development of echo-efficient technologies, these being able to minimize environmental impacts and energy consumption in the sectors of the economy. The consumption of energy of the systems of air conditioning that operate in Brazil is representative, specially, in the tertiary and of service sector arriving to around 45% of the consumption of electric energy. The present work develops a simulator of computer in the platform EES (Engineering Equation Solver) for a system of cooling by compression with three fluid of work: Propane, R-22 and R-134a. Through this simulation is carried out the analysis of the efficiency of the cycle for First and Second Laws of the Thermodynamics, on the basis of the balance of batter, of energy, the analysis exegetic and the COP (Coefficient of Performance). In this way, healthy identified the total and percentages irreversibility of the components of the thermal system, to better configuration of operation to minimize of the losses and to maximize of the efficiency, is carried out a comparative analysis correlating the results obtained in the simulation with the operational facts, and finally verifies-itself the economic feasibility and thermodynamics for the substitution of the R-22 by the Propane and R134a.*

Keywords: *Cooling, Simulation, Air conditioned.*

1. RESPONSIBILITY NOTICE

The author(s) is (are) the only responsible for the printed material included in this paper.