

AVALIAÇÃO DO EFEITO DA PERDA DE CARGA DO FLUIDO REFRIGERANTE EM CONDICIONADORES DE AR “SPLIT-INVERTER” DE CONDENSADORES CONVENCIONAIS

Vinícius Martins de Souza ¹; Marco Antônio Soares de Paiva ²

¹ Aluno de Iniciação Científica da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT);

² Professor da Escola de Engenharia Mauá (EEM/CEUN-IMT).

Resumo. *Um dos dilemas no projeto, desenvolvimento e construção dos componentes de um condicionador de ar doméstico é a escolha de parâmetros geométricos que produzam a melhor relação custo-benefício do equipamento. Um deles é o diâmetro interno dos tubos do sistema de condensador, parâmetro que influencia o tamanho e consumo do ventilador de ar e, principalmente, a eficiência energética do compressor, que por sua vez acaba influenciando na melhora ambiental do uso desse recurso. O objetivo da presente pesquisa foi implantar um modelo matemático dos processos termo hidráulicos que ocorrem no condensador e, com ele, simulações numéricas são realizadas avaliando sua influência na perda de carga por diferença de temperatura, desempenho energético e gasto monetário de consumo de energia elétrica de um condicionador de ar típico do tipo Split. Utilizando dessa forma uma simulação numérica que traduz com boa precisão a realidade, pode-se economizar tempo e recursos no projeto, desenvolvimento e construção de novos produtos.*

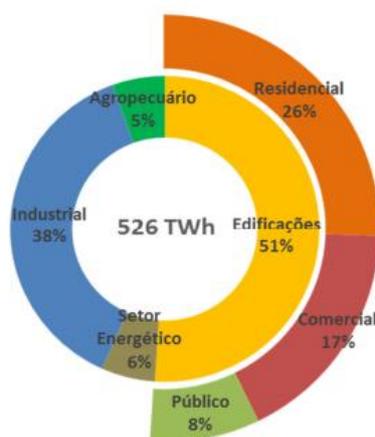
Introdução

A utilização de sistema de refrigeração é cada vez mais presente em nossas vidas, ocorrendo em lojas, automóveis e em residências. Estima-se que o consumo de energia elétrica devido aos condicionadores de ar no setor residencial tenha triplicado entre 2005 e 2017, até atingir 18,7 TWh em 2017 (NOTA TÉCNICA EPE 030/2018).

A intensidade de utilização do condicionamento de ar é muito diferenciada nos vários países. Por exemplo, cerca de 87% das residências dos Estados Unidos têm pelo menos um condicionador de ar, enquanto no Brasil, um país tropical, existem apenas 0,4 deles por residência.

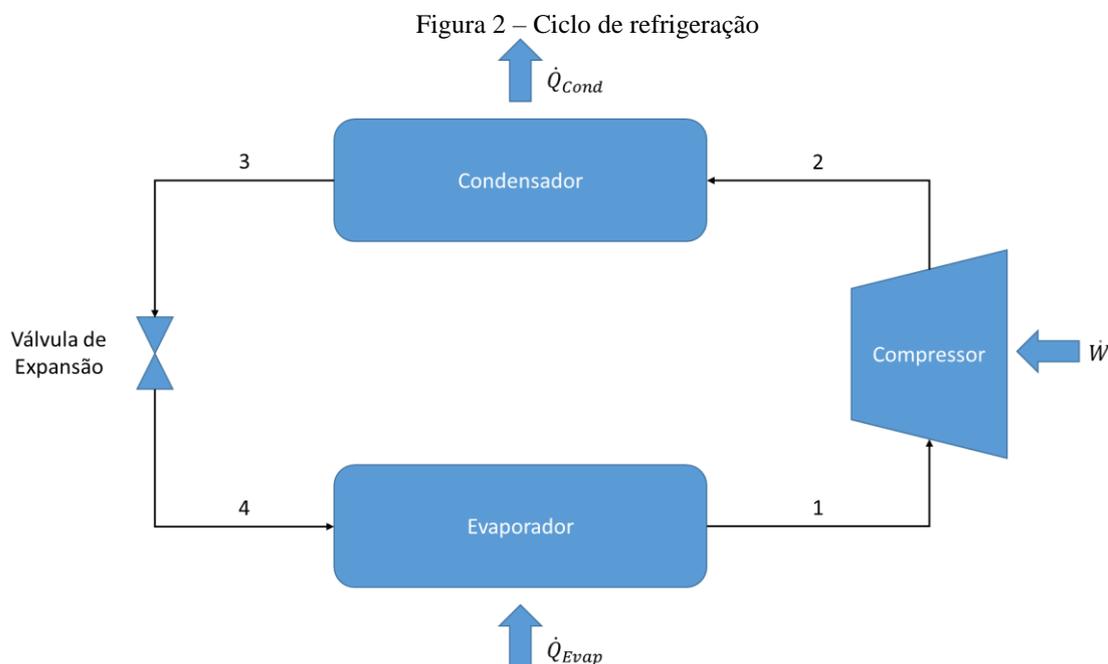
O setor de edificações, composto por residências, comércio e edifícios públicos, representou cerca de metade do consumo total de energia elétrica no Brasil em 2017 (Figura 1). Desse montante, os setores público e comercial consumiram juntos a quarta parte, com destaque para os segmentos de comércio varejista, varejo de comida e supermercados. Por outro lado, apenas a classe residencial apresentou expressiva proporção, sendo responsável por aproximadamente metade do consumo do setor de edificação, ou seja, 26% do consumo total de eletricidade no país.

Figura 1 – Decomposição do consumo final de eletricidade em 2017



Fonte: EPE (2018)

O funcionamento de um condicionador de ar baseia-se na utilização de um ciclo de refrigeração com compressão de vapor, dotado de 4 componentes básicos: o compressor, o condensador, a válvula de expansão e o evaporador (Figura 2). Nesse ciclo circula um fluido refrigerante. Tal ciclo termodinâmico permite transferir calor de um ambiente frio (o que se está condicionando) para o ar externo, que se encontra em uma temperatura mais elevada.



As etapas desse ciclo são:

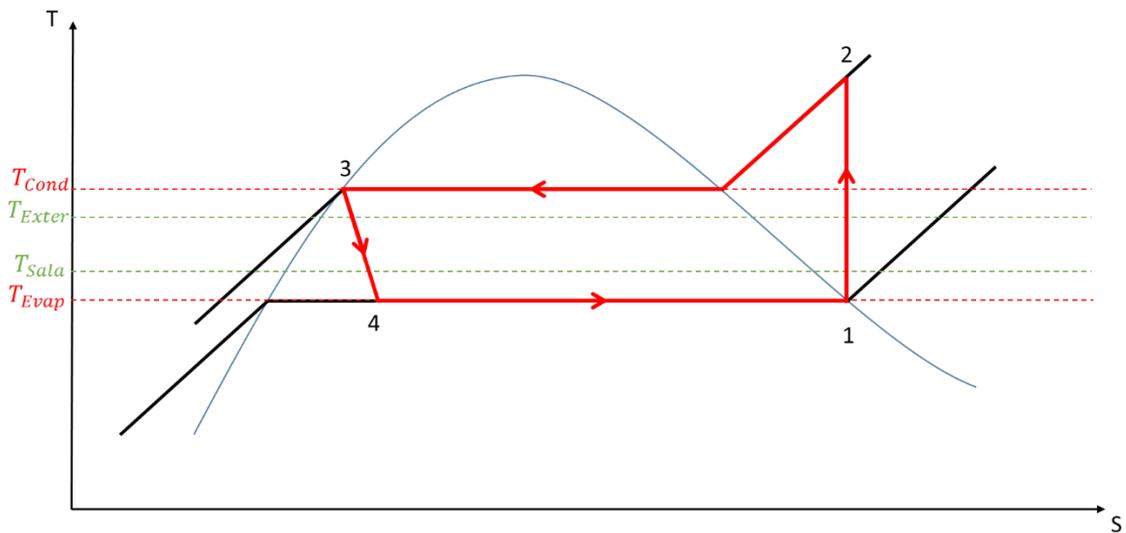
- Compressão (Processo 1-2). Ocorre a compressão do vapor de fluido refrigerante utilizado no ciclo, com aumento da pressão e da temperatura;
- Condensação (Processo 2-3). O vapor entra no condensador, é condensado e descarregado como líquido (Figura 3); esta mudança de fase irá rejeitar calor para o ambiente, ou seja, há aquecimento do ar externo utilizado para resfriamento do fluido refrigerante;
- Tubo capilar (Processo 3-4). O líquido circula por em tubo de pequeno diâmetro e elevado comprimento e a perda de carga regula a vazão de fluido refrigerante no ciclo. O processo é isoentálpico. Na saída do tubo capilar, o fluido encontra-se no estado bifásico.

O efeito da perda de carga do refrigerante no condensador sobre o desempenho energético dos condicionadores de ar é em geral relativamente pequeno, mas não desprezível. O objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo termohidráulico do escoamento bifásico e da transferência de calor que ocorrem no condensador tubular de um condicionador de ar split e, com ele, avaliar a influência do diâmetro dos tubos sobre o consumo energético do equipamento.

Materiais e Métodos

O consumo de energia do compressor depende em certa medida da perda de carga sofrido pelo fluido refrigerante no condensador. Deste modo, seu correto dimensionamento, seu diâmetro - é crucial para o desempenho energético do condicionador de ar. A literatura tradicional abordando o assunto de refrigeração e ar condicionado é pródiga na apresentação dos conceitos básicos desse processo. A figura 3 a seguir apresenta em um diagrama T x s o processo sofrido pelo fluido refrigerante no ciclo de refrigeração de um condicionador de ar (Sonntag e Borgnakke, 2013).

Figura 3 - Diagrama T-S do ciclo de refrigeração



Nas figuras 4 e 4a a seguir apresenta-se o desenho esquemático do condensador utilizado em um condicionador de ar típico (Du et al., 2020). Collier e Thome (1994) representam a mudança de fase ao longo de um condensador de fluido refrigerante típico (figura 5).

O consumo mínimo do ciclo de refrigeração acontece para um ciclo de Carnot (Sonntag e Borgnakke, 2013). A necessidade de se ter um ΔT no condensador para que a transferência de calor aconteça exige um consumo no compressor maior do que o mínimo. No entanto, além desse excesso de consumo natural, a perda de carga existente entre a entrada e a saída no condensador provoca uma destruição adicional de exergia (exergia: propriedade termodinâmica que representa a capacidade de realização de trabalho), que redundará em mais consumo de energia no compressor.

Figura 4 – Visão simplificada do condensador

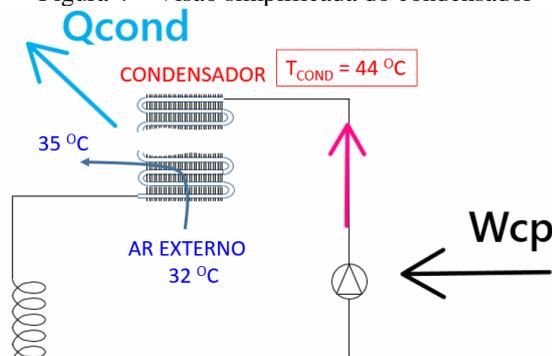
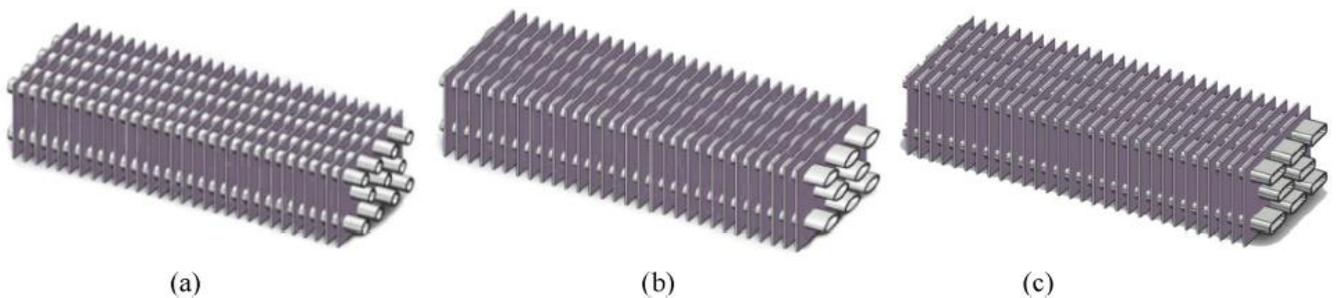
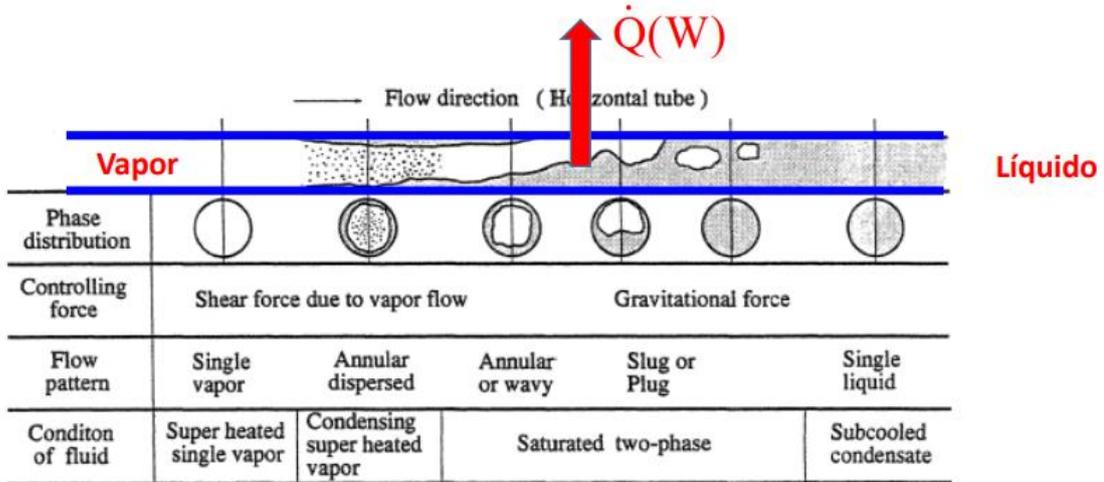


Figura 4a – Desenho de um condensador tubular (feixe de tubos)



Fonte: Du et al. (2020)

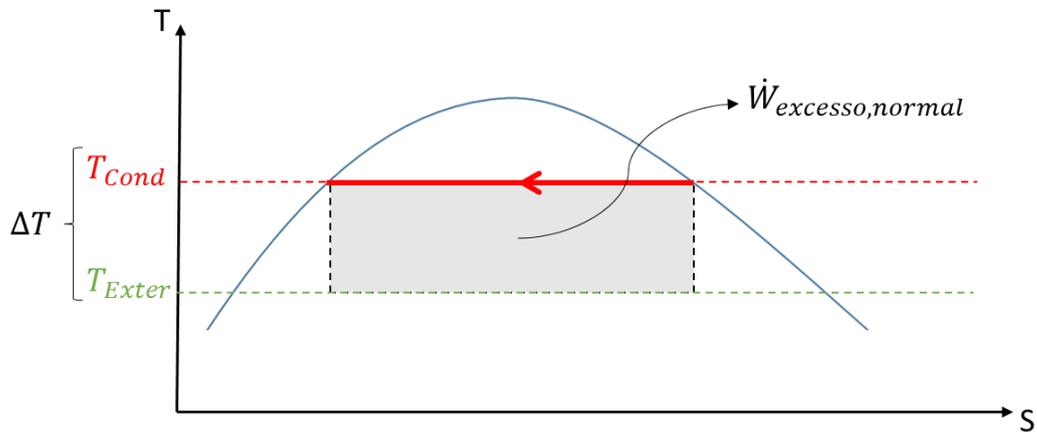
Figura 5 - Condensação no interior de tubos



Fonte: Collier e Thome (1994)

Conforme Kotas (1985), a diferença de temperatura ΔT entre o condensador e o ambiente externo provoca um aumento do consumo de energia no compressor do ciclo de refrigeração devido à destruição de exergia (vide figura 6). Esta grandeza é a capacidade de realização de trabalho, e quanto maior sua destruição em um processo, menor será sua eficiência.

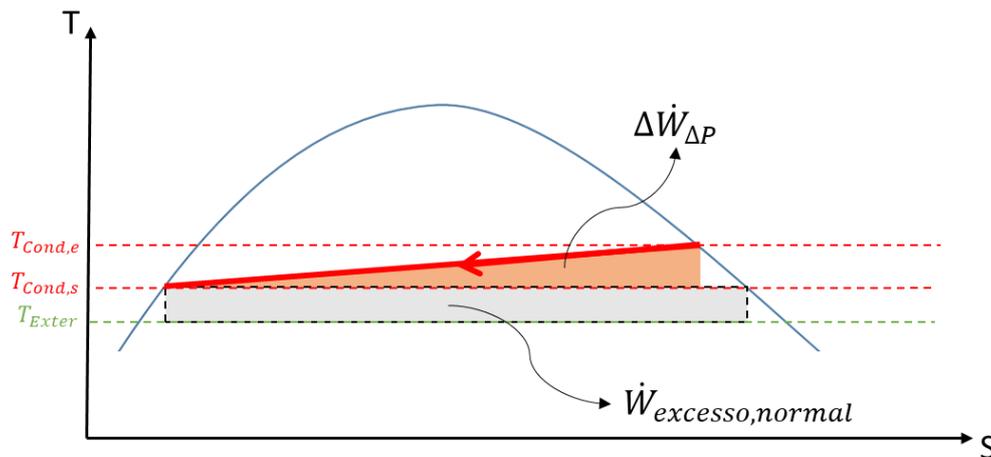
Figura 6 - Efeito do ΔT do condensador sobre o consumo do compressor



A perda de carga do escoamento do refrigerante no condensador varia com o valor do diâmetro do tubo, sendo que, quanto menor o diâmetro, menor seu custo, porém a velocidade do fluido é aumentada, o que, por sua vez, aumenta a perda de carga, elevando o consumo energético do compressor.

A figura 7 evidencia o efeito da perda de carga no aumento da exergia destruída no processo que ocorre no condensador e seu efeito sobre o consumo energético adicional no compressor.

Figura 7 - Efeito do ΔP no condensador sobre o consumo do compressor



O presente trabalho faz parte de um Programa de Pesquisa de Iniciação Científica que investiga dois aspectos de condensadores de condicionadores de ar do tipo split: 1) o uso de condensadores de microcanais (ao invés do modelo convencional, de feixe tubular) e; 2) o efeito da perda de carga em um condensador de feixe tubular (aspecto especificamente tratado no presente trabalho). Nesse sentido, uma parte considerável do desenvolvimento é comum a ambos os trabalhos. Não há cópia em nenhum deles na parte que lhes é comum. A metodologia de desenvolvimento do presente trabalho é constituída pelas seguintes etapas:

- Desenvolvimento do modelamento matemático dos processos termohidráulicos que ocorrem na transferência de calor do fluido refrigerante para o ar no condensador, mediante a utilização das leis físicas e das equações constitutivas que governam o fenômeno;
- Implantação de um algoritmo para simulação numérica em programa computacional;
- Utilização do simulador para obtenção de algumas variáveis de interesse – a principal delas sendo a massa de fluido refrigerante – para cada tipo de condensador;
- Comparação e discussão dos resultados.

O condensador é constituído por 3 zonas: fluido refrigerante como vapor superaquecido, fluido refrigerante com escoamento bifásico e fluido refrigerante com escoamento subresfriado. Do lado do ar, não há condensação de umidade do ar, porque a temperatura de condensação está sempre acima da temperatura de orvalho. As equações que caracterizam o comportamento termohidráulico do componente são apresentadas a seguir.

Modelamento matemático do processo termohidráulico no condensador

Nas equações seguintes é utilizada a nomenclatura apresentada no quadro 1. As equações apresentadas são as desenvolvidas para um trecho elementar de comprimento Δz do condensador, que são integradas numericamente para a obtenção do desempenho global.

- Entradas: $X_1; V_{face,ar,cond}; T_{ar,1}; D_{t,int}; P_1; \Delta z; S_T; P_{ar}; \dot{m}_{refr}$
- Saídas: $\Delta \dot{Q}_{cond}; \Delta \dot{Q}_{sens,ar}; T_{ar,2}; X_2; P_2$

Quadro 1. Simbologia

Varíáveis	Índices
A: área de transferência de calor;	1: entrada;
C _p : calor específico ;	2: saída;
D: diâmetro;	ar: ar;
G: velocidade mássica;	canais: canais;
H: entalpia específica;	cond: condensador;
h: coeficiente convectivo;	ext: externo;
P: pressão;	int: interno;
S: área transversal;	l: líquido saturado;
T: temperatura;	m: médio;
V: velocidade;	p: parede;
X: título;	refr: refrigerante;
z: comprimento;	t: tubo;
∇: volume;	T: transversal;
ρ: massa específica;	tp: bifásico;
ṁ: vazão mássica;	v: vapor saturado;
Q̇: taxa de calor;	

Equação da energia do lado do ar, somente calor sensível:

$$\Delta \dot{Q}_{\text{sens,ar}} = \Delta \dot{m}_{\text{ar}} C_{p,\text{ar}} (T_{\text{ar},2} - T_{\text{ar},1})$$

Equação da energia aplicada ao fluido refrigerante:

$$\Delta \dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{refr}} (H_1 - H_2)$$

Equação de transferência de calor, lado do fluido refrigerante:

$$\Delta \dot{Q}_{\text{cond}} = h_{\text{tp,cond}} \Delta A_{\text{int}} (T_{\text{cond}} - T_p)$$

em que o coeficiente convectivo de condensação é uma relação funcional do tipo:

$$h_{\text{tp,cond}} = f(X; T_{\text{cond}}; G_{\text{refr}}; T_p)$$

Tal relação funcional foi obtida no trabalho Dobson e Chato (1998). A equação de transferência de calor sensível, lado do ar:

$$\Delta \dot{Q}_{\text{sens,ar}} = h_{\text{conv,ar}} \Delta A_{\text{ext}} (T_p - T_{\text{ar,m}})$$

em que:

$$T_{\text{ar,m}} = \frac{T_{\text{ar},1} + T_{\text{ar},2}}{2}$$

O termo ΔA_{ext} considera a área total de transferência de calor para um tubo aletado, de comprimento elementar Δz . O valor de $h_{\text{conv,ar}}$ utilizado segue o equacionamento apresentado no trabalho de Wang et al. (1996), que é baseado em dados experimentais de um conjunto amplos de testes feitos com tubos com aletas do tipo veneziana.

A perda de carga em um elemento foi modelada a partir do trabalho de Choi et al. (2001). Para ficar coerente com o tipo de equacionamento utilizado no presente trabalho, as equações originalmente desenvolvidas pelos autores foram modificadas resultando no que se apresenta a seguir. A equação principal de perda de carga:

$$\frac{dP}{dz} = \frac{2f_B G^2 v_L}{D} \left(1 + X \frac{v_{LV}}{v_L} \right) \left(1 + X \frac{\mu_{LV}}{\mu_L} \right)^{(-0,25)} + G^2 v_L \left(\frac{v_{LV}}{v_L} \right) \frac{dX}{dz}$$

em que μ é a viscosidade do refrigerante, “L” para o líquido saturado e “V” para o vapor saturado. A variável f_B é o fator de atrito calculado admitindo que todo o escoamento bifásico se encontra na fase líquida. A determinação do termo dX/dz é feita a partir da equação da energia:

$$\frac{dX}{dz} = -|\dot{Q}| \frac{1}{H_{LV} \dot{m}_{\text{refr}}}$$

em que,

$$|\dot{Q}| = \frac{\Delta \dot{Q}_{\text{cond}}}{\Delta z}$$

Além das equações anteriormente apresentadas, são utilizadas as equações constitutivas:

$$\rho_L = f(P_{\text{cond}}; X = 0)$$

$$\rho_V = f(P_{\text{cond}}; X = 1)$$

$$X_2 = f(H_2; P_{\text{cond}})$$

$$H_1 = f(X_1; P_{\text{cond}})$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{ar}} = V_{\text{face,ar,cond}} \rho_{\text{ar}} (\Delta z S_T)$$

$$G_{\text{refr}} = \frac{\dot{m}_{\text{refr}}}{\left(\frac{\pi D_{\text{t,int}}^2}{4} \right)}$$

$$T_{\text{cond}} = f(P_{\text{cond}})$$

Algoritmo para a simulação numérica do condensador

Para implementação do modelo matemático do processo termohidráulico anteriormente apresentado para o condensador na forma de um simulador numérico, foi utilizado um programa, o EES – “Engineering Equation Solver” – que resolve o sistema de equações e contém subrotinas internas para cálculo das propriedades do fluido refrigerante. O EES contém um recurso interno de resolução do sistema de equações, mas ele nem sempre é satisfatório e, por vezes, o método da biseção ou das secantes teve que ser utilizado.

O quadro 2 apresenta o algoritmo desenvolvido para o condensador.

Resultados e Discussão

Simulações numéricas foram realizadas para avaliar o efeito do diâmetro na perda de carga. Na figura 8, ao invés de identificar a perda de carga em unidades de pressão, esse valor foi convertido para variação da temperatura de condensação ao longo do condensador, em °C. O fluido considerado foi o R32, a vazão mássica de fluido refrigerante utilizada é de 30 kg/h e a taxa de rejeição de calor, cerca de 1900 W.

O gráfico da figura 8 evidencia que a diminuição do diâmetro evidentemente eleva a perda de carga no condensador. Essa perda de carga, traduzida em variação de temperatura, é razoável até um limite de 2 °C. O diâmetro mínimo em que isso ocorre varia de 5 a 6,5 mm, dependendo da condição de operação.

A figura 9 apresenta a destruição de exergia em W decorrente da diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e o ar externo. Diminuindo o diâmetro a partir de 8 mm, a variação da exergia destruída é pequena até um valor de 6 mm. Além desse valor, sua elevação começa a ter significado.

A figura 10 traduz a exergia destruída (isto é, a elevação do consumo de potência no compressor em W) em gasto monetário mensal adicional. Os resultados apresentados consideram uma média diária de 6 h de uso do condicionado de ar e uma tarifa de energia elétrica média no estado de São Paulo de 0,51 R\$/kWh. A elevação do gasto com energia pode chegar até cerca de R\$ 60/mês.

Quadro 2. Versão de Dimensionamento do Condicionador de Ar. Algoritmo de resolução do condensador

1-Dados de entrada:

$$T_{e,cond}; \dot{m}_{refr}; V_{face,ar,cond}; T_{ar,e,cond}; D_{t,int}; \Delta z_{fixado}; geometria; P_{ar}; \Delta T_{sub,cond,requerido}; T_{cond}$$

Região do condensador – vapor superaquecido

2- $\Delta z_{atual} = \Delta z_{fixado}$

3-Fazer $z_2 = z_1 + \Delta z_{atual}$

4-Resolver sistema de equações para **Região do condensador – vapor superaquecido ou líquido subresfriado – ar seco**

5-Comparar $T_{refr,2}$ com T_{cond} :

- $T_{refr,2} > T_{cond} \rightarrow$ fazer $T_{refr,1} = T_{refr,2}$ e $z_1 = z_2$ e voltar ao passo 3;
- $T_{refr,2} < T_{cond} \rightarrow$ voltar ao passo 3, reiterando Δz_{atual} até obter $|T_{refr,2} - T_{cond}| < \text{erro}$
- $|T_{refr,2} - T_{cond}| < \text{erro}$. Resulta $L_{cond,super} = \sum \Delta z$

Região do condensador com escoamento bifásico:

6- $\Delta z_{atual} = \Delta z_{fixado}$

7-Fazer $z_2 = z_1 + \Delta z_{atual}$

8- Resolver Sistema de equações para **Região do condensador – escoamento bifásico – ar seco**

9-Comparar H_2 com $H_{sat,L}$:

- $H_2 > H_{sat,L} \rightarrow$ fazer $X_1 = X_2$ e $z_1 = z_2$ e voltar ao passo 3;
- $H_2 < H_{sat,L} \rightarrow$ voltar ao passo 3, reiterando Δz_{atual} até obter $|H_2 - H_{sat,L}| < \text{erro}$
- $|H_2 - H_{sat,L}| < \text{erro}$. Resulta $L_{cond,sat} = \sum \Delta z$

Região do evaporador com líquido subresfriado:

10- $\Delta z_{atual} = \Delta z_{fixado}$

11-Fazer $z_2 = z_1 + \Delta z_{atual}$

12- Resolver sistema de equações para **Região do condensador – vapor superaquecido ou líquido subresfriado – ar seco**

13-Comparar $\Delta T_{sub,cond,calc}$ com $\Delta T_{sub,cond,requerido}$:

- $\Delta T_{sub,cond,calc} < \Delta T_{sub,cond,requerido} \rightarrow$ fazer $T_{refr,1} = T_{refr,2}$ e $z_1=z_2$ e voltar ao passo 11;
- $\Delta T_{sub,cond,calc} > \Delta T_{sub,cond,requerido} \rightarrow$
 \rightarrow voltar ao passo 11, reiterando Δz_{atual} até obter $|\Delta T_{sub,cond,calc} - \Delta T_{sub,cond,requerido}| < \text{erro}$
- $|\Delta T_{sub,cond,calc} - \Delta T_{sub,cond,requerido}| < \text{erro}$. Resultam:
 - $L_{cond,sub} = \sum \Delta z$
 - $L_{cond} = L_{cond,super} + L_{cond,sat} + L_{cond,sub}$

12-Condensador dimensionado. Calculados:

$$T_{s,ar,cond}; L_{cond}; \text{Massa}_{refr,cond}; \dot{Q}_{cond}$$

Figura 8 – Efeito do diâmetro interno do tubo do condensador sobre a perda de carga.

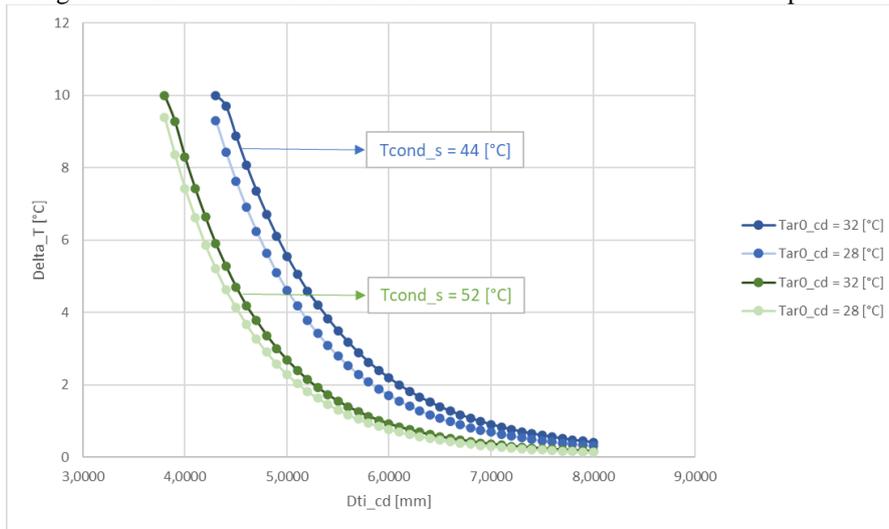


Figura 9 – Efeito do diâmetro interno do tubo sobre a destruição de exergia no condensador.

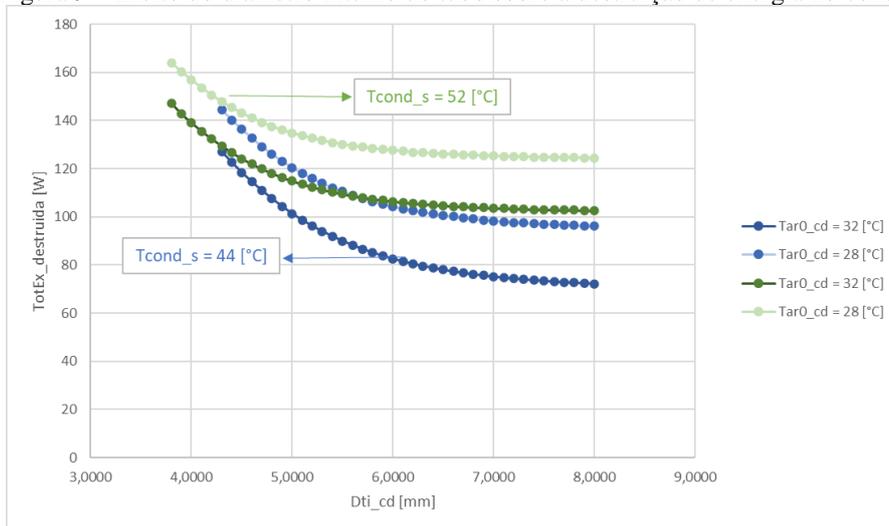
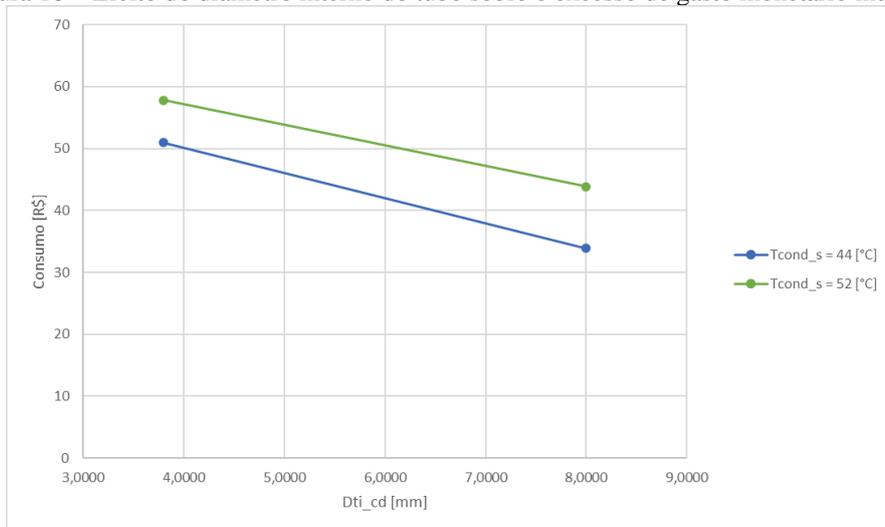


Figura 10 – Efeito do diâmetro interno do tubo sobre o excesso de gasto monetário mensal em R\$.



Conclusões

Com a diminuição do diâmetro, ocorre a elevação da velocidade interna do fluido e abaixo de certo valor, a elevação de perda de carga e do consumo de energia no compressor podem ser consideráveis. Para o caso considerado (taxa de rejeição de calor média de 1900 W), os resultados obtidos nas simulações numéricas realizadas evidenciam que o limite mínimo de diâmetro de tubo no condensador é de 6 mm. Esse valor é compatível com os valores efetivamente utilizados nos condensadores dos principais fabricantes.

Os estudos e análises realizados no desenvolvimento da pesquisa, e os resultados observados, evidenciam a importância do modelamento matemático e da simulação numérica na otimização energética de equipamentos consumidores de energia.

Referências Bibliográficas

- S. KINDAICHI, D. NISHINA, S. MURAKAWA, M. ISHIDA, M. ANDO. Analysis of energy consumption of room air conditioners: An approach using individual operation data from field measurements. 2017
- N. KARALI, N. SHAH, W.Y. PARK, N. KHANNA, C. DING, J. LIN, N. ZHOU. Improving the energy efficiency of room air conditioners in China: Costs and benefits. 2020
- O.M. AL-RABGHI, M.M. AKYURT. A survey of energy efficient strategies for effective air conditioning. 2004
- J. WU, Z. XU, F. JIANG. Analysis and development trends of Chinese energy efficiency standards for room air conditioners. 2019
- M.K. DOBSON, J.C. CHATO. Condensation in smooth horizontal tubes. 1998
- C.C. WANG, C.J. LEE, C.T. CHANG, S.P. LIN. Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin and tube heat exchangers. 1998
- Z. LIU AND R.H.S. WINTERTON. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli. 1991
- KUEHN, T. H., J. W. RAMSEY, AND JAMES L. THRELKELD. Thermal environmental engineering. 1998
- CLAUS BORGNAKKE , RICHARD E. SONNTAG. Fundamentos da Termodinâmica, Edgar Blucher, 2013, 8ª edição.
- COLLIER, J. G., & THOME, J. R. (1996). Convective Boiling and Condensation (3rd ed.). Clarendon Press.
- KOTAS, T. J. (1985). The exergy method of thermal plant analysis. Butterworth-Heinemann.
- WANG, C.-C., CHANG, Y.-J., HSIEH, Y.-C., & LIN, Y.-T. (1996). Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins. *Revue Internationale Du Froid [International Journal of Refrigeration]*, 19(4), 223–230.
- EES-Engineering Equation Solver Program, F-chart, 2018.
- CHOI, J. , KEDZIERSKI, M. AND DOMANSKI, P. (2001), Generalized Pressure Drop Correlation for Evaporation and Condensation in Smooth and Micro-Fin Tubes. *Proceedings of the International Institute of Refrigeration (IIR)*.
- FERREIRA, T. V., SOARES, J. B., MAIA, A. C., YUKIZAKI, A. Y., JUNIOR, A. D., RODRIGUES, T. A., & CHAGAS, T. T. (13 de Dezembro de 2018). Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética. *NOTA TÉCNICA EPE 030/2018*.