

ESTUDO COMPARATIVO DA PERFORMANCE DE UM APARELHO DE AR CONDICIONADO OPERANDO COM OS FLUIDOS R22 E R410A

Giovanna Fabris

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos, 6627, CEP. 31270-090, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

gifabris@terra.com.br

Ricardo Nicolau Nassar Koury

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos, 6627, CEP. 31270-090, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

koury@demec.ufmg.br

Luiz Machado

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos, 6627, CEP. 31270-090, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

luizm@demec.ufmg.br

Resumo. *As propriedades termodinâmicas de um fluido são normalmente determinadas através de cálculos envolvendo a equação de estado do fluido combinadamente com relações envolvendo derivadas parciais entre as propriedades termodinâmicas (relações de Maxwell). A utilização desse método para a obtenção das propriedades dos fluidos garante resultados bastante precisos. No entanto, quando essas propriedades são utilizadas em modelos matemáticos nos quais cálculos iterativos se fazem presentes, o tempo de execução dos programas computacionais se torna muito longo. Este é o caso de modelagem envolvendo sistemas frigoríficos e de condicionamento de ambientes. No presente estudo, objetiva-se a utilização de uma metodologia alternativa para a obtenção das propriedades termodinâmicas de um fluido. Essa metodologia consiste no uso de regressões aplicadas a dados das tabelas de propriedades geradas pelas equações de estado e pelas relações de Maxwell. A metodologia, apesar de fornecer resultados aproximados, é vantajosa pela facilidade e economia de tempo de computação. Para ilustrar o uso das correlações obtidas, um programa em linguagem Fortran foi desenvolvido para simular e comparar o funcionamento de um aparelho de ar condicionado operando com os fluidos R22 e R410A.*

Palavras-chave: ar condicionado, R22, R410a.

1. INTRODUÇÃO

A avaliação de numerosas propriedades termodinâmicas de fluidos refrigerantes é necessária em muitos estudos no campo da refrigeração. Para a realização de tais avaliações, sub-rotinas computacionais foram propostas por Chan e Haselden (1981). Essas sub-rotinas, que foram amplamente usadas, implementavam as equações e constantes recomendadas pelo Instituto Internacional de Refrigeração. Uma equação de estado era usada para a região de vapor, e era suplementada por equações de pressão de vapor e densidade do líquido, para que fosse incluída a fase líquida. Na ocasião, o cálculo das propriedades, com o uso dessas sub-rotinas, demandava tempos de computação, geralmente, menores que um segundo.

A partir dos anos 80, houve um crescimento significativo das atividades de pesquisa relacionadas à simulação dinâmica de sistemas de refrigeração. Essas simulações exigem milhares de avaliações de propriedades termodinâmicas, e, portanto, requerem longos tempos de computação caso as propriedades sejam avaliadas através das sub-rotinas propostas por Chan e Haselden.

Com o intuito de reduzir o tempo de computação para cálculo de propriedades físicas de fluidos refrigerantes, Cleland (1986) propôs sub-rotinas computacionais para avaliação rápida de propriedades termodinâmicas de refrigerantes. O método usado por Cleland baseia-se no uso de expressões matemáticas ajustadas a partir de regressões aplicadas a dados das tabelas de propriedades físicas de fluidos. Apesar de tornar os cálculos mais rápidos, essas expressões devem ser utilizadas apenas dentro da faixa em que foram obtidas, pois grandes erros são gerados caso essa faixa seja extrapolada. Assim, o foco do trabalho de Cleland foi estabelecer expressões somente para as aplicações mais usuais; em outras situações, as sub-rotinas de Chan e Haselden, mais lentas e precisas, devem ser usadas. A Tab. (1) apresenta os fluidos correlacionados por Cleland e a faixa de aplicação das expressões obtidas. A Tab. (2) contém os coeficientes da equação (1) proposta por Cleland para avaliação da pressão de vapor em função da temperatura de saturação, bem como o maior erro gerado por essa equação em relação às sub-rotinas de Chan e Haselden.

Tabela 1. Campo geral de aplicabilidade das expressões de propriedades de refrigerantes (Cleland, 1986).

	Temperatura de saturação mínima (°C)	Temperatura de saturação máxima (°C)	Grau de superaquecimento máximo (°C)
R12	-60	60	60
R22	-60	60	60
R114	-20	100	60
R502	-60	60	60
R717	-60	60	120

$$P_{sat} = \exp(a_1 - \frac{a_2}{t + a_3}) \quad (1)$$

Tabela 2. Coeficientes da equação que relaciona a pressão de vapor (Pa) com a temperatura de saturação (°C) (Cleland, 1986).

	a ₁	a ₂	a ₃	erro max.(%)
R12	20,82963	-2033,5646	248,30	0,42
R22	21,25384	-2025,4518	248,94	0,41
R114	20,76379	-2235,3078	238,18	0,34
R502	21,00668	-1924,9516	248,46	0,54
R717	22,11874	-2233,8226	244,20	0,08

As outras propriedades incluídas nas sub-rotinas de Cleland foram: a entalpia e volume específico das fases líquido e vapor saturados obtidas a partir da temperatura de saturação, entalpia e volume específico do vapor superaquecido a partir da pressão e do grau de superaquecimento. Cleland propõe ainda calcular a variação de entalpia devida a uma compressão adiabática reversível (compressão isentrópica) a partir da pressão e grau de superaquecimento no início da compressão e da pressão final do processo.

As equações propostas por Cleland foram um avanço para a agilização da avaliação de propriedades físicas de refrigerantes. No entanto, a metodologia proposta para cálculo da variação da entalpia devida a uma compressão isentrópica pode ser melhorada para fornecer resultados mais completos e precisos.

Neste trabalho, a sub-rotina apresentada por Cleland para calcular a variação da entalpia em uma compressão adiabática reversível será substituída por uma nova metodologia, mais precisa, que consiste em utilizar o valor da entropia do processo. Como o processo em questão é isoentrópico, os valores da entropia, das pressões inicial e final e da temperatura inicial são suficientes para calcular a variação de entalpia durante a compressão. A vantagem desse método em relação ao proposto por Cleland, além da maior precisão, é a possibilidade de determinação da geração de entropia em uma compressão adiabática irreversível, bastando para isto conhecer a eficiência do processo.

2. METODOLOGIA

As análises efetuadas envolvem somente fluidos operando em máquinas em regime permanente e não consideram as perdas de pressão no circuito. Vários parâmetros de operação do sistema foram analisados, como vazão mássica, capacidade de refrigeração e coeficiente de performance, e foi feita a comparação da performance do sistema operando com os fluidos R22 e R410a. Os dados visados para a realização de tais análises foram pressões, entalpias do refrigerante, temperaturas do fluido secundário na entrada e na saída dos dois trocadores de calor (condensador e evaporador) e vazão mássica do refrigerante. A fim de calcular essas variáveis, as temperaturas de evaporação e condensação, o grau de superaquecimento na saída do evaporador, o grau de sub-resfriamento na saída do condensador, além das temperaturas e vazão volumétrica do fluido secundário, foram impostos.

As pressões de condensação e evaporação, bem como as entalpias dos refrigerantes nas saídas do condensador e do evaporador foram calculadas a partir dos dados impostos. O título e a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador foram calculadas considerando-se o processo de expansão isoentálpico. A entalpia na saída do compressor foi calculada considerando, inicialmente o processo de compressão isentrópico. A diferença entre os valores obtidos para as entalpias antes e depois da compressão foi dividida pelo valor da eficiência do processo, admitida 77% em todos os pontos de operação do sistema. Os valores de temperatura e entalpia foram recalculados para apresentar o verdadeiro valor do trabalho de compressão. O valor adotado para a eficiência da compressão foi baseado no experimento de Mongey et. al. (1996), onde os autores utilizaram um compressor idêntico ao usado no presente trabalho.

Finalmente, a vazão mássica de refrigerante \dot{m}_f foi calculada pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_f = N \cdot V \cdot \rho_f \cdot \eta_v \quad (2)$$

N, V e η_v são, respectivamente, a rotação (rpm), o volume deslocado pelo pistão e a eficiência volumétrica do compressor, e ρ_f é a densidade do refrigerante antes da compressão. A eficiência volumétrica foi calculada pela seguinte equação:

$$\eta_v = 1 + c - c \cdot \left(\frac{P_{cond}}{P_{eb}} \right)^{\frac{c_v}{c_p}} \quad (3)$$

c é o volume morto do compressor, P_{cond} e P_{eb} são as pressões de condensação e ebulição do refrigerante, e c_v e c_p são os calores específicos a volume constante e a pressão constante na entrada do compressor. A partir da vazão mássica de refrigerante, as temperaturas do fluido secundário na saída do evaporador e na saída do condensador foram calculadas.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A fim de comparar o comportamento de um sistema de ar-condicionado operando com dois fluidos refrigerantes diferentes, a temperatura de evaporação foi fixada em 0°C (o que corresponde à

temperatura constante do ambiente condicionado igual a 20°C) e a temperatura de condensação foi variada de 45°C a 55°C (o que corresponde à temperatura do exterior variando de 25°C a 35°C). Nas simulações, os valores adotados para o produto N.V e para o volume morto do compressor foram, respectivamente, 1,5m³/h e 7%.

3.1. Carga térmica

A Fig. (1) apresenta a variação da capacidade de refrigeração dos fluidos R22 e R410a com a temperatura de condensação. A Tab. (3) apresenta a variação da densidade e da eficiência volumétrica em função da temperatura de condensação para ambos os fluidos. É apresentado também o produto entre esses valores, o que permite uma fácil comparação das vazões mássicas dos fluidos, já que o produto N.V é uma constante e depende somente do compressor. O uso de um fluido que apresenta maior vazão é mais vantajoso em um sistema de ar-condicionado, assim, por esse aspecto, o uso do R410a é recomendável.

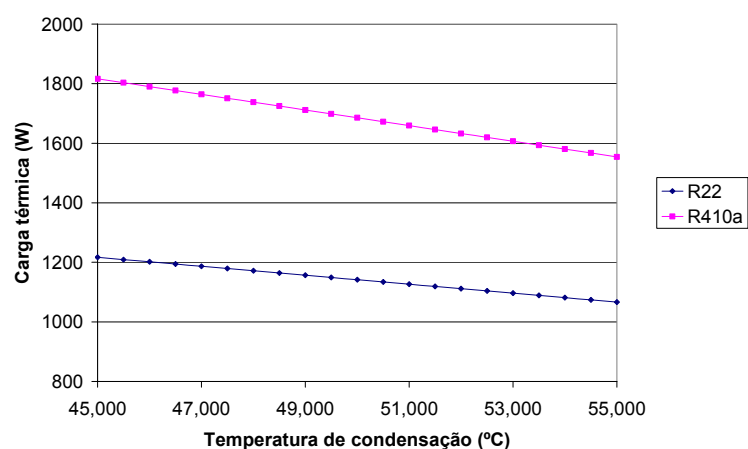


Figura 1. Evolução da carga térmica (capacidade de refrigeração).

Tabela 3. Variação da densidade do fluido e da eficiência volumétrica do compressor com a temperatura de condensação.

Temperatura de condensação (°C)	ρ (kg/m ³)		η_v (%)		$\rho \times \eta_v$	
	R22	R410a	R22	R410a	R22	R410a
45,00	73,3033	119,3872	88,523	89,066	6489,031	10633,345
47,00	77,0096	126,8409	87,840	88,415	6764,522	11214,637
49,00	80,8800	134,8195	87,141	87,748	7047,966	11830,138
51,00	84,9227	143,3738	86,427	87,067	7339,618	12483,125
53,00	89,1464	152,5615	85,698	86,370	7639,672	13176,740
55,00	93,5605	162,4485	84,952	85,657	7948,149	13914,849

A carga térmica retirada do ambiente pelo fluido depende da vazão mássica do fluido, assim como da variação de entalpia no evaporador. Essa variação de entalpia está apresentada na Tab. (4) para as temperaturas de condensação estudadas.

Tabela 4. Variações de entalpia no evaporador.

Temperatura de condensação (°C)	Δh_{evap}	
	R22	R410a
45,00	156,015	160,333

47,00	153,345	156,863
49,00	150,656	153,362
51,00	147,947	149,832
53,00	145,219	146,271
55,00	142,472	142,680

A diferença máxima entre as variações de entalpia no evaporador foi de 2,8% (para a temperatura de condensação de 45°C), sendo que para temperaturas de condensação mais altas a diferença é desprezível.

A vazão de R410a é entre 63% e 75% maior que a vazão de R22. Já a variação de entalpia desse segundo fluido é maior em relação ao primeiro, porém, apenas cerca de 3% maior, em pontos onde a diferença é máxima. Assim, a carga térmica do fluido R410a é maior que aquela do R22.

3.2. Coeficientes de performance

A Fig. (2) apresenta a variação dos coeficientes de performance dos fluidos R22 e R410a com a temperatura de condensação, além do COP para o ciclo de Carnot. O coeficiente de performance de Carnot foi obtido pela razão entre a temperatura de condensação e a diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação. O COP verdadeiro foi calculado dividindo-se as variações de entalpia no evaporador pelas variações de entalpia no compressor.

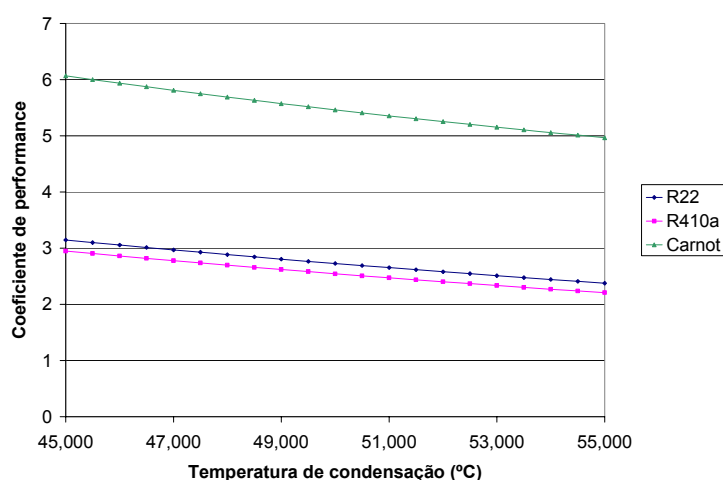


Figura 2. Variação do Coeficiente de Performance.

O COP do ciclo de Carnot é sempre mais alto que os valores do ciclo padrão devido às irreversibilidades no compressor e na válvula de expansão e ao superaquecimento na saída do evaporador existentes neste último ciclo. O uso de um fluido que garanta um COP mais elevado é vantajoso pois um coeficiente de performance maior permite que a máquina frigorífica consuma menos energia.

3.3. Temperatura de descarga do compressor

A Fig. (3) mostra as temperaturas dos fluidos considerados após a compressão para as várias temperaturas de condensação. A temperatura de descarga do compressor é um parâmetro importante, pois representa a maior temperatura existente no sistema. Seu valor não pode ultrapassar a temperatura crítica do refrigerante, pois valores maiores que esse implicam um comprometimento da qualidade do lubrificante do compressor. Sob esse aspecto, o R410a é melhor que o R22.

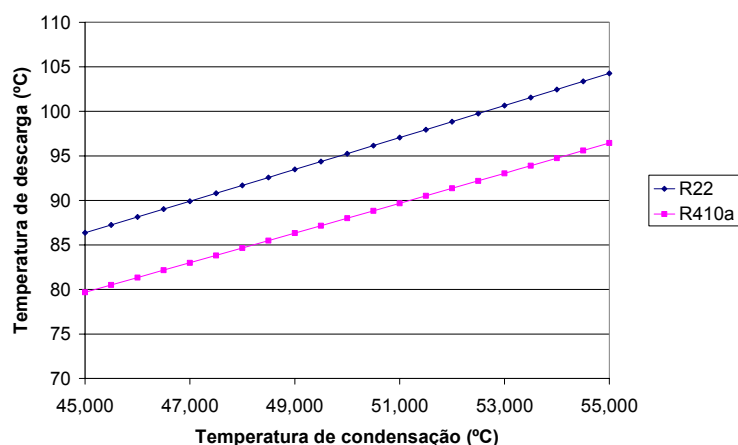


Figura 3. Temperaturas na descarga do compressor.

4. CONCLUSÃO

No presente trabalho foi realizada uma análise teórica comparativa de um sistema de refrigeração operando com os fluidos R22 e R410a. Para tal análise, a temperatura de evaporação foi fixada, enquanto a temperatura de condensação variou na faixa de 45°C a 55°C. A vazão mássica, a carga térmica, o coeficiente de performance e a temperatura de descarga foram calculados para ambos os fluidos nessa faixa de temperaturas.

As vantagens de cada fluido foram analisadas e são resumidas no quadro abaixo:

	R22	R410a
Pressão	+	-
Vazão	-	+
Tamanho do compressor	-	+
Temperatura de descarga	-	+
COP	+	-

5. REFERÊNCIAS

- Chan, C. Y., Haselden, G. G. Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 1: Basic equations. International Journal of Refrigeration, 4: 7, 1981.
- Chan, C. Y., Haselden, G. G. Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 2: Program listings. International Journal of Refrigeration, 4: 52, 1981.
- Chan, C. Y., Haselden, G. G. Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 3: Use of the program in the computation of standard refrigeration cycles. International Journal of Refrigeration, 4: 132, 1981.
- Cleland, A. C. Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties. International Journal of Refrigeration, 9: 346, 1986.
- Mongey, B., McMullan, J.T., McNerlin, M.G. An Examination of Hydrocarbon Mixtures for Use in High Temperature Heat Pump Applications, Proceedings of Application for Natural Refrigerants, Dinamarca, pp. 11.11-11.15, 1996.

COMPARATIVE STUDY OF THE PERFORMANCE OF AN AIR-CONDITIONER OPERATING WITH THE R22 AND R410A FLUIDS

Giovanna Fabris

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos, 6627, CEP. 31270-090, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.
gifabris@terra.com.br

Ricardo Nicolau Nassar Koury

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos, 6627, CEP. 31270-090, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.
koury@deme.ufmg.br

Luiz Machado

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos, 6627, CEP. 31270-090, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.
luizm@demec.ufmg.br

Abstract. *The thermodynamic properties of a fluid are usually determined by calculations that involve the state equation of the fluid combined with Maxwell's equation. Although the use of that method to obtain the fluid's properties assures reliable results, when these properties are used in mathematical models requiring iterative calculations, the time to execute the computational programs becomes too long. This is applicable to refrigerating and air-conditioning systems. The objective of the present study is to use an alternative methodology to estimate the thermodynamic properties of fluids. This methodology consists of the use of regressions applied to data taken from tables of property, which were generated by the state equations and Maxwell's relations. The methodology, in spite of generating approximate results, is advantageous taking into account that it reduces the computing time and is easy to implement. In order to illustrate the use of the correlations obtained, a FORTRAN computer program was developed so as to simulate and compare the functioning of an air-conditioner operating with the R22 and R410a fluids.*

Keywords. *Air-conditioner, R22, R410a.*