

Avaliação da influência do fluido refrigerante sobre a perda de pressão em ciclo de compressão simples – EVR2021-0007

Matheus C. Constantino^{1,*}, Fabio T. Kanizawa²

¹ Universidade Federal Fluminense, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Termociências
Niterói, RJ, Brasil, CEP 24210-240

² Universidade Federal Fluminense, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Termociências
Niterói, RJ, Brasil, CEP 24210-240

* Matheus C. Constantino, matheusconstantino@id.uff.br

Resumo

O presente estudo destina-se a analisar os efeitos da perda de pressão, impostas pelos trocadores de calor, sobre um ciclo de compressão simples, enfatizando a influência do fluido refrigerante sobre a análise. Nesse sentido, a análise se baseia em um modelo completo para ciclo, considerando trocadores de calor unidimensionais, compressor não isentrópico e dispositivo de expansão adiabático. O estado termodinâmico do fluido é avaliado ao longo dos trocadores de calor, através de um processo de discretização, considerando métodos preditivos presentes na literatura para o coeficiente de transferência de calor, perda de pressão e fração de vazio. Adicionalmente, considera-se uma temperatura uniforme na parede dos dispositivos de transferência de calor, de forma a estimar a taxa de transferência de calor para o ambiente refrigerado e externo. Dessa forma, a partir da variação das condições operacionais, como as temperaturas de evaporação e condensação, conclui-se que a perda de pressão imposta pelos trocadores de calor influencia significativamente na eficiência do ciclo. Reduções no COP de mais de 20% foram observadas para o R600a e o R134a para condições suscetíveis a perda de pressão.

Palavras-chave: Compressão mecânica de vapor, Escoamento bifásico, Perda de pressão, COP.

Introdução

Sistemas de refrigeração são essenciais para a manutenção da qualidade de vida da sociedade. Suas aplicações são as mais variadas, desde sistemas convencionais utilizados para manter o conforto térmico durante dias quentes e conservar alimentos, até sistemas industriais necessários para liquefação de gases, por exemplo. Nesse ínterim, os sistemas de refrigeração estão completamente integrados ao cotidiano social.

As recentes preocupações com as alterações climáticas provenientes da ação humana, entretanto, provocaram uma reavaliação dos sistemas arrefecimento, no que tange os fluidos refrigerantes tipicamente utilizados. Nesse sentido, com o objetivo de reduzir a emissão de gases que possam contribuir com o fenômeno, o Protocolo de Kyoto (United Nations, 1997) e a regulamentação F-Gas (Schulz e Kourkoulas, 2014) definiram restrições no uso de refrigerantes com alto potencial de aquecimento global (GWP). Dessa forma, diversos estudos vêm sendo apresentados com o objetivo de apresentar alternativas aos fluidos convencionais, como o R-22, de forma a respeitar as novas regulamentações.

No entanto, a escolha de um novo fluido refrigerante deve considerar diversos critérios e condições, de modo a alcançar a melhor eficiência para o ciclo. Conforme apresentado por Kuehn *et al.* (1998), o projeto de um sistema de refrigeração é consideravelmente influenciado pelas propriedades do refrigerante escolhido. Diante as diversas substâncias que podem ser utilizadas para essa função, como compostos inorgânicos e halogenados, são poucas aquelas que atendem todos os requisitos de segurança, termodinâmicos e químicos necessários para um eficiente

funcionamento do sistema, tornando-se, assim, uma difícil tarefa selecionar um fluido ideal.

Ademais, um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor real apresenta diversos desvios com relação ao ciclo teórico que podem influenciar na análise. O fluido refrigerante que percorre o sistema, por exemplo, não é substância pura, devido à presença de óleo e contaminante. Adicionalmente, os distintos componentes que formam o sistema apresentam irreversibilidades, como perda de pressão e transferência de calor. Todos esses desvios provocam reduções de eficiência do ciclo e impactam em seu projeto, podendo influenciar, assim, na escolha correta para o fluido refrigerante.

As principais irreversibilidades presentes em um sistema real ocorrem no compressor. Ao considerar um típico compressor alternativo, os principais desvios são relacionados às perdas de pressão nas válvulas e a transferência de calor entre o fluido e a parede interna do cilindro, conforme indicado por Kuehn *et al.* (1998). Nesse contexto, diversos estudos, como Duprez *et al.* (2007), se destinaram a modelar o compressor com mais detalhes, entretanto, devido à dificuldade de estimativa de alguns parâmetros, como o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a parede interna do compressor, esse tipo de análise se torna demasiadamente complexa e, assim, usualmente utiliza-se uma eficiência isentrópica. A perda de pressão imposta pelos trocadores de calor, por outro lado, é outra importante fonte de irreversibilidade no sistema que, no entanto, não é recorrentemente investigada.

Conforme apresentado por Silva (2017), a perda de pressão imposta pelo evaporador pode provocar uma redução de cerca de 30% no COP do sistema. Os trocadores de calor em um sistema de refrigeração por compressão

mecânica operam em condições de mudança de fase. Dessa forma, a maior parcela desses equipamentos apresenta escoamentos bifásicos percorrendo o interior do canal, condição caracterizada por uma alta perda de pressão, quando comparada a um escoamento monofásico, devido à fricção entre fases (Müller-Steinhagen and Heck, 1986). Nesse ínterim, as características físicas do fluido refrigerante podem ser consideravelmente relevantes para determinar o impacto da perda de carga no sistema e, assim, a eficiência geral do ciclo e o desempenho dos dispositivos de transferência de calor.

Baseado nesses aspectos, o presente estudo pretende analisar a influência da perda de pressão imposta pelos trocadores de calor em um ciclo de compressão simples. Conforme supramencionado, devido às novas regulamentações recentemente impostas, novos fluidos têm sido avaliados para atuação em sistemas de refrigeração. Dessa forma, o objetivo geral do estudo é evidenciar a importância de se considerar nessa análise a sensibilidade de certos fluidos a perda de carga durante o processo de mudança de fase. Com esse propósito, um modelo completo do ciclo de compressão mecânica de vapor, considerando a perda de pressão nos trocadores de calor, a partir da estimativa das propriedades físicas do fluido ao longo dos trocadores de calor. Ademais, três fluidos que respeitem as novas regulamentações foram escolhidos para a análise (R600a, R134a e amônia) e comparados com o tradicional R-22.

Metodologia

Essa seção apresenta a abordagem utilizada para modelar um ciclo de compressão a vapor simples, considerando a perda de carga ao longo dos trocadores de calor. Nesse contexto, as seguintes hipóteses gerais são adotadas para a modelagem do ciclo de compressão:

- Compressão possuindo eficiência isentrópica igual a 75%, com a condição de saída definida pela temperatura de condensação nominal T_{cond} , conforme sugerido por Li e Groll (2005);
- Expansão isentálpica, com a pressão de saída definida como a pressão de saturação a temperatura de evaporação nominal T_{evap} ;
- Os trocadores de calor são modelados como canais unidimensionais horizontais, possuindo temperatura da parede constante.
- A condição de entrada do condensador é definida pela condição de saída do compressor, enquanto a condição de saída do condensador é definida como líquido saturado.
- A condição de saída do evaporador é definida pela condição de saída do dispositivo de expansão, enquanto a condição de saída do evaporador é restrita a vapor saturado.

Dessa forma, a figura abaixo apresenta o diagrama pressão-entropia do ciclo de compressão proposto, assim como o ciclo de referência, denotado pela letra R, onde não se considera perda de pressão nos trocadores de calor.

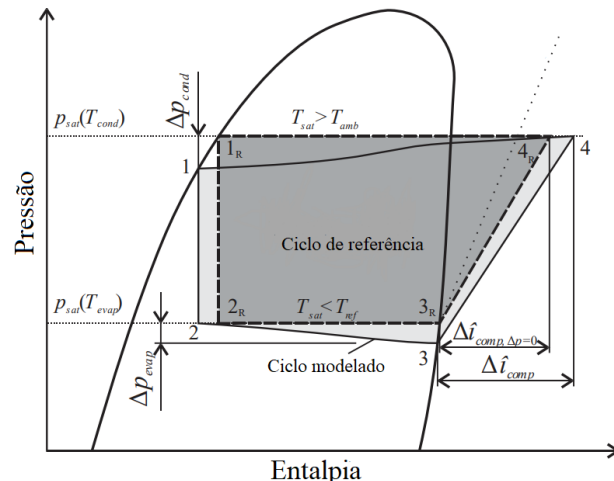


Figura 1: Diagrama pressão-entropia do ciclo modelado e de referência.

Baseado nesses aspectos, a complexidade do modelo proposto depende da análise dos trocadores de calor. Logo, esses dispositivos são discretizados ao longo do eixo z (Figura 2), de forma a possibilitar a estimativa dos parâmetros físicos do fluido ao longo do trocador.

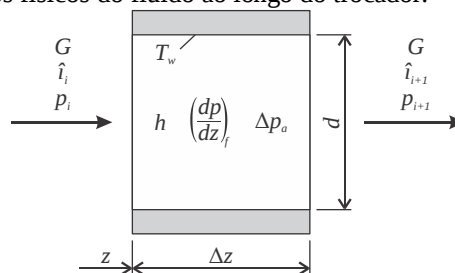


Figura 2: Descrição esquemática do elemento discreto proposto.

O modelo é implementado no EES e, como supracitado, compreende os parâmetros físicos do fluido ao longo do processo de mudança de fase, sendo estimados a partir dos seguintes métodos:

- Churcill (1997) para a estimativa do fator de fricção durante o escoamento monofásico;
- Müller-Steinhagen e Heck (1986) para a determinação da perda de pressão durante o escoamento bifásico;
- Gnielinski (1976) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor durante o escoamento monofásico turbulento ou o número de Nusselt constante igual a 3,657 para o escoamento laminar;
- Saitoh et al. (2007) para a avaliação do coeficiente de transferência de calor durante ebulição convectiva;
- Cavallini et al (2008) para estimativa do coeficiente de transferência de calor durante condensação convectiva;
- Kanizawa e Ritbatski (2016) para o cálculo da fração de vazio.

Dessa forma, a partir da estimativa do coeficiente de transferência de calor h e da perda de pressão para cada elemento, a condição de saída ($i+1$) pode ser avaliada, a partir dos seguintes balanços de energia e momentum, onde $\hat{i}$, T_w , T_f e Δp_a representam a entalpia, temperatura da parede, temperatura do fluido, e a perda de pressão aceleracional respectivamente:

$$\hat{i}_{i+1} = \hat{i}_i + \frac{h(T_w - T_{f,i})\pi d \Delta z}{\dot{m}} \quad (1)$$

$$p_{i+1} = p_i - \left[\left(\frac{dp}{dz} \right)_{f,i} \Delta z + \Delta p_{a,i} \right] \quad (2)$$

Baseado nesses aspectos, a análise dos trocadores de calor é efetuada a partir do ponto de entrada, inicialmente definido, até que a condição de saída desejada. O comprimento do elemento discreto é fixado como $d/10$ e a vazão mássica $\dot{m}$ é inicialmente estimada para uma condição isobárica. Adicionalmente, para uma capacidade térmica fixa, a vazão ao longo do ciclo depende das condições de saída dos trocadores, logo foi necessário utilizar um método iterativo para solucionar o ciclo completo.

Resultados

A presente seção possui o objetivo de analisar os efeitos da perda de pressão, imposta pelos trocadores de calor, em um sistema de compressão simples e avaliar a influência do fluido refrigerante nessa análise. Com esse intuito, são expostas abaixo análises paramétricas, para valores fixados de carga térmica, diâmetro do canal e diferença entre a temperatura do fluido e da parede do canal iguais a 1,5 kW; 6,35 mm e 7,5°C, respectivamente. Todas as análises são feitas a partir da comparação entre o ciclo modelado e o de referência, como definido na Figura 1, para os fluidos R22, R134a, R600a e amônia. Ademais a legenda para identificação das curvas presente na Figura 3 é mantida ao longo de todas as figuras, onde a linha tracejada é referente ao eixo à esquerda e as linhas cheias, quando presentes, referentes ao eixo à direita.

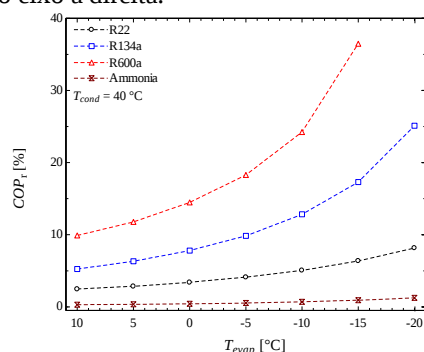


Figura 3: Variação da redução do COP com a temperatura de evaporação.

Baseado nesses aspectos, as Figuras 3 e 4 apresentam a variação da redução percentual do COP em relação ao ciclo de referência (COP_r), como função das temperaturas de evaporação e condensação, respectivamente. Dessa forma, observando a Figura 3, nota-se que há uma tendência de aumento do COP_r conforme a temperatura de evaporação do ciclo é reduzida, independente do fluido refrigerante. Por outro lado, percebe-se que o fluido refrigerante influencia consideravelmente no impacto que a perda de pressão a COP do sistema. Conforme a temperatura de evaporação varia de 10 para -15°C, o COP_r aumenta de 9,9% para 36,5% para o R600a, enquanto para amônia, a variação é desprezível, evidenciando a tendência de alguns fluidos serem mais suscetíveis à perda de pressão.

Diferentemente da grande influência que a temperatura de evaporação apresenta sobre a variação do COP_r , a temperatura de condensação mostra-se desprezível à análise. Ao se observar a Figura 4, percebe-se que ao variar a temperatura de condensação, o COP_r se mantém estável. Por exemplo, para o R134a, apenas uma variação de 5% é observada. Dessa forma, evidencia-se há possibilidade do condensador possuir uma relevância inferior ao evaporador nessa análise.

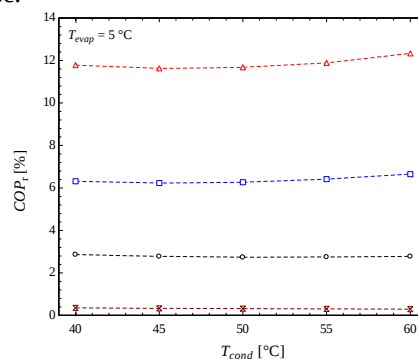


Figura 4: Variação da redução do COP com a temperatura de condensação.

Nesse ínterim, a Figura 5 apresenta a variação da relação entre a perda pressão no condensador e no evaporador, representado pelas linhas cheias no gráfico. Para uma condição de baixas temperaturas de evaporação, e consequente baixa influencia da perda de pressão sobre o ciclo, a perda de pressão no condensador é dominante para todos os fluidos analisado, a não ser a amônia. Conforme a temperatura de evaporação aumenta, e a perda de pressão passa influenciar significativamente na eficiência do ciclo, enquanto a relevância do condensador para a perda de carga total do sistema reduz continuamente, variando de 52,8 até 26,72% para o R22, por exemplo, e corroborando com as análises anteriores.

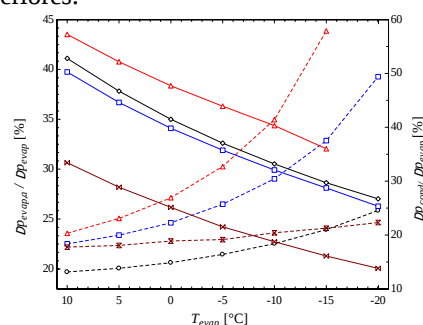


Figura 5: Variação da perda de pressão aceleracional no evaporador e da perda de pressão do condensador com relação à perda de pressão no evaporador, em função da temperatura de evaporação.

Por outro lado, quando se avalia as parcelas da perda de pressão no evaporador, um interessante fenômeno pode ser notado, correlacionado com as distintas sensibilidades dos fluidos analisados à perda de pressão. Dessa forma, as linhas tracejadas, presentes na Figura 5, representam a relação entre a parcela aceleracional e a perda de pressão total no evaporador. Ao observar essa figura, nota-se que conforme a temperatura de evaporação decresce, a relevância da parcela aceleracional da perda de carga aumenta independente do fluido analisado. Entretanto, para o R600a e o R134a, os

fluidos que apresentam as maiores reduções de eficiência, a taxa de crescimento é mais expressiva. Ao compararmos as curvas presentes nas Figuras 1 e 5, uma semelhança de comportamento pode ser notada.

Nesse íterim, duas propriedades físicas dos fluidos analisados ajudam a esclarecer os resultados apresentados. A primeira é a entalpia de vaporização. Para uma capacidade térmica fixa, o fluxo mássico do sistema é definido a partir da entalpia de vaporização do fluido e, assim, quanto menor seu valor, maior o fluxo mássico e a sua influência na perda de pressão. Por outro lado, o volume específico influencia diretamente na parcela aceleracional da perda de carga. Quanto maior o volume específico do fluido, maior será região ocupada pela fase vapor durante o processo de mudança de fase, propiciando, no caso do evaporador, uma aceleração dessa fase durante a formação de vapor ao longo do trocador; explica-se, assim, o aumento da dominância da perda de pressão do evaporador sobre o sistema, conforme a temperatura de evaporação é reduzida. Nesse sentido, nota-se na Figura 6 que a amônia apresenta a maior entalpia de vaporização (linha tracejada), enquanto o R600a possui uma considerável variação do volume específico com a redução da temperatura de evaporação (linha cheia). Adicionalmente, vale ressaltar que a amônia possui o maior volume específico entre os fluidos analisados, corroborando com o resultado da Figura 5 para a dominância da perda de pressão do evaporador sobre o sistema.

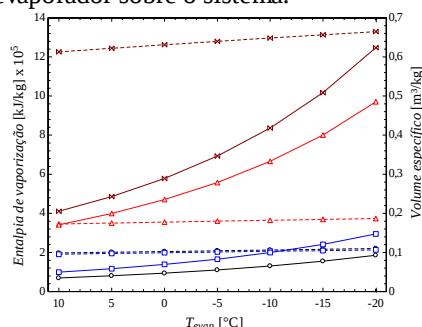


Figura 6: Variação da entalpia de vaporização e do volume específico com a temperatura de evaporação.

Baseado na discussão acima, a perda de pressão apresenta grande influência sobre a eficiência do sistema. Por sua vez, as características do fluido refrigerante empregado são decisivas para determinar a magnitude da perda de pressão ao longo dos trocadores e, consequentemente, dessa influência. Portanto, ao se avaliar um novo fluido refrigerante para ser empregado em um ciclo de refrigeração, deve-se considerar a capacidade desse fluido em produzir uma perda de carga excessiva sobre o sistema.

Conclusões

- A perda de pressão imposta pelos trocadores de calor reduz significativamente a eficiência do ciclo. Reduções de mais de 30% no COP do sistema foram observadas para o R600a, por exemplo, onde a temperatura de evaporação foi a condição operacional mais significativa para a análise.
- A perda de pressão imposta pelo evaporador é dominante sobre a imposta pelo condensador. As condições de alta perda de pressão são ocasionadas, em parte, pela

formação de vapor no evaporador, que propicia uma aceleração da fase ao longo do trocador e, por sua vez, contribui para o atrito entre fases. Enquanto, no condensador, a supressão da fase vapor anula esse efeito.

- As propriedades físicas do fluido mostraram-se decisivas para a análise. Quanto menor a entalpia de vaporização, maior o fluxo mássico que percorre o sistema e, assim, maior a influência da perda de pressão sobre a eficiência do ciclo. Ademais, quanto maior o volume específico do fluido, maior a parcela aceleracional da perda de pressão do evaporador e, portanto, menor a eficiência do ciclo.

Referências

- Cavallini, A., Col, D. D., Doretti, L., Matkovic, M., Rossetto, L., Zilio, C., & Censi, G. (2006). Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design. *Heat transfer engineering*, 27(8), 31-38.
- Churchill, S. W., & SW, C. (1977). Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes.
- Duprez, M. E., Dumont, E., & Frère, M. (2007). Modelling of reciprocating and scroll compressors. *International Journal of Refrigeration*, 30(5), 873-886.
- Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, 16(2), 359-368.
- Kanizawa, F. T., & Ribatski, G. (2016). Void fraction predictive method based on the minimum kinetic energy. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 38(1), 209-225.
- Kuehn, T. H., Ramsey, J. W., & Threlkeld, J. L. (1998). *Thermal environmental engineering* (Vol. 188). Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall.
- Li, D., & Groll, E. A. (2005). Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. *International Journal of refrigeration*, 28(5), 766-773.
- Muller, S. H., & Heck, K. (1986). A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. *Chem. Eng. Process*, 20, 297.
- Saitoh, S., Daiguji, H., & Hihara, E. (2007). Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(25-26), 5215-5225.
- Schulz, M., & Kourkoulas, D. (2014). Regulation (EU) No 517/2014 of The European Parliament and of the council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. *Off. J. Eur. Union*, 2014(517), L150.
- Silva, J. D. D. (2017). Experimental and theoretical studies on heat transfer condensation and two-phase pressure drop inside minichannels for the low GWP refrigerants R1234ze(E) e R32 (Doctoral thesis, University of São Paulo).
- Protocol, K. (1997). United Nations framework convention on climate change. *Kyoto Protocol*, Kyoto, 19, 497.

Aviso de responsabilidade

Os autores são os únicos responsáveis pelo material incluído neste documento.