

ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA CÂMARA FRIGORÍFICA
FUNCIONANDO COM REFRIGERANTE R22 EM DIFERENTES CONDIÇÕES DE
OPERAÇÃO

Cleiton Rubens Formiga Barbosa Junior – cleitonformiga@gmail.com

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica

Felipe Augusto Freitas Câmara – felipeaugustocamara@bct.ect.ufrn.br

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica

Vitor Ramalho de Brito – vitor.ramalho@bct.ect.ufrn.br

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica

Cleiton Rubens Formiga Barbosa – cleiton@ufrnet.br

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica

Ângelo Roncalli Oliveira Guerra – aroncalli@uol.com.br

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica

Francisco de Assis Oliveira Fontes – franciscofontes@uol.com.br

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica

Thiago da Silva André – thiagoandreengmec@hotmail.com

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica

Resumo. Este artigo analisa a performance de um refrigerador funcionando com R-22 em diferentes condições operacionais. O software Coolpack foi utilizado para análise termodinâmica e estimativa dos parâmetros de performance do refrigerador. Os resultados mostram que o COP é fortemente influenciado pela eficiência isoentrópica do compressor, pela temperatura de condensação ou pela temperatura de evaporação. O COP é menos sensível à variação do superaquecimento, subresfriamento, quedas de pressão no condensador e quedas de pressão nas linhas de sucção e de descarga.

Palavras-chave: ciclo de refrigeração, coeficiente de performance, refrigerante R-22, Coolpack

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração está envolta dos mais diversos ramos da sociedade, sendo aplicada em casas, indústrias, comércios etc. facilitando a vida moderna. Como uma das vertentes da termodinâmica, a refrigeração consiste na transferência de calor de uma região com temperatura mais baixa para outra com temperatura mais alta (ÇENGEL, 2006).

Os refrigerados são os equipamentos utilizados na produção do frio, operando nos chamados ciclos de refrigeração. O ciclo de refrigeração mais usado é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, no qual o refrigerante é vaporizado e condensado alternadamente e é comprimido na fase de vapor (ÇENGEL, 2006).

Nesta pesquisa foi analisada a performance de um refrigerador - utilizando o refrigerante R-22 e operando em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor - em condições operacionais diversas; para tanto, utilizou-se o software Coolpack, que executou as simulações termodinâmicas.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Antes de iniciar a discussão serão apresentados, de modo sucinto, os ciclos ideal e real de compressão por vapor. Conhecendo as diferenças entre esses ciclos é possível realizar uma análise confiável, por comparação, da performance de um refrigerador real.

2.1 O Ciclo Ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor

O ciclo de refrigeração ideal é um ciclo termodinâmico que possui dois reservatórios, um de baixa temperatura e outro de alta, e necessita de trabalho para obter a transferência de calor entre os mesmos (WYLEN, 2003).

Quatro processos acontecem, em regime permanente, no ciclo: Processo 1→2 - Compressão isoentrópica em um compressor; Processo 2→3 - Rejeição de calor a pressão constante em um condensador; Processo 3→4 - Estrangulamento em um dispositivo de expansão e Processo 4→1 - Absorção de calor constante em um evaporador

A Figura 1 mostra a representação esquemática do refrigerador e o diagrama termodinâmico de pressão versus entalpia específica (P_{xh}) do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.

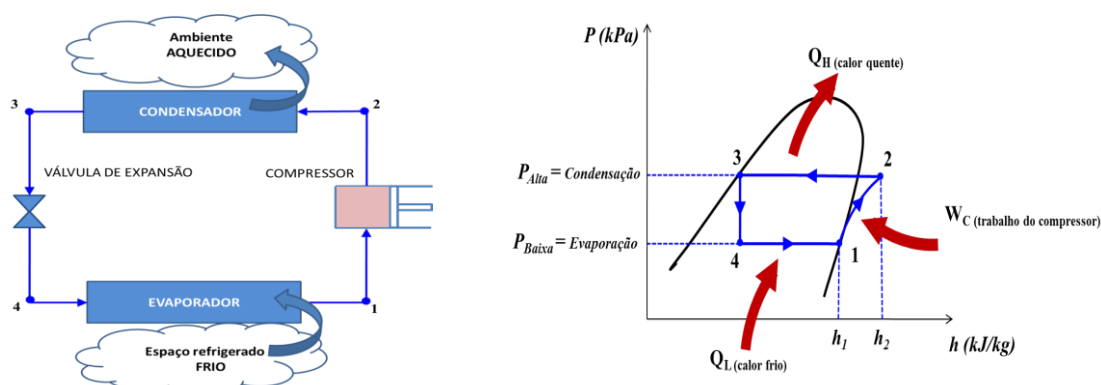


Figura 1. À esquerda: representação esquemática do refrigerador. À direita: Diagrama P-h de um ciclo de refrigeração ideal de compressão por vapor.

No diagrama (P-h) três dos quatro processos aparecem como linhas retas e a transferência de calor no condensador e no evaporador é proporcional aos comprimentos das curvas dos processos correspondentes.

Todos os quatro processos podem ser analisados em regime permanente. As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis. Dessa forma, a equação de energia, em unidade de massa, do escoamento em regime permanente reduz-se a Eq. (1)

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = h_{sai} - h_{ent} \quad (1)$$

Onde q , w e h são, respectivamente, calor, trabalho e entalpia no volume de controle. O condensador e o evaporador não envolvem trabalho e o compressor pode ser aproximado como adiabático. Assim, o COP dos refrigeradores que operam no ciclo por compressão de vapor pode ser expresso através da Eq. (2):

$$COP = \frac{q_L}{w_{liq,ent}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

A Figura 2 mostra a representação esquemática do refrigerador e o diagrama termodinâmico de temperatura versus entropia específica (Txs) do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

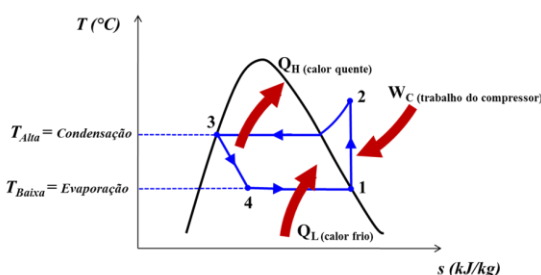


Figura 2. Diagrama Temperatura x entropia de um ciclo ideal.

A área abaixo da curva de um processo no diagrama (Txs) representa a transferência de calor para os processos internamente reversíveis. Assim, a área abaixo do (processo 4-1) e do (processo 2-3) representa, respectivamente, o calor absorvido pelo evaporador e o calor absorvido no condensador. Uma regra prática diz que “O COP melhora de 2% a 4% para cada °C de elevação da temperatura de evaporação ou para cada °C de diminuição da temperatura de condensação”.

2.2 O Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de Vapor

O ciclo real de refrigeração por compressão de vapor difere do ciclo ideal principalmente devido às irreversibilidades que ocorrem nos diversos componentes do sistema. Duas fontes comuns de irreversibilidades são o atrito do fluido, que causa quedas de pressão, e a transferência de calor de ou para a vizinhança.

A Figura 3 mostra a representação esquemática do refrigerador e o diagrama termodinâmico de pressão versus entalpia específica (P-h) do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

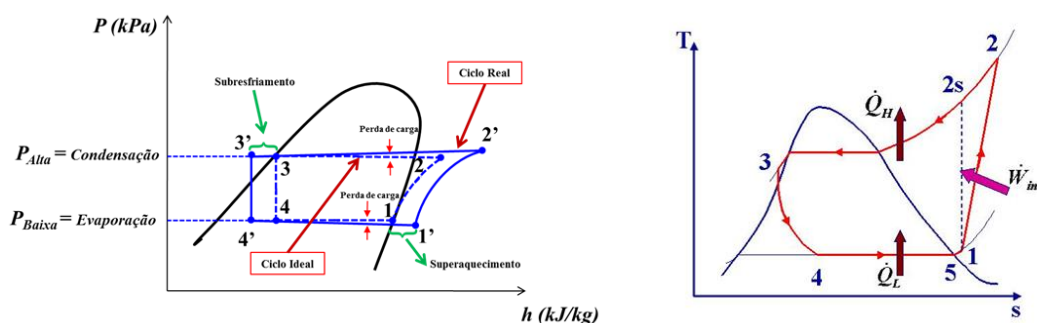


Figura 3. À esquerda: diagrama pressão x entalpia de um ciclo real. À direita: diagrama temperatura x entropia.

No ciclo ideal, o refrigerante sai do evaporador e entra no compressor como vapor saturado. Na prática, porém, não é possível controlar com precisão o estado do refrigerante. Como medida de segurança de projeto, ele é ligeiramente superaquecido antes da entrada do compressor. Assim, o refrigerante entra completamente vaporizado no compressor eliminando avarias por calço hidráulico, devido à compressão de mistura saturada.

A linha que conecta o evaporador ao compressor em geral não é muito longa, assim a queda de pressão causada pelo atrito do fluido e pela transferência de calor da vizinhança para o refrigerante pode ser significativa. O resultado do superaquecimento (o ganho de calor na linha de sucção do compressor) e das quedas de pressão no evaporador e na linha de sucção é um aumento do volume específico e, conseqüentemente aumento da potência específica necessária para bombeamento do refrigerante, uma vez que o trabalho com escoamento permanente é proporcional ao volume específico.

No ciclo saturado o vapor de admissão no compressor se encontra saturado na pressão e temperatura de evaporação. Na prática isto não é verdadeiro, o superaquecimento é promovido intencionalmente pelos fabricantes e a consequência é o aumento do calor de compressão em relação ao ciclo saturado. Se a vazão mássica for constante para o ciclo saturado e o real, a potência de compressão é maior para o ciclo superaquecido.

O processo de compressão do ciclo real envolve efeitos de atrito, que pode aumentar (processo 1-2) ou diminuir (processo 1-2') a entropia, dependendo da direção. Assim, o processo 1-2' pode se tornar mais desejável que o processo de compressão isentrópica, uma vez que o volume específico na sucção é menor. Assim, sempre que possível, o refrigerante deve ser resfriado durante a compressão.

Durante a condensação e a passagem do fluido pelas linhas que vão do condensador ao dispositivo de expansão e ao evaporador, uma certa queda de pressão é inevitável. O que dificulta que o refrigerante saia do condensador na forma de líquido saturado.

Dessa forma, o refrigerante é subresfriado de modo a garantir que entre na válvula de expansão completamente condensado. A válvula de expansão e o evaporador em geral se localizam muito próximos entre si e a queda de pressão na linha de conexão é muito pequena.

3. METODOLOGIA

Foram selecionados os seguintes parâmetros operacionais para realização das simulações termodinâmicas: temperatura de condensação (°C), temperatura de evaporação (°C), subresfriamento (K), superaquecimento útil (K), queda de pressão no condensador (bar), queda de pressão no evaporador (bar), queda de pressão na linha de sucção (bar), queda de pressão na linha de líquido (bar), queda de pressão na linha de descarga (bar) e eficiência isentrópica (%).

Para cada parâmetro foram escolhidos faixas de valores, compreendido nas normas nacionais e internacionais, tais como: ABNT NBR ISO 23953-2, EN (norma europeia) e ARI (norma americana). A Tab. 1 apresenta as faixas de valores utilizadas.

Tabela 1. Variáveis operacionais e intervalo para simulação.

VARIÁVEL	INTERVALO
Temperatura de condensação (°C)*	30 ... 40
Temperatura de evaporação (°C)	-20 ... 0
Subresfriamento (K)**	3 ... 5
Superaquecimento útil (K)**	3 ... 7
Queda de pressão no condensador (bar)	0 ... 1,5
Queda de pressão no evaporador (bar)	0 ... 1,5
Queda de pressão na linha de sucção (bar)	0 ... 1,5

VARIÁVEL	INTERVALO
Queda de pressão na linha de líquido (bar)	0 ... 1,5
Queda de pressão na linha de descarga (bar)	0 ... 1,5
Eficiência isentrópica (%)***	0,55 ... 0,75
* A seleção da faixa de temperatura de condensação foi baseada na temperatura média anual do ar na região Nordeste, cujo valor médio é de 32 °C (ABNT 16401).	
** A faixa de valores selecionados é amplamente utilizada na literatura para ensaios experimentais.	
*** Para compressores alternativos a eficiência isoentrópica, é na ordem de 50 a 70 %	

Nas simulações utilizou-se o programa CoolPack, desenvolvido pela universidade da Dinamarca, muito empregado para obtenção do coeficiente de desempenho (COP) do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor simples para diferentes condições de operação.

O refrigerante usado foi o R-22, muito comum nos equipamentos de refrigeração comercial.

3.1 Procedimento

Foram realizadas 32 (trinta e duas) simulações no total. Em cada parâmetro operacional foram efetuadas 4 (quatro) simulações, gerando quatro ciclos. Esses ciclos eram comparados (através do COP) com o ciclo de referência (representado nos gráficos pela linha preta), fazendo isto se observou a influência daquele parâmetro no COP. A Tab. 2 apresenta os valores de referência adotados e do COP associado.

Tabela 2. Valores referenciais

VARIÁVEL	Referência	COP
Temperatura de condensação (°C)	37,5	1,91
Temperatura de evaporação (°C)	-17,5	
Subresfriamento (K)	4	
Superaquecimento útil (K)	5	
Queda de pressão no condensador (bar)	0,75	
Queda de pressão no evaporador (bar)	0,75	
Queda de pressão na linha de sucção (bar)	0,75	
Queda de pressão na linha de líquido (bar)	0,75	
Queda de pressão na linha de descarga (bar)	0,75	
Eficiência isentrópica ϵ (%)***	0,65	

Na simulação da temperatura de condensação os valores foram variados de 2,5 em 2,5 °C, ficando assim: 32,5 °C, 35 °C, 40 °C e 42,5 °C.

Para a temperatura de evaporação os valores foram variados de 2,5 em 2,5 °C: -22,5 °C, -20 °C, -15 °C e -12,5 °C.

O subresfriamento foi variado em 0,5 em 0,5 K e os valores usados foram: 3,0 K, 3,5 K, 4,5 K e 5 K.

O superaquecimento, na simulação, variou de 1 em 1 K, usando os seguintes valores: 3 K, 4 K, 6 K e 7K.

Os valores variados na simulação da queda de pressão no condensador, queda de pressão no evaporador, queda de pressão na linha de sucção, queda de pressão na linha de líquido, queda de pressão na linha de descarga foram variados de 0,25 em 0,25 bar, a saber: 0,25 bar, 0,5 bar, 1 bar e 1,25 bar.

A Eficiência isentrópica (ϵ) variou de 0,5 em 0,5 nas simulações: 0,55 – 0,60 – 0,70 e 0,75.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.

Na simulação realizada com auxílio do software *Coolpack*, foi possível perceber a sensibilidade do coeficiente de performance (COP) do ciclo de refrigeração em relação aos principais parâmetros operacionais. A seguir são mostrados os resultados obtidos nas simulações.

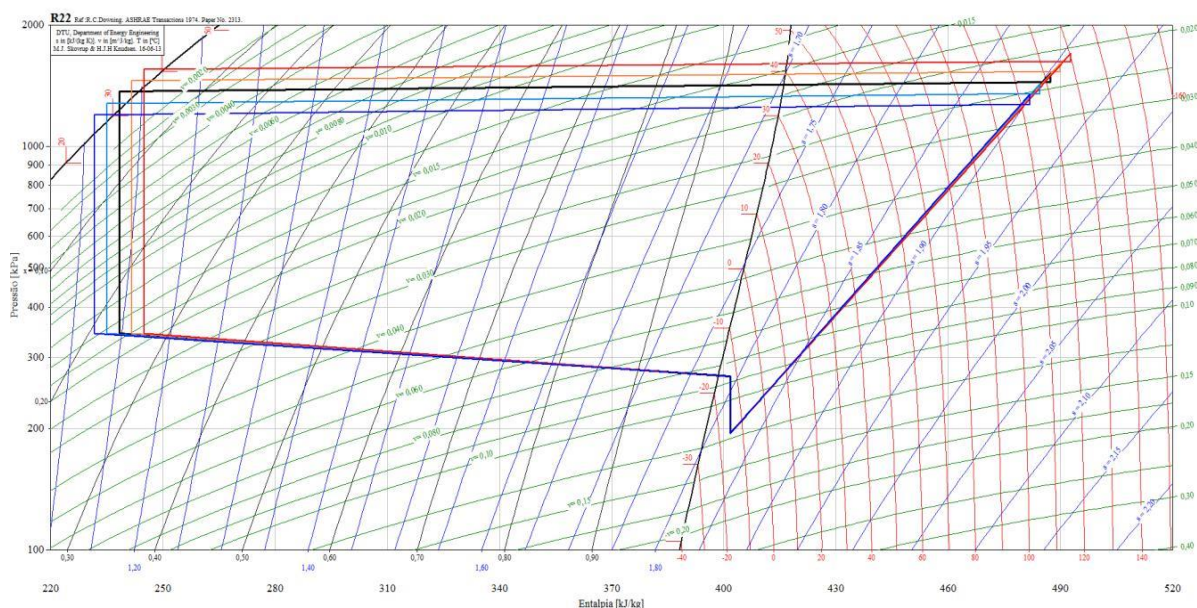


Figura 4. Diagramas (Pxh) em diferentes temperaturas de condensação.

A linha roxa indica ($T = 32,5\text{ °C}$, $\text{COP} = 2,13$), a linha azul ($T = 35\text{ °C}$, $\text{COP} = 2,02$), a linha laranja ($T = 40\text{ °C}$, $\text{COP} = 1,81$) e a linha vermelha ($T = 42,5\text{ °C}$, $\text{COP} = 1,72$). Da análise, a análise da Fig. 4 percebe-se um acréscimo significativo do COP com a redução da temperatura de condensação. Quanto maior é a razão de pressão entre a condensação e a evaporação, mais elevado torna-se o trabalho de compressão, com conseqüente redução do COP do refrigerador.

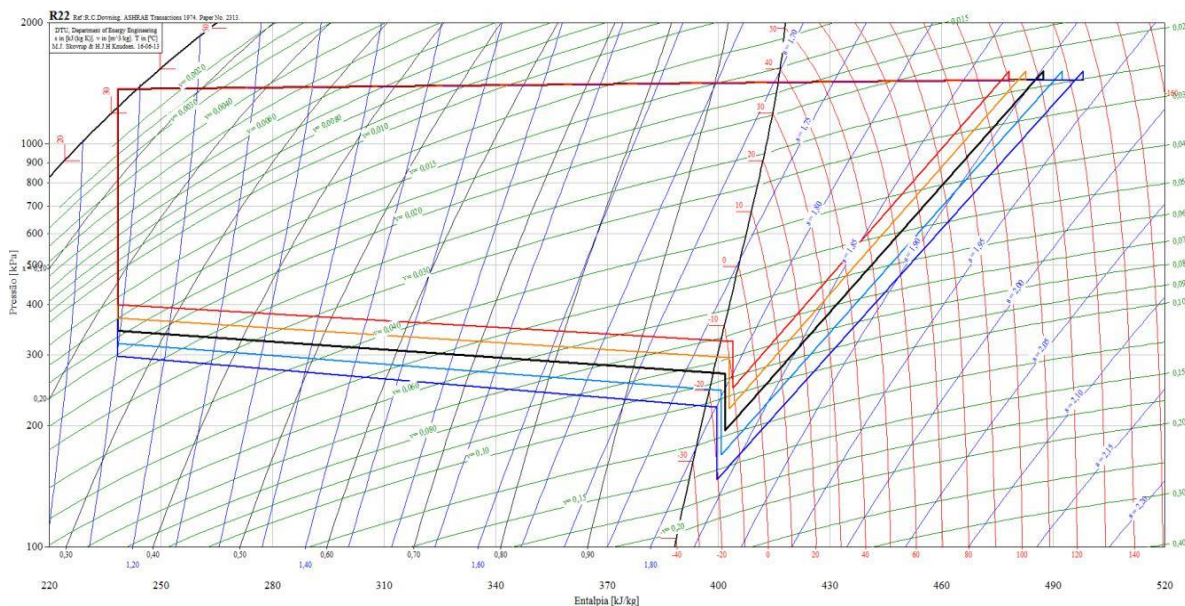


Figura 5. Diagramas (Pxh) em diferentes temperaturas de evaporação.

A linha roxa indica ($T = -22,5\text{ °C}$, $\text{COP} = 1,77$), a linha azul ($T = -20\text{ °C}$, $\text{COP} = 1,64$), a linha laranja ($T = -15\text{ °C}$, $\text{COP} = 2,06$) e a linha vermelha ($T = -12,5\text{ °C}$, $\text{COP} = 2,23$). De modo análogo, da análise da Fig. 5 percebe-se uma redução significativa do COP com o decréscimo da temperatura de evaporação, uma vez que ocorre um acréscimo do trabalho de compressão com o efeito frigorífico mantendo-se praticamente inalterado.

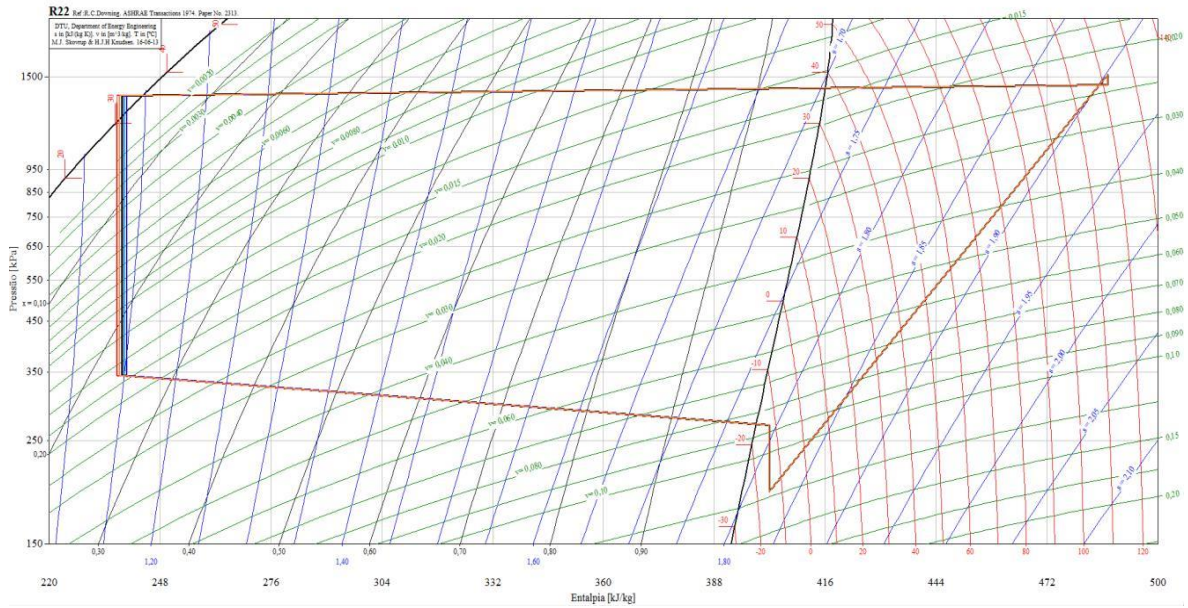


Figura 6. Diagramas (Pxh) em diferentes subresfriamentos.

A linha roxa indica ($T = 3$ K, $COP = 1,9$), a linha azul ($T = 3,5$ K, $COP = 1,9$), a linha laranja ($T = 4,5$ K, $COP = 1,92$) e a linha vermelha ($T = 5$ K, $COP = 1,93$). Da Fig. 6 observa-se que a variação do subresfriamento exerce pouca influência sobre o COP do ciclo.

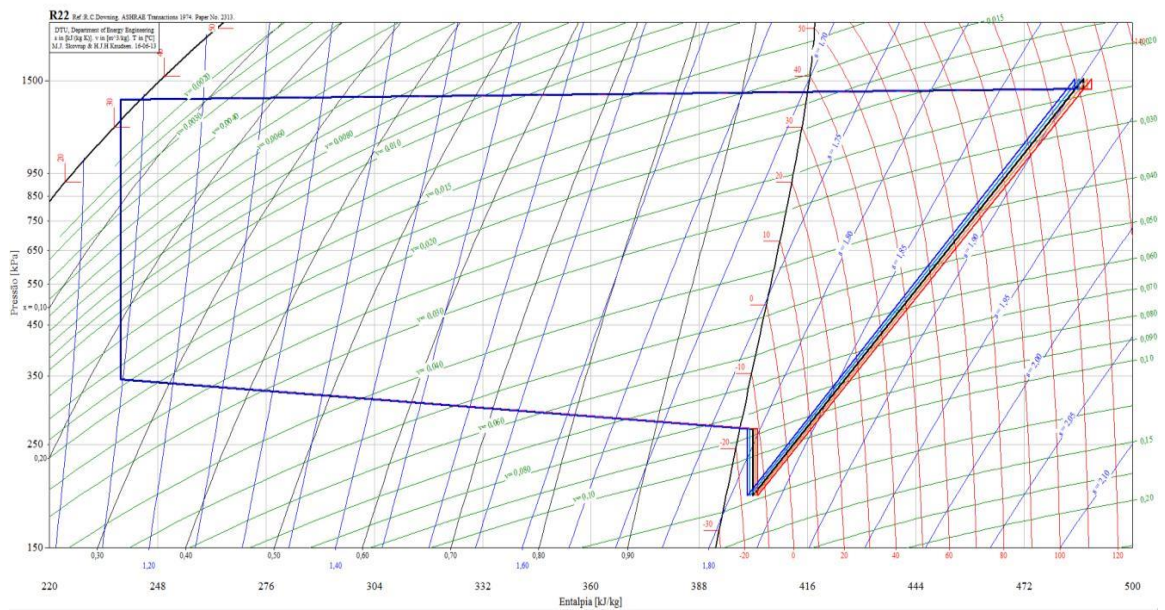


Figura 7. Diagramas (Pxh) em diferentes superaquecimentos.

A linha roxa indica ($T = 3 \text{ K}$, $\text{COP} = 1,91$), a linha azul ($T = 4 \text{ K}$, $\text{COP} = 1,91$), a linha laranja ($T = 6 \text{ K}$, $\text{COP} = 1,91$) e a linha vermelha ($T = 7 \text{ K}$, $\text{COP} = 1,91$). Da Fig. 7 constata-se que a variação do superaquecimento útil não provocou nenhuma alteração no COP do ciclo.

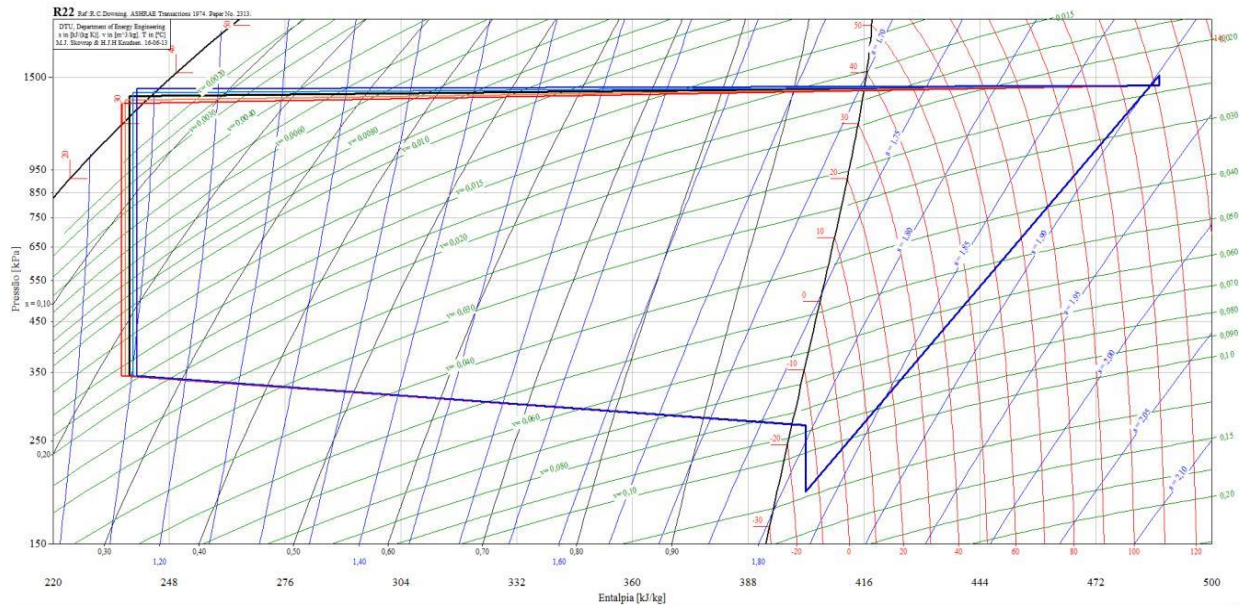


Figura 8. Diagramas (Pxh) para diferentes quedas de pressão no condensador.

A linha roxa indica ($P = 0,25$ bar, $COP = 1,89$), a linha azul ($P = 0,5$ bar, $COP = 1,90$), a linha laranja ($P = 1$ bar, $COP = 1,92$) e a linha vermelha ($P = 1,25$ bar, $COP = 1,93$). Na Fig. 8 tem-se que a diminuição da queda de pressão no condensador resulta num decréscimo do COP do ciclo de refrigeração.

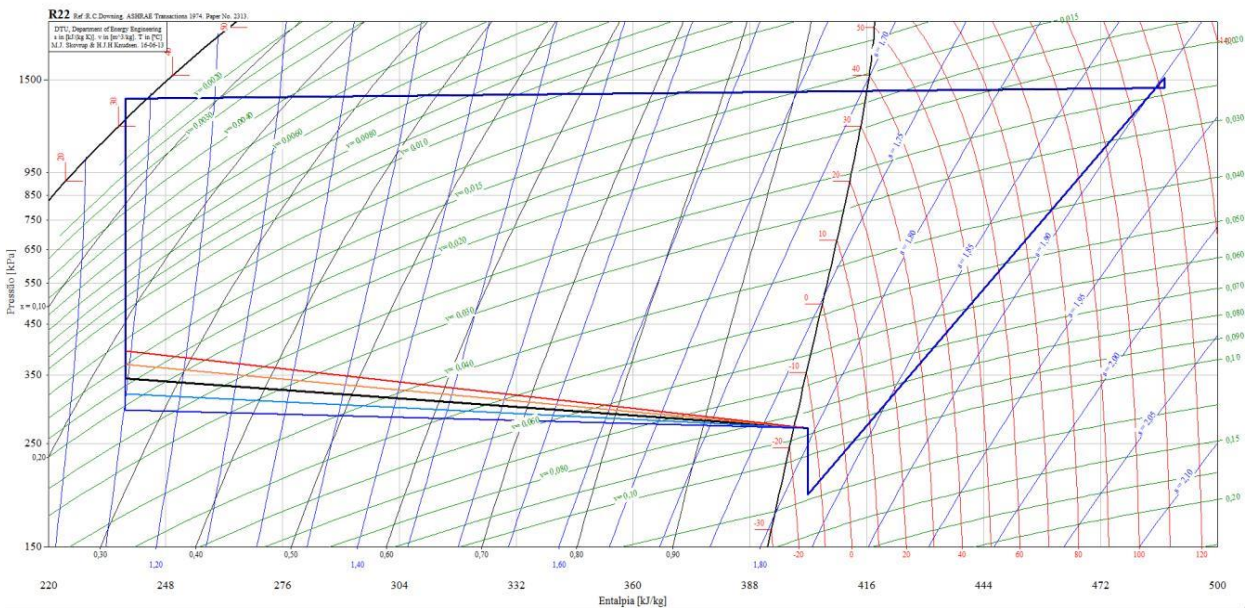


Figura 9. Diagramas (Pxh) para diferentes quedas de pressão no evaporador.

A linha roxa indica ($P = 0,25$ bar, $COP = 1,91$), a linha azul ($P = 0,5$ bar, $COP = 1,91$), a linha laranja ($P = 1$ bar, $COP = 1,91$) e a linha vermelha ($P = 1,25$ bar, $COP = 1,91$). De modo análogo ao superaquecimento, a análise da Fig. 9 percebe-se que a queda de pressão no evaporador não altera o COP do ciclo termodinâmico.

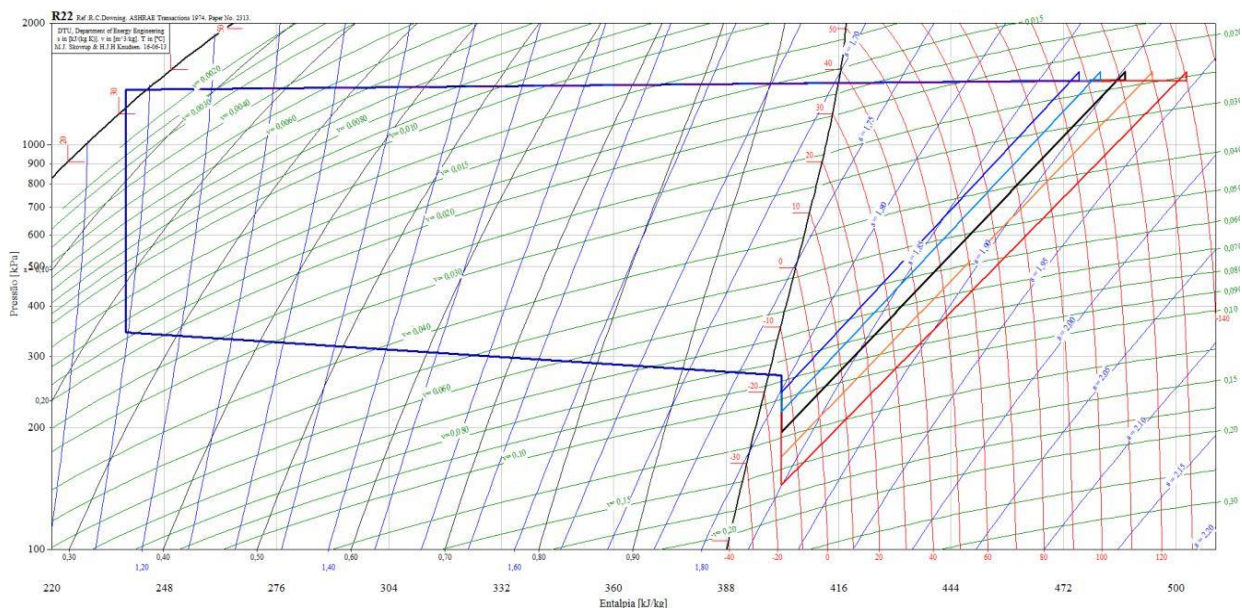


Figura 10. Diagramas (Pxh) para diferentes quedas de pressão na linha de sucção.

A linha roxa indica ($P = 0,25$ bar, $COP = 2,20$), a linha azul ($P = 0,5$ bar, $COP = 2,06$), a linha laranja ($P = 1$ bar, $COP = 1,77$) e a linha vermelha ($P = 1,25$ bar, $COP = 1,62$). Analisando-se as Figura (9) pode-se inferir que quanto menor a queda de pressão na linha de sucção maior é o COP do ciclo. Isso resulta num menor trabalho do compressor e, conseqüentemente, num maior COP do sistema.

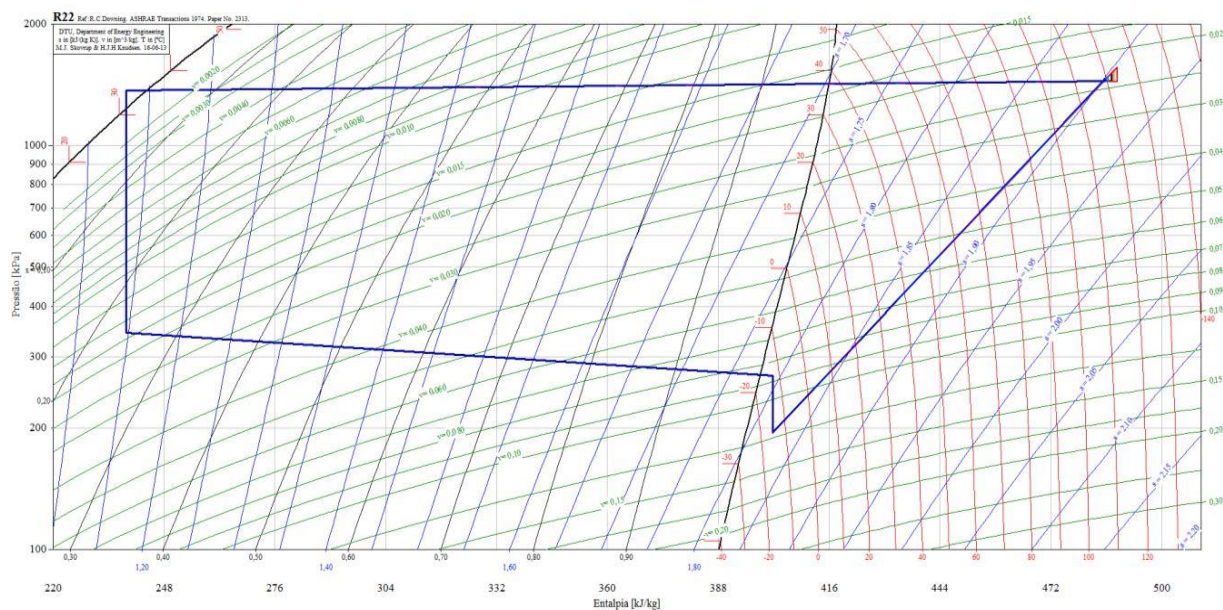


Figura 11. Diagramas (Pxh) para diferentes quedas de pressão na linha de descarga.

A linha roxa indica ($P = 0,25$ bar, $COP = 1,95$), a linha azul ($P = 0,5$ bar, $COP = 1,93$), a linha laranja ($P = 1$ bar, $COP = 1,89$) e a linha vermelha ($P = 1,25$ bar, $COP = 1,88$). Das Fig. 11 nota-se que quanto maior é a queda de pressão na linha de descarga maior é o COP do ciclo. O compressor deve manter a pressão de descarga de modo que a temperatura máxima não supere 130°C , evitando a deterioração do óleo lubrificante.

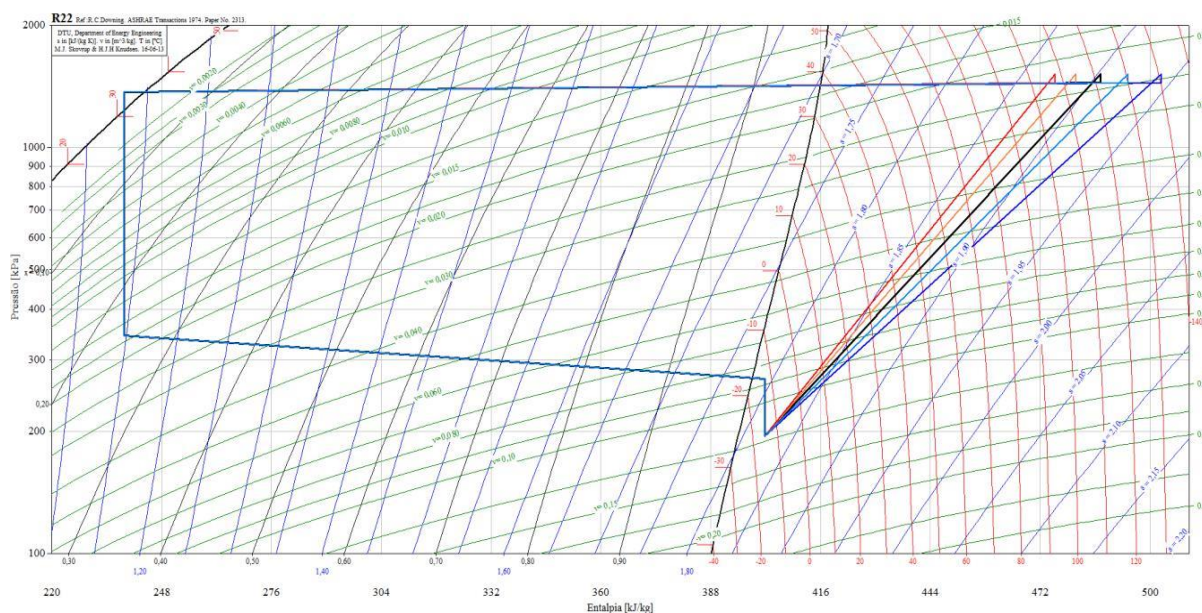


Figura 12. Diagramas (P x h) para diferentes eficiências isoentrópica do compressor.

A linha roxa indica ($\epsilon = 0,55$ - COP = 1,95), a linha azul ($\epsilon = 0,60$ - COP = 1,93), a linha laranja ($\epsilon = 1$ - COP = 1,89) e a linha vermelha ($\epsilon = 1,25$ - COP = 1,88). Da Figura 12 tem-se que quanto menor a eficiência isoentrópica do compressor menor será o COP do ciclo de refrigeração. A redução da eficiência isoentrópica é promovida principalmente pelas irreversibilidades, como perdas por atrito do refrigerante com as paredes internas da tubulação e transferência de calor do fluido para a vizinhança. Daí, quanto menor for a eficiência isoentrópica do compressor menor será o COP do ciclo.

5. CONCLUSÕES

Após a realização da simulação no software *CoolPack* para análise da sensibilidade do COP em relação as principais variáveis operacionais de um refrigerador, pode-se concluir que:

- O coeficiente de performance (COP) do ciclo real de refrigeração é fortemente influenciado pela variação da temperatura de condensação, pela variação da temperatura de evaporação ou ainda pela variação da eficiência isoentrópica do compressor;
- Em menor grau, o COP do refrigerador é afetado pelo superaquecimento útil e pelo subresfriamento;
- A queda de pressão na linha de líquido e no evaporador não modifica o COP do ciclo de refrigeração;
- A queda de pressão nas linhas de descarga e sucção modifica em menor grau o COP do ciclo de refrigeração;
- O software *Coolpack* é uma ferramenta bastante útil e de fácil utilização que permite estimar com muita rapidez os parâmetros de desempenho e diagramas termodinâmicos de ciclos de refrigeração.

6. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Çengel, Y. A. e Boles, M.A. , 2011, *Termodinâmica*. 7ª edição. São Paulo: McGraw-Hill, 963p.
- DTU, “Tutorial Coolpack - A Collection of Simulation Tools for Refrigeration” DTU, version 1.46, 2011.
- Shapiro, H. N., 2006, “Fundamentals of Engineering Thermodynamics”, 5th edition, John Wiley and Sons, 847p.
- Salvador, F., 1999. “Projeto de um sistema de refrigeração industrial com "set-point" variável”. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Sistemas, Universidade de São Paulo, São Paulo.

Verdério, S. A. J., “Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor”. Universidade Estadual Paulista Faculdade de Engenharia, Bauru.

Ferreira, V. P., Alves, L. G., 2010” Determinação do COP em Tempo Real Utilizando Sistema Microprocessado”. in: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, campina grande. Campina Grande, Brasil.

Wylen, G.; Sonntag, R.; Borgnakke, C., 1994. Fundamentos da Termodinâmica clássica, Blücher , 4.ed. São Paulo.

ENERGY EFFICIENCY ANALYSIS OF A COLD WORKING WITH R22 REFRIGERANT IN DIFFERENT OPERATING CONDITIONS

Abstract. *This article analyzes the performance of a cooler working with R-22 in different operating conditions. Coolpack software was used for analysis and estimation of thermodynamic performance of refrigerator. The results show that the COP is strongly influenced by the isentropic efficiency of the compressor, the temperature of condensation or evaporation temperature. The COP is less sensitive to the variation of the overheating, sub-cooling, pressure drop in the condenser and pressure drop in the suction and discharge lines.*

Key words: *refrigeration cycle, coefficient of performance, refrigerant R-22, Coolpack*