

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CAMPUS ARARANGUÁ  
CENTRO DE CIÊNCIAS, TECNOLOGIAS E SAÚDE  
DEPARTAMENTO DE ENERGIA E SUSTENTABILIDADE

Alan Coelho Kremer Junior

**Modelagem matemática e simulação de um condensador do tipo tubo  
aleta empregado em um condicionador de ar doméstico**

Araranguá

2023

Alan Coelho Kremer Junior

**Modelagem matemática e simulação de um condensador do tipo tubo aleta empregado em um condicionador de ar doméstico**

Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia de Energia do Centro de Ciências, Tecnologias e Saúde da Universidade Federal de Santa Catarina, como requisito para a obtenção do título de Engenheiro/a de Energia. Orientador: Prof. Thiago Dutra, Dr..

Araranguá

2023

Alan Coelho Kremer Junior

**Modelagem matemática e simulação de um condensador do tipo tubo aleta empregado em um condicionador de ar doméstico**

O presente Trabalho de Conclusão de Curso, do Curso de Engenharia de Energia, foi avaliado e aprovado pela banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Thiago Dutra, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Rogério Gomes de Oliveira, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que essa é a versão original e final do trabalho que foi julgado adequado para obtenção do título de Engenheiro/a de Energia.

Prof. Carla De Abreu D'aquino, Dr.

Coordenador do Curso

Prof. Thiago Dutra, Dr.

Orientador

Alan Coelho Kremer Junior

Autor

Araranguá, (01) de (março) de 2023

# MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO DE UM CONDENSADOR DO TIPO TUBO ALETA EMPREGADO EM UM CONDICIONADOR DE AR DOMÉSTICO

## MATHEMATICAL MODELLING AND SIMULATION OF A FIN-TUBE CONDENSER USED FOR DOMESTICAL AIR-CONDITIONING

Alan Coelho Kremer Junior

### RESUMO

O dimensionamento adequado de condensadores é de suma importância para que o sistema em que eles são instalados, seja um refrigerador ou um condicionador de ar, opere eficientemente. Geralmente, o projeto desses e outros tipos de trocadores de calor é realizado com o auxílio de modelos matemáticos, minimizando o tempo e os custos associados a experimentos. Este trabalho tem como objetivo a implementação de um modelo matemático para simulação de um condensador do tipo tubo aleta utilizado em um condicionador de ar doméstico. O modelo é baseado em uma abordagem permanente das equações da conservação da massa e da energia, aplicadas em três zonas do condensador: vapor superaquecido, mistura bifásica e líquido sub-resfriado. Nas zonas de escoamento monofásico, adotou-se uma formulação integral, enquanto que a zona de mistura bifásica foi dividida em 10 volumes de controle, levando-se em consideração o efeito da variação do título sobre o coeficiente convectivo de transferência de calor. O modelo foi validado através da análise de resultados de taxa de transferência de calor, fração de ocupação das diferentes zonas no condensador e perda de carga, sendo os dois últimos comparados com dados da literatura para geometrias similares. Finalmente, foi conduzido um estudo paramétrico do sistema, avaliando-se o impacto de variações do diâmetro da tubulação, da temperatura do ar e da vazão de ar sobre o desempenho térmico e hidráulico do condensador.

**Palavras-chave:** Trocador de calor; Simulação; Perda de carga.

### ABSTRACT

Proper sizing of condensers is of paramount importance for the system in which they are installed, be it a refrigerator or an air conditioner, to operate efficiently. Generally, the design of these and other types of heat exchangers is carried out with the aid of mathematical models, minimizing the time and costs associated with experiments. This work aims to implement a mathematical model for simulation of a tube condenser used in a household air conditioner. The model is based on a permanent approach to the equations of mass and energy conservation, applied in three zones of the condenser: overheated steam, biphasic mixture and subcooled liquid. In the single-phase flow zones, an integral formulation was adopted, while the biphasic mixing zone was divided into 10 control volumes, considering the effect of the variation of the title on the convective coefficient of heat transfer. The model was validated by analyzing heat transfer rate results, occupancy fraction of the different zones in the condenser and pressure drop, the latter two being compared with literature data for similar

geometries. Finally, a parametric study of the system was conducted, evaluating the impact of variations in tube diameter, air temperature and air flow on the thermal and hydraulic performance of the condenser.

**Key words:** Heat exchanger; Simulation; Pressure loss.

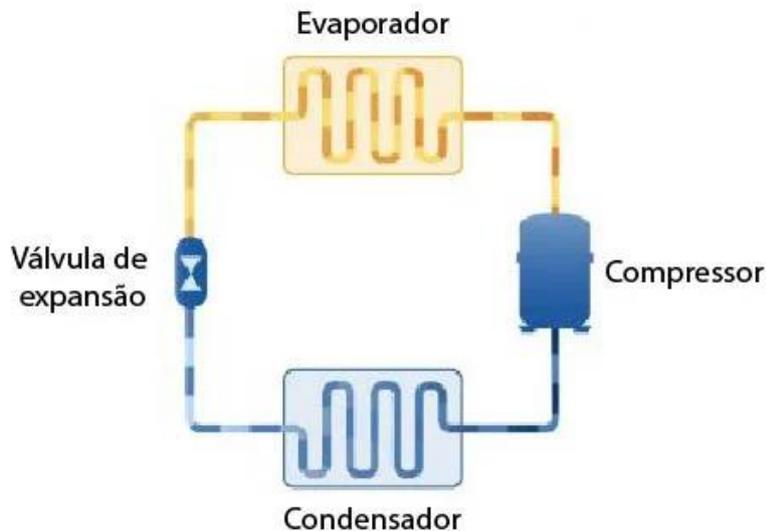
## 1 INTRODUÇÃO

Condensadores são trocadores de calor comumente utilizados em aplicações de refrigeração, condicionamento de ar e em plantas de potência. Em refrigeradores e em condicionadores de ar, o condensador atua na rejeição de calor para um ambiente às custas da condensação de um fluido refrigerante a altas pressão e temperatura. Além do condensador, outros três componentes são fundamentais para a operação do ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor. São eles: (i) o evaporador, responsável por absorver calor do ambiente a ser refrigerado a partir da evaporação do fluido refrigerante a baixas pressão e temperatura; (ii) o compressor, responsável por elevar a pressão do fluido e promover o seu escoamento ao longo do sistema e (iii) o dispositivo de expansão, que atua na redução da pressão e da temperatura do fluido. A Figura 1 mostra um esquema do ciclo padrão de refrigeração.

O correto dimensionamento do condensador é fundamental para o bom funcionamento do sistema em que ele estiver operando. Ao passo que o subdimensionamento incorre em redução do desempenho do sistema, o sobredimensionamento acarreta um maior custo. Modelos de simulação computacional são usualmente empregados durante o projeto desses trocadores de calor, pois permitem otimizar o componente e o sistema mediante a alteração de parâmetros dimensionais e operacionais. Esse processo é relativamente rápido e tem baixo custo, se comparado ao desenvolvimento de protótipos e execução de testes experimentais. Os trabalhos reunidos e aqui referenciados fazem uso de modelos de formulação permanente, com algumas variações entre suas considerações sobre perda de carga, avaliação de taxa de transferência de calor e quantidade de volumes de controle adotadas no modelo.

Há muitos trabalhos na literatura sobre desenvolvimento de modelos para simulação de condicionadores de ar. Sadler (2000) implementou um modelo de simulação de sistema de condicionamento de ar, dividindo o sistema nos componentes principais e aplicando as equações da conservação da massa e da energia em cada um deles, seguindo uma formulação integral e permanente. O modelo foi utilizado para realização de um estudo paramétrico do sistema, variando parâmetros como diâmetro do tubo e número de circuitos tendo o valor de COP como referência para as comparações. Concluiu-se que o valor de COP é maximizado quando a área frontal é maximizada e que a adição de fileiras deve ser feita apenas quando existirem limitações para o valor de área frontal. O desvio médio dos resultados de simulação em relação a dados experimentais é de 15%, tendo como referencial teórico o trabalho de outros autores como Travis.

Figura 1 – Ciclo de refrigeração de compressão de vapor



Fonte: INTARCON(2022).

Ge et al. (2005) desenvolveram um modelo para simulação de condensadores do tipo tubo aleta, com foco em estudar diferentes configurações de parâmetros para aumentar a eficiência do conjunto. Os autores discutiram a metodologia de divisão do condensador para modelagem da troca de calor em 4 volumes de controle. Em geral, a divisão do trocador em poucos volumes de controle é justificada por baixo tempo de simulação, mas mantendo uma precisão satisfatória. Um modelo de zonas foi empregado por Ge et al. (2005), no qual as regiões monofásicas foram representadas por um único volume de controle cada, e a região de condensação foi dividida em apenas dois volumes de controle, um para a sub-região de título entre 1 e 0,4, e outra para a faixa entre 0,4 e 0. Segundo os autores, essa divisão é suficiente, utilizando-se um valor de coeficiente de transferência de calor por convecção mais elevado na sub-região de título entre 0,4 e 0. Seu modelo apresentou uma exatidão com erro inferior a  $\pm 10\%$  entre o resultado da simulação e os valores esperados, sendo que a grande maioria dos resultados apresenta erro muito inferior a  $\pm 10\%$ , dependendo da geometria utilizada na simulação.

Ding et al. (2011) desenvolveram o software FTHX-Calculator para simulação numérica de trocadores de calor tubo aletados, e o utilizaram para analisar um condensador. A abordagem proposta pelos autores considera a divisão do domínio de cálculo em centenas de volumes de controle, bem como efeitos de variação das propriedades do ar e de não uniformidade do escoamento sobre o condensador. Apesar de prever a perda de carga distribuída nos tubos, tanto do lado do refrigerante quanto do lado do ar, o modelo despreza as perdas localizadas causadas por curvas, pontos de mistura e pontos de separação do fluido refrigerante. Os resultados do modelo foram comparados com dados experimentais, obtendo-se boa concordância.

Pisano et al. (2015) realizaram um estudo sobre os melhores métodos de se validar um modelo de condensador. Os autores argumentaram que a escolha correta das correlações usadas para descrever os fenômenos de troca de calor e perda de carga tem uma grande influência sobre os resultados, e propuseram correlações que conferiram um erro de  $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$  para a temperatura de condensação e um erro de  $\pm 0,6\%$  para a capacidade de troca de calor do condensador.

Ma et al. (2020) propuseram um modelo de simulação de um condensador tubo aleta que resolve o escoamento de ar via CFD (*Computational Fluid Dynamics*) 3D, e o lado do fluido refrigerante é modelado como um escoamento unidimensional. Dessa maneira, é possível analisar o impacto da distribuição não uniforme do ar sobre o desempenho do condensador. O modelo apresentou precisão de  $\pm 10\%$  no cálculo da taxa de transferência de calor no condensador e um desvio de  $\pm 2\text{K}$  na temperatura de saída entre as previsões e os dados experimentais. Finalmente, os autores realizaram uma análise paramétrica e concluíram que a velocidade do ar afeta sensivelmente o desempenho do trocador de calor.

Shao et al. (2003) apresentaram um modelo para simulação de condensadores usando de equações e lógica mais simples que os outros trabalhos, tomando-se como referência a facilidade de implementação do modelo, tanto na parte de equacionamento quanto de lógica de resolução. De forma similar a outros trabalhos já mencionados, Shao et al. (2003) fez uso de uma abordagem detalhada do condensador, dividindo o mesmo em um grande número de volumes de controle de mesmo tamanho. O modelo é capaz de realizar simulações de condensadores que possuem mais de um circuito e mais de uma fileira, permitindo analisar diferentes configurações geométricas. Os autores utilizaram o modelo para analisar três configurações de condensador e observaram erros inferiores a 4% e 9,5% para a taxa de transferência de calor e para a perda de carga, respectivamente, em relação a dados obtidos de experimentos.

Este trabalho tem como objetivo a implementação e a simulação numérica de um condensador utilizado em um condicionador de ar doméstico, com capacidade de refrigeração de 7500 BTU/h. O modelo matemático foi inspirado naquele apresentado por Shao et al. (2003), pois é um modelo relativamente simples e de boa precisão. Ao final, é feita uma verificação dos resultados do modelo em relação a dados da literatura e um estudo paramétrico é conduzido a fim de demonstrar a aplicabilidade do modelo.

## **2 METODOLOGIA**

Este capítulo é dividido em duas partes principais: (i) modelo matemático, onde é exposto detalhadamente todo o equacionamento empregado e (ii) procedimento de solução, onde é apresentado o algoritmo de solução.

## 2.1. Modelo Matemático

O condensador objeto deste trabalho é do tipo tubo aletado com apenas uma fileira de tubos, e faz parte de um condicionador de ar do tipo janela, com capacidade de refrigeração de 7500 BTU/h (Figura 2).

O condensador é dividido em três zonas, nomeadas de acordo com a fase do fluido refrigerante - vapor superaquecido, mistura saturada e líquido sub-resfriado. As zonas de vapor superaquecido e de líquido sub-resfriado são modeladas utilizando uma abordagem integral, com um único volume de controle abrangendo cada uma delas. A zona de mistura saturada é modelada utilizando uma abordagem distribuída, dividindo-a em 10 volumes de controle. O uso de uma abordagem distribuída para essa zona se deve ao fato de que as propriedades variam significativamente ao longo do processo de mudança de fase, afetando a troca de calor.

Figura 2 - Condensador



Fonte: O autor

### 2.1.1 Dimensões do condensador e dados operacionais

O condensador analisado neste trabalho é do tipo tubo-aleta de única fileira, utilizado em um condicionador de ar de janela com capacidade de refrigeração de 7500 BTU/h. As dimensões necessárias para alimentar o modelo matemático foram medidas com um paquímetro simples e trena, elas são mostradas na (Tabela 1). A (Tabela 2) exhibe os valores dos dados operacionais.

Tabela 1: Dados de Geometria do Condensador

|   |          |  |          |
|---|----------|--|----------|
| <b>Número de Fileiras</b>                     | 1        | <b>Diâmetro externo do Tubo (D)</b>        | 0,0075 m |
| <b>Densidade de Aleta (num<sub>ale</sub>)</b> | 700/m    | <b>Altura do Condensador (Alt)</b>         | 0,32 m   |
| <b>Espessura da Aleta (e<sub>a</sub>)</b>     | 0,0002 m | <b>Largura do Condensador(Larg)</b>        | 0,76 m   |
| <b>Largura Aleta (PI)</b>                     | 0,016 m  | <b>Número de Passes (NumPass)</b>          | 14       |
| <b>Altura Aleta (Pt)</b>                      | 0,0228 m | <b>Comprimento total (L<sub>tot</sub>)</b> | 10,96 m  |

Fonte: O autor.

Tabela 2: Dados Operacionais.

|   |              |   |         |
|---|--------------|---|---------|
| <b>Temperatura de entrada Refrigerante (T<sub>in</sub>)</b> | 94,2 °C      | <b>Temperatura do Ar (T<sub>ar</sub>)</b> | 35 °C   |
| <b>Refrigerante</b>   | R22          | <b>Pressão do Ar (P<sub>ar</sub>)</b>     | 100 kPa |
| <b>Vazão de refrigerante (m<sub>r</sub>)</b>                | 0,01287 kg/s | <b>Velocidade do ar (V<sub>ar</sub>)</b>  | 3,5 m/s |
| <b>Pressão de entrada do refrigerante (P<sub>in</sub>)</b>  | 2128 kPa     |   |         |

Fonte: O autor.

### 2.1.2 Modelo de trocador de calor

O condensador foi modelado através do método efetividade-NUT (INCROPERA, 2008), em que a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}$  e a máxima taxa de transferência de calor possível  $\dot{Q}_{max}$  são calculadas a partir de:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot Q_{max} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_Q - T_f) \quad (2)$$

onde  $\varepsilon$  é a efetividade e  $T_Q$  e  $T_f$  são as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio, respectivamente. A taxa de capacidade térmica mínima,  $C_{min}$ , é o menor valor entre  $C_{ar}$  e  $C_{ref}$ , que são as taxas de capacidade térmica do ar e do fluido refrigerante, respectivamente. A taxa de capacidade térmica é definida pelo produto da vazão mássica pelo calor específico:

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (3)$$

A efetividade  $\varepsilon$  é função do NTU e depende da configuração do escoamento no trocador de calor. Para as zonas de vapor superaquecido e líquido sub-resfriado, a efetividade é determinada a partir da equação (4) e para a zona de condensação, utiliza-se a equação (5), assim como no trabalho de Sadler (2000):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NTU^{0,22}}{C} \cdot (\exp(-C \cdot NTU^{0,78}) - 1)\right) \quad (4)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (5)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (6)$$

em que U é o coeficiente global de transferência de calor e A é a área de troca de calor. A resistência das paredes dos tubos foi desconsiderada por ser insignificante, podemos observar no trabalho de Poplaski et al. (2016), que sua contribuição para a resistência total é inferior a 1%. O produto UA corresponde à condutância térmica e é determinado por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{ar} \cdot A_{ext} \cdot \eta_{sup.ale}} + \frac{1}{h_r \cdot A_{int}} \quad (7)$$

onde  $h_{ar}$  e  $h_r$  denotam os coeficientes de transferência de calor por convecção do lado do ar e do lado do fluido refrigerante, respectivamente,  $A_{ext}$  e  $A_{int}$  representam as áreas de troca de calor externa e interna, e  $\eta_{sup.ale}$  corresponde à eficiência global da superfície. As áreas são determinadas conforme:

$$A_{int} = \pi \cdot D \cdot \Delta L \quad (8)$$

$$A_{ext} = A_o \cdot \frac{\Delta L}{L_{tot}} \quad (9)$$

em que D é o diâmetro interno do tubo,  $\Delta L$  é o comprimento do volume de controle,  $L_{tot}$  é o comprimento total do tubo e  $A_o$  é a área total externa do condensador.

A eficiência global da superfície é calculada como em Sadler (2000):

$$\eta_{sup.ale} = 1 - (1 - \eta_{ale}) \cdot \frac{A_{ale}}{A_o} \quad (10)$$

## 2.1.3 Determinação de parâmetros do lado do refrigerante

### 2.1.3.1 Vapor superaquecido

O coeficiente de transferência de calor por convecção é determinado a partir de (FISCHER et al. ,1988 apud SHAO et al. , 2003):

$$h_r = C_1 \cdot G_r \cdot C_{pr} \cdot Pr^{-\frac{2}{3}} \cdot Re^{C_2} \quad (11)$$

$$Re = \frac{G_r \cdot D}{\mu_r} \quad (12)$$

onde Re é o número de Reynolds, Pr é o número de Prandtl,  $C_{pr}$  é a capacidade térmica do refrigerante,  $\mu_r$  é a viscosidade dinâmica do refrigerante e  $G_r$  é o fluxo de massa de refrigerante por unidade de área.  $C_1$  e  $C_2$  são constantes determinadas conforme as equações 13 a 18. As propriedades termofísicas são calculadas com base na temperatura de mistura, que é a média aritmética entre as temperaturas de entrada e de saída do tubo.

$$C_1=1.10647 \text{ para } Re < 3500 \quad (13)$$

$$C_1=3.5194 \cdot 10^{-7} \text{ para } 3500 \leq Re < 6000 \quad (14)$$

$$C_1=0.01080 \text{ para } Re \geq 6000 \quad (15)$$

$$C_2=-0.78992 \text{ para } Re < 3500 \quad (16)$$

$$C_2=1.03804 \text{ para } 3500 \leq Re < 6000 \quad (17)$$

$$C_2=-0.13750 \text{ para } Re \geq 6000 \quad (18)$$

Fonte: (HIRAO et al. ,1992 apud SHAO;SHI;LI;YAN,2003).

A perda de carga ao longo da tubulação na zona de vapor superaquecido é dada pela soma das perdas distribuídas (em trechos retos),  $\Delta P_f$ , e concentradas (nas curvas),  $\Delta P_{bend}$ :

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_f + \Delta P_{bend} \quad (19)$$

A parcela de perdas distribuídas é determinada a partir de:

$$\Delta P_f = \frac{f_{vap} \cdot \rho \cdot \Delta L \cdot Vel_r^2}{2 \cdot D} \quad (20)$$

$$f_{vap} = \frac{Re}{64} \text{ para } Re < 2300 \quad (21)$$

$$f_{vap} = \frac{1}{(0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64)^2} \text{ para } 2300 < Re < 5 \cdot 10^{-6} \quad (22)$$

onde  $f_{vap}$  é o fator de atrito,  $\rho$  é a densidade do refrigerante e  $Vel_r$  é a velocidade do escoamento, que é calculada como:

$$Vel_r = \frac{V}{A} \quad (23)$$

sendo  $V$ , a vazão volumétrica e  $A$ , a área da seção transversal do tubo, ambas facilmente calculadas a partir dos dados de entrada com a equação (24) e (25), ressaltando que a vazão é calculada utilizando-se de um volume específico médio entre entrada e saída a cada iteração.

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (24)$$

$$V = \dot{m} \cdot vl_r \quad (25)$$

em que  $vl_r$  é o volume específico médio do refrigerante. A equação (26) também é utilizada para calcular a perda de carga localizada, mas empregando-se um comprimento equivalente,  $\Delta LP_f$  no lugar de  $\Delta L$ :

$$\Delta LP_f = K \cdot \frac{Vel_r}{2 \cdot g} \quad (26)$$

$$K = 0,13 \cdot 0,16 \left(\frac{r}{D}\right)^{-3,5} \cdot \left(\frac{\theta}{180}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (27)$$

$$\Delta P_{bend} = \frac{f_{vap} \cdot \rho \cdot \Delta LP_f \cdot Vel_r^2}{2 \cdot D} \quad (28)$$

onde  $r$  é o raio da curva,  $\theta$  é o ângulo da curva e  $g$  é a aceleração da gravidade.

### 2.1.3.2 Mistura saturada

O coeficiente de transferência de calor por convecção associado ao escoamento bifásico no interior de um tubo varia com o título da mistura,  $x$ , conforme (TRAVIS et al., 1973 apud SHAO;SHI;LI;YAN,2003):

$$\text{Para } F_{X_{tt}} < 1,0, h_r(x) = k_l \cdot Pr \cdot (Re)^{0,9} \cdot \frac{F_{X_{tt}}}{D \cdot F_2} \quad (29)$$

$$\text{Para } 1,0 \leq F_{X_{tt}} < 15, h_r(x) = k_l \cdot Pr \cdot (Re)^{0,9} \cdot \frac{(F_{X_{tt}})^{1,15}}{D \cdot F_2} \quad (30)$$

onde  $Re$  para a região bifásica é:

$$Re = G_r \cdot D \cdot \frac{1-x}{\mu} \quad (31)$$

Os parâmetros  $F_2$  e  $F_{X_{tt}}$  são determinados por:

$$F_2 = 0,707 \cdot Pr \cdot Re^{0,5} \text{ para } Re < 50 \quad (32)$$

$$F_2 = 5 \cdot Pr + 5 \cdot \ln(1 + Pr \cdot (0,09636 \cdot Re^{0,585} - 1)) \text{ para } 50 \leq Re < 1125 \quad (33)$$

$$F_2 = 5 \cdot Pr + 5 \cdot \ln(1 + 5 \cdot Pr) + 2,5 \cdot \ln(0,00313 \cdot Re^{0,812}) \text{ para } Re \geq 1125 \quad (34)$$

$$F_{X_{tt}} = 0,15 \cdot \left( \frac{1}{X_{tt}} \cdot 2,85 \cdot X_{tt}^{-0,476} \right) \quad (35)$$

$$X_{tt} = \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \cdot \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \cdot \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \quad (36)$$

**Fonte: (TRAVIS et al., 1973 apud SHAO;SHI;LI;YAN,2003).**

em que  $X_{tt}$  denota o número de Lockhart-Martinelli e os índices  $l$  e  $v$  indicam líquido e vapor saturados, respectivamente.

A perda de carga na zona de mistura saturada é afetada tanto pela fricção quanto pela desaceleração do escoamento decorrente da mudança do estado físico de vapor para líquido. Essas parcelas são calculadas respectivamente por (HIRAO et al., 1992 apud SHAO;SHI;LI;YAN,2003):

$$\Delta P_f = f_l \cdot \frac{\Delta L}{D} \cdot \frac{[\frac{\dot{m}}{A} \cdot (1-x_m)^2]}{2} \cdot \rho_l \cdot F_2 \quad (37)$$

$$\Delta P_a = \left( \frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \cdot \rho_l \cdot \left[ \frac{(1-x_o)^2}{1-\alpha_o} - \frac{(1-x)^2}{1-\alpha_i} \right] + \left( \frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \cdot \rho_g \cdot \left[ \frac{x_o^2}{\alpha_o} - \frac{x_i^2}{\alpha_i} \right] \quad (38)$$

onde  $x_m$  denota o valor médio do título entre a entrada e a saída do volume de controle e  $f_l$  é o fator de atrito do escoamento obtido a partir de:

$$f_l = \frac{64}{Re} \text{ para } Re < 2300 \quad (39)$$

$$f_l = \frac{1}{(0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64)^2} \text{ para } Re < 5 \cdot 10^6 \quad (40)$$

Ainda observando a equação (38),  $\alpha$  é a fração de vazio, calculada por:

$$v_{mix}^l = (v_{lv}^l \cdot x) + ((1 - x) \cdot v_{ll}^l) \quad (41)$$

$$\alpha = \frac{v_{lv}^l \cdot x}{v_{mix}^l} \quad (42)$$

Finalmente, a perda de carga total na zona bifásica é determinada via:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_a + \Delta P_f + \Delta P_{bend} \quad (43)$$

em que  $\Delta P_{bend}$  é calculado como na região de vapor superaquecido. Vale ressaltar que todas as propriedades termo físicas utilizadas no cálculo da perda de carga e troca de calor de cada volume de controle, são uma média entre as propriedades da entrada e saída, sendo seu valor atualizado ao longo da resolução.

### 2.1.3.3 Líquido sub-resfriado

Para o cálculo do coeficiente de troca térmica da região subresfriada, é usada a correlação de Dittus-Boelter (FISCHER et al. ,1988 apud SHAO et al. , 2003):

$$h_r = 0,023 \cdot G_r \cdot C_{pr} \cdot Pr^{-0,7} \cdot Re^{-0,2} \quad (44)$$

sendo os parâmetros independentes da equação determinados de forma análoga àquela apresentada para a zona de vapor superaquecido. O cálculo da perda de carga na zona de líquido sub-resfriado também segue o equacionamento apresentado para a zona de vapor superaquecido.

### 2.1.4 Determinação de parâmetros do lado do ar

O coeficiente de troca de calor por convecção para o lado do ar é calculado conforme (WANG;CHI;CHANG,2000):

$$h_{ar} = \frac{j \cdot c_{par} \cdot G_{ar}}{Pr_{ar}^{\frac{2}{3}}} \quad (45)$$

onde  $j$  é o fator de Chilton e Colburn,  $c_{par}$  é o calor específico do ar e  $Pr_{ar}$  é o número de Prandtl do ar. O fluxo de massa de ar por unidade de área,  $G_{ar}$ , é determinado da seguinte forma:

$$G_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar,tot}}{A_{min,ar}} \quad (46)$$

$$A_{min,ar} = Alt \cdot Larg - e_a \cdot num_{ale} \cdot Larg \cdot (Alt - Numpas \cdot D_{tb}) - (Larg \cdot Numpas \cdot D_{tb}) \quad (47)$$

onde  $Alt$  e  $Larg$  representam a altura e a largura do trocador de calor, respectivamente,  $e_a$  é a espessura de aleta,  $num_{ale}$  é o número de aletas por metro de tubo,  $Numpas$  é o número de tubos presentes na fileira e  $D_{tb}$  é o diâmetro externo do tubo. O fator de Chilton e Colburn é obtido de:

$$j = 0,108 \cdot Re_{ar}^{-0,29} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{P1a} \cdot \left(\frac{Fp}{Dc}\right)^{-1,084} \cdot \left(\frac{Fp}{Dh}\right)^{-0,786} \cdot \left(\frac{Fp}{Pt}\right)^{P2a} \quad (48)$$

em que  $P_t$  e  $P_l$  representam a dimensão transversal e a altura da aleta, respectivamente,  $F_p$  representa a distância entre aletas, e  $D_h$  e  $D_c$  são o diâmetro hidráulico e o diâmetro calculado a partir do diâmetro do tubo somado a duas vezes a espessura da aleta como podemos observar nas equações (49) e (50) (WANG et al., 2000).

Abaixo podemos observar a Figura 3 que apresenta a simbologia da aleta em uma vista 3D elaborada pelo autor contendo as principais dimensões da aleta e diâmetro do tubo, enquanto na Figura 4 podemos observar uma vista 2D frontal e sua simbologia.

$$Dh = \frac{4 \cdot A_{min.ar} \cdot Pl}{Ao} \quad (49)$$

$$Dc = D + 2 \cdot e_a \quad (50)$$

O número de Reynolds do escoamento de ar e as constantes  $P1_a$  e  $P2_a$  são calculados conforme:

$$Re_{ar} = \frac{G_{ar} \cdot Dc}{\mu_{ar}} \quad (51)$$

$$P1_a = 1,9 \cdot -0,23 \cdot \ln(Re_{ar}) \quad (52)$$

$$P2_a = -0,236 \cdot +0,126 \cdot \ln(Re_{ar}) \quad (53)$$

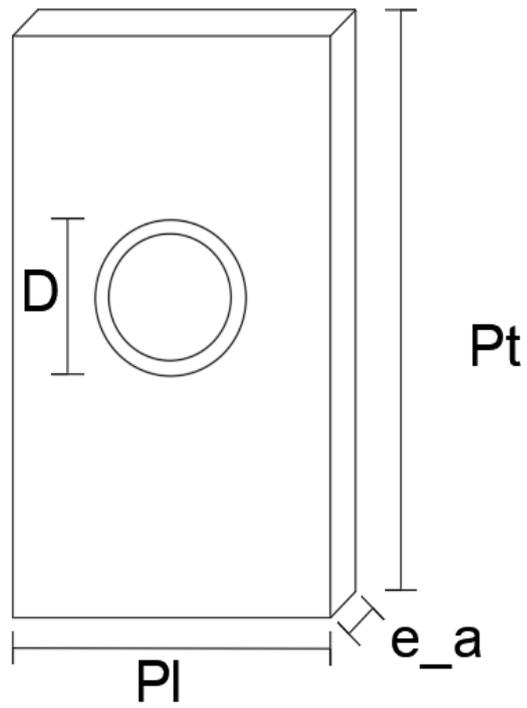
onde  $\mu_{ar}$  é a viscosidade absoluta do ar, avaliada na entrada do trocador.

Para determinar o fluxo de massa de ar,  $\dot{m}_{ar.tot}$ , utilizado no cálculo do número de Reynolds, é necessário medir a velocidade do escoamento de ar junto ao condensador. Um anemômetro tipo turbina mostrado na Figura 5 foi empregado para realizar essa medição, obtendo-se o valor de 3,5 m/s. De acordo com a literatura, os valores típicos se situam na faixa entre 2 m/s e 5 m/s (WANG et al., 2001).

Finalmente, como o condensador é dividido em volumes de controle, o fluxo de massa de ar sobre cada um deles é proporcional ao seu comprimento:

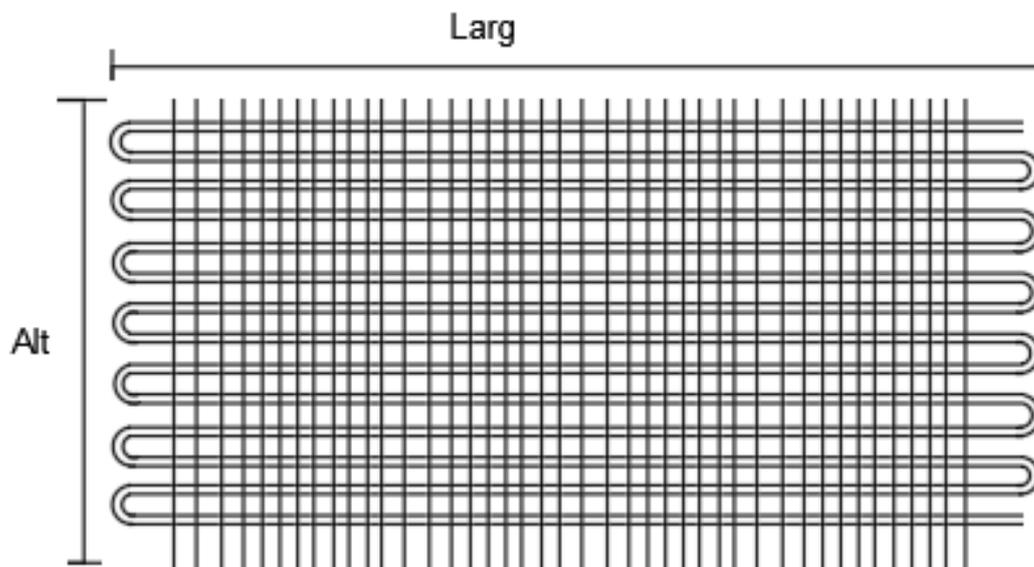
$$\dot{m}_{ar,VC} = \dot{m}_{ar.tot} \frac{\Delta L}{L_{tot}} \quad (54)$$

Figura 3 – Desenho dimensional aleta símbolos



Fonte: O autor.

Figura 4 – Geometria do Condensador



Fonte: O autor.

Figura 5 – Anemômetro



Fonte: O autor

## 2.2 Procedimento de Solução

O modelo matemático foi implementado no software EES (*Engineering Equation Solver*) (Klein et al., 1992), que possui bibliotecas próprias para os cálculos de propriedades termodinâmicas. Antes de iniciar a simulação, é necessário informar os dados de entrada: (i) parâmetros geométricos do condensador, (ii) vazão mássica de fluido refrigerante, (iii) estado termodinâmico do refrigerante na entrada do condensador e (iv) velocidade e temperatura do escoamento de ar junto ao condensador. O fluxo de massa de refrigerante e seu estado termodinâmico na entrada do condensador foram determinados com dados de catálogo de um compressor indicado para operar em um condicionador de ar com capacidade de refrigeração de 7500 BTU/h. Detalhes podem ser consultados no Apêndice.

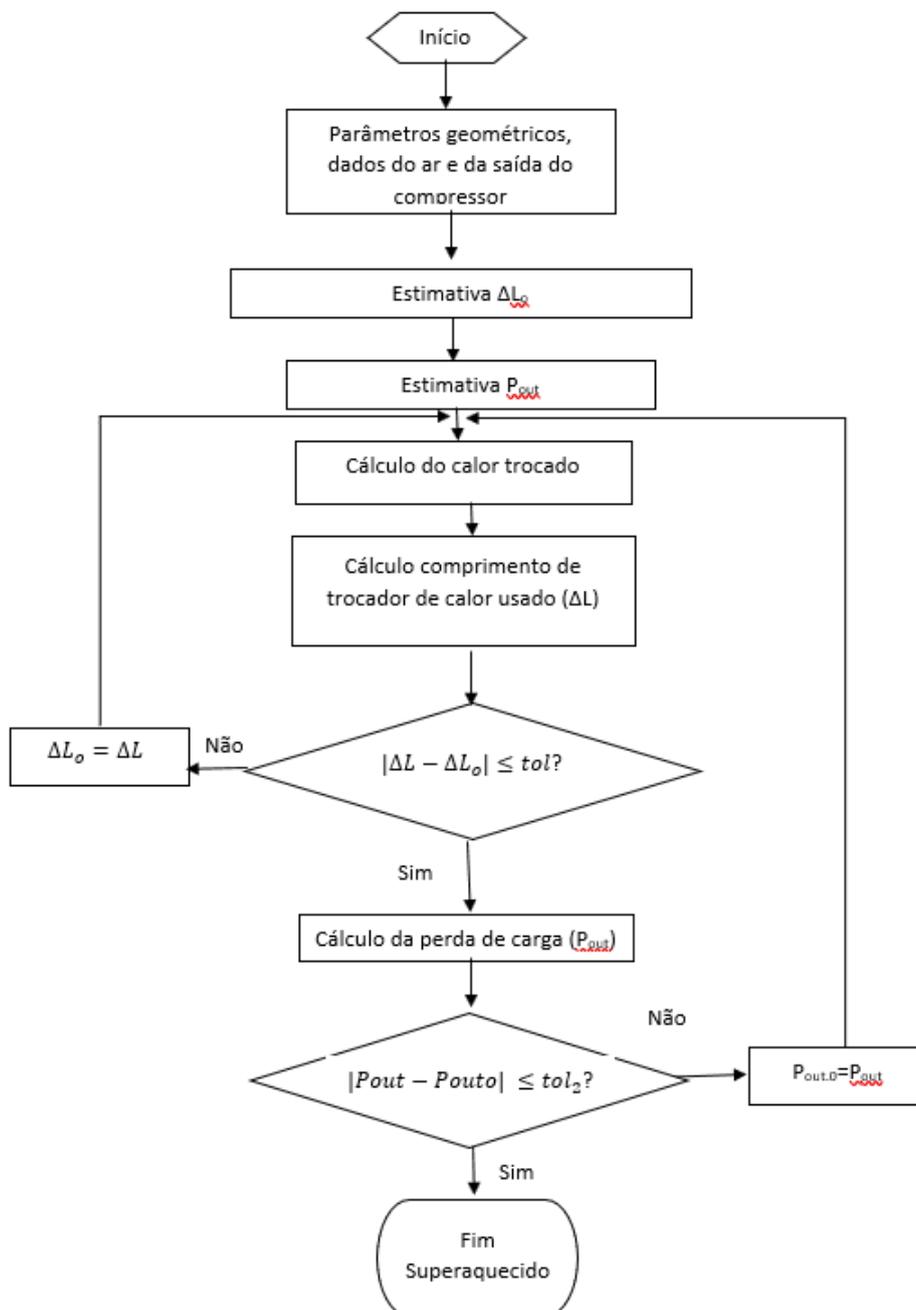
A Figura 6 mostra o algoritmo de solução da zona de vapor superaquecido. Após a configuração dos dados de entrada, estima-se a pressão na saída e o comprimento, pois este é necessário para determinar a parcela de fluxo de massa de ar sobre essa zona do trocador. Resolve-se o trocador de calor, determinando-se como dado de saída o comprimento. Se o valor obtido for suficientemente próximo do valor estimado inicialmente, o processo segue adiante. Caso contrário, o comprimento é atualizado e os cálculos são repetidos. Em seguida, calcula-se a perda de carga e verifica-se se a pressão na saída é suficientemente próxima do valor inicialmente estimado. Caso não seja, a estimativa para pressão na saída dessa zona é atualizada e os cálculos são reiniciados. Caso contrário, a simulação é finalizada.

A zona bifásica é dividida em 10 volumes de controle, com o valor do título sendo arbitrado na entrada e na saída conforme uma divisão linear. Portanto, no primeiro volume de controle, os valores de título na entrada e na saída são 1 e

0,9, respectivamente, enquanto no décimo volume, esses valores são 0,1 e 0. Os processos iterativos para determinação do comprimento e da perda de carga associados a cada trecho desta zona (volume de controle) seguem o mesmo procedimento descrito para a zona superaquecida.

Por fim, na zona de líquido sub-resfriado, o valor do comprimento de tubo é conhecido, e é dado pelo comprimento total do condensador decrescido dos comprimentos das zonas de vapor superaquecido e bifásicas já determinados. Isso simplifica o algoritmo de solução em relação às demais zonas, já que o único processo iterativo é aquele associado à perda de carga.

**Figura 6 – Algoritmo usado para solução.**



Fonte: O autor.

## 3 RESULTADOS

### 3.1 VALIDAÇÃO

Como não foram encontrados dados da literatura para comparação direta com previsões do modelo, a consistência dos resultados foi verificada através da análise de três parâmetros: (i) taxa de transferência de calor no condensador, (ii) frações de área ocupada por cada zona e (iii) perda de carga.

O principal parâmetro analisado em um trocador de calor é sua capacidade de troca de calor. No caso do condensador de um condicionador de ar, o calor rejeitado deveria equivaler, idealmente, à soma do calor absorvido no evaporador com o trabalho do compressor. Entretanto, boa parte do trabalho do compressor é convertido em calor e rejeitado através da sua própria carcaça. Segundo Dutra e Deschamps (2013), a proporção de calor rejeitado em relação ao trabalho é de aproximadamente 60%, para um compressor alternativo de pequeno porte utilizado em refrigeração. Assim, estima-se que a taxa de transferência de calor no condensador corresponda à capacidade de refrigeração do ar-condicionado somada a 40% da potência de acionamento do compressor.

O catálogo do compressor adotado para obtenção dos dados de entrada da simulação consta no Apêndice. É um compressor projetado para condicionadores de ar de pequeno porte, com capacidade de refrigeração de 7500 BTU/h (2198 W), ou seja, apropriado para a aplicação em análise. Como a potência consumida pelo compressor é 930 W, conclui-se que o condensador deve rejeitar aproximadamente 2565 W. O valor calculado pelo modelo é 2624 W, o que corresponde a uma diferença de 2% em relação ao valor estimado com dados do catálogo do compressor.

Outra verificação que pode ser feita é a comparação entre frações de áreas ocupadas por cada zona do condensador em relação a frações típicas descritas na literatura para condensadores similares. O modelo implementado neste trabalho prevê frações de 18%-70%-12% para as áreas ocupadas pelas zonas de vapor superaquecido, mistura saturada e líquido sub-resfriado, respectivamente. Esses valores são próximos aos descritos por Shao et al. (2003), que indica 19%-66%-15% para um condensador do tipo tubo aleta. Os valores também concordam com os dados de Ma et al. (2020), que aponta proporções de 17%-65%-18% para uma condição específica de operação.

Finalmente, a última verificação trata de uma comparação da perda de carga calculada pelo modelo em relação a valores típicos para geometrias similares da literatura. Neste trabalho, a previsão de perda de carga fornecida pelo modelo foi de 15 kPa. Shao et al. (2003) indicaram valores de perda de carga que variam entre 18 kPa a 73 kPa, dependendo da geometria, para um condensador do tipo tubo aleta com comprimento similar ao analisado neste trabalho. Ding et al. (2011) obtiveram um valor de perda de carga de aproximadamente 20 kPa para uma geometria semelhante à analisada neste trabalho.

Estima-se que o valor nominal de perda de carga calculado pelo modelo matemático para a geometria em questão e sob uma condição específica de operação, 15 kPa, provoca um aumento do trabalho específico de compressão de 0,6%, o que não é negligenciável. Isso demonstra a importância de um modelo matemático que considere o cálculo da perda de carga no projeto, não apenas do condensador, mas do sistema de refrigeração/condicionamento de ar como um todo.

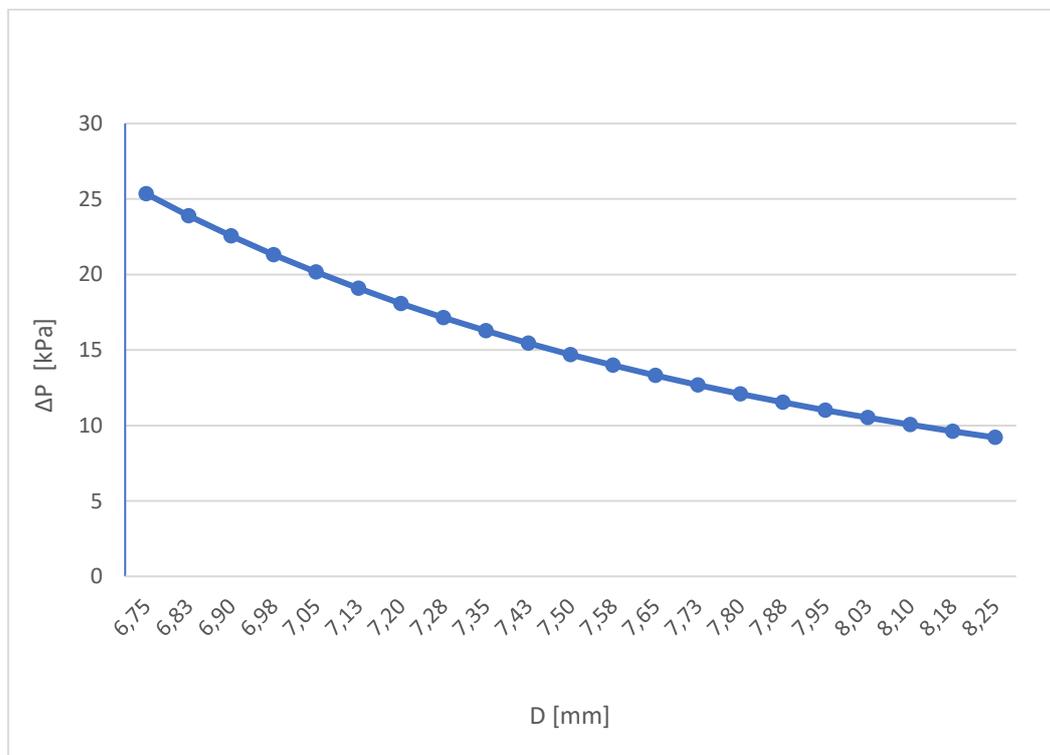
Diante das análises de verificação de consistência do modelo, concluiu-se que os resultados são satisfatórios, permitindo o uso do modelo para a realização de um estudo paramétrico a fim de demonstrar sua aplicabilidade. Os parâmetros a serem variados são (i) o diâmetro do tubo, (ii) a temperatura do ar e (iii) a velocidade do ar. Cada um desses parâmetros será variado isoladamente, mantendo-se todos os demais dados de entrada constantes e iguais àqueles apresentados nas Tabelas 1 e 2.

### 3.2.1 DIÂMETRO INTERNO DO TUBO

As variações para o diâmetro serão feitas na ordem de  $\pm 10\%$  em relação ao valor nominal do parâmetro, sendo utilizados intervalos de 1% para cada simulação. A espessura da parede do tubo permanece a mesma.

A Figura 7 mostra a previsão de perda de carga em função do diâmetro interno. Ao variar o diâmetro entre o valor máximo e o valor mínimo entre 8,25 mm e 6,75 mm, a perda de carga aumenta de 9,2 kPa para 25,3 kPa de forma não linear.

**Figura 7 – Perda de carga com a variação do diâmetro.**

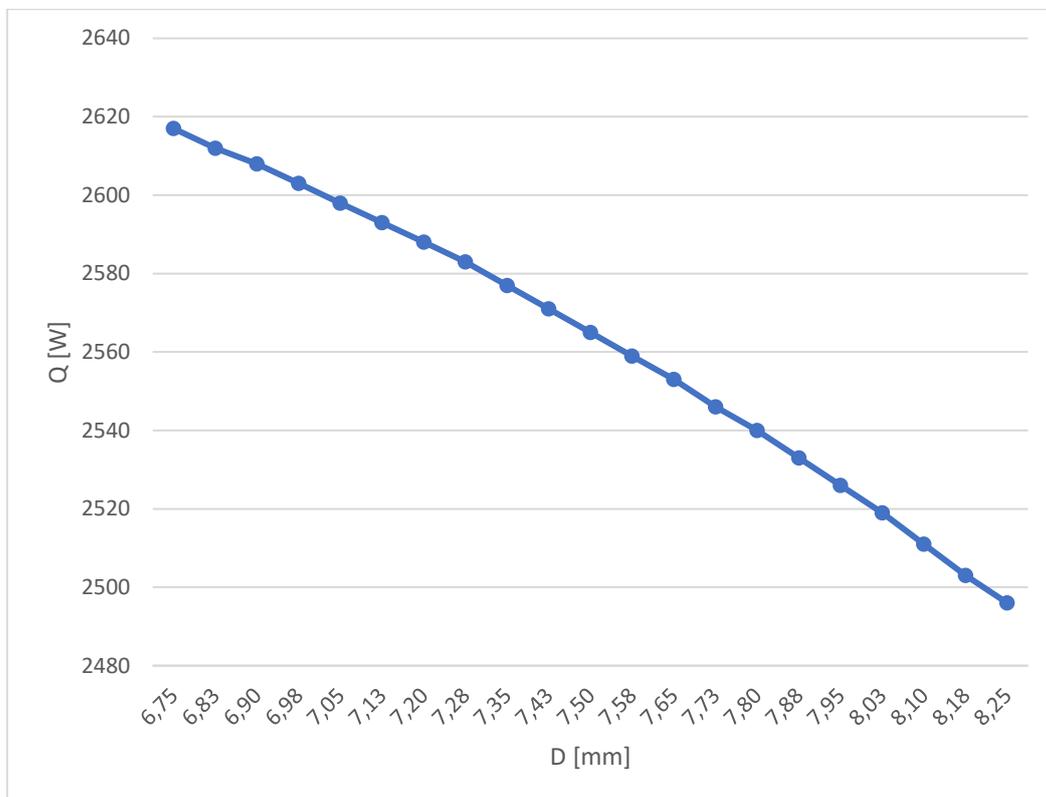


Fonte: O autor

As Figuras 8 e 9 mostram o impacto da variação do diâmetro do tubo sobre a taxa de transferência de calor e a temperatura do fluido refrigerante na saída do condensador. Observa-se que o calor rejeitado pelo condensador diminui com o aumento do diâmetro da tubulação. Isso ocorre porque altura e largura do condensador não são alteradas, mas sim o espaçamento entre tubos, que acaba sendo reduzido. Por conseguinte, ocorre uma redução da área das aletas e da área total de troca de calor. Uma consequência natural da redução da troca de calor é o aumento da temperatura do líquido na saída do condensador, como observado na Figura 9.

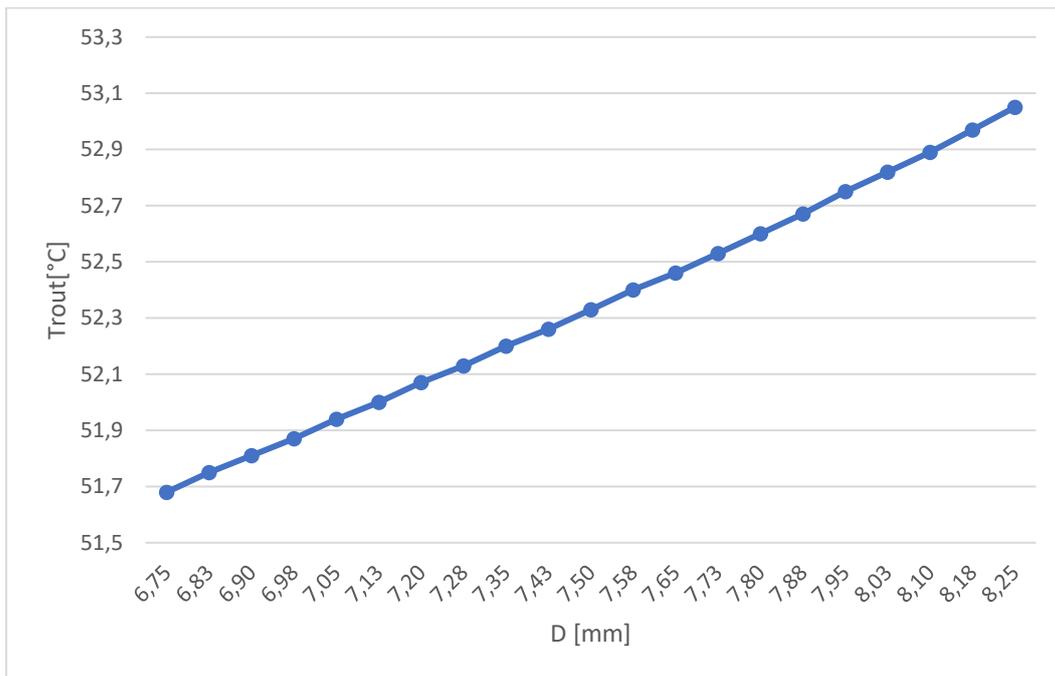
Os resultados desta análise mostram que uma possível redução de 10% no diâmetro de projeto resultaria em aumentos de 2,03% de taxa de transferência de calor e 72,45% na perda de carga do sistema, representando um incremento irrisório no desempenho térmico, mas uma redução significativa no desempenho hidráulico.

**Figura 8 – Taxa de transferência de calor em função do diâmetro.**



**Fonte: O autor.**

Figura 9 – Temperatura de saída em função do diâmetro



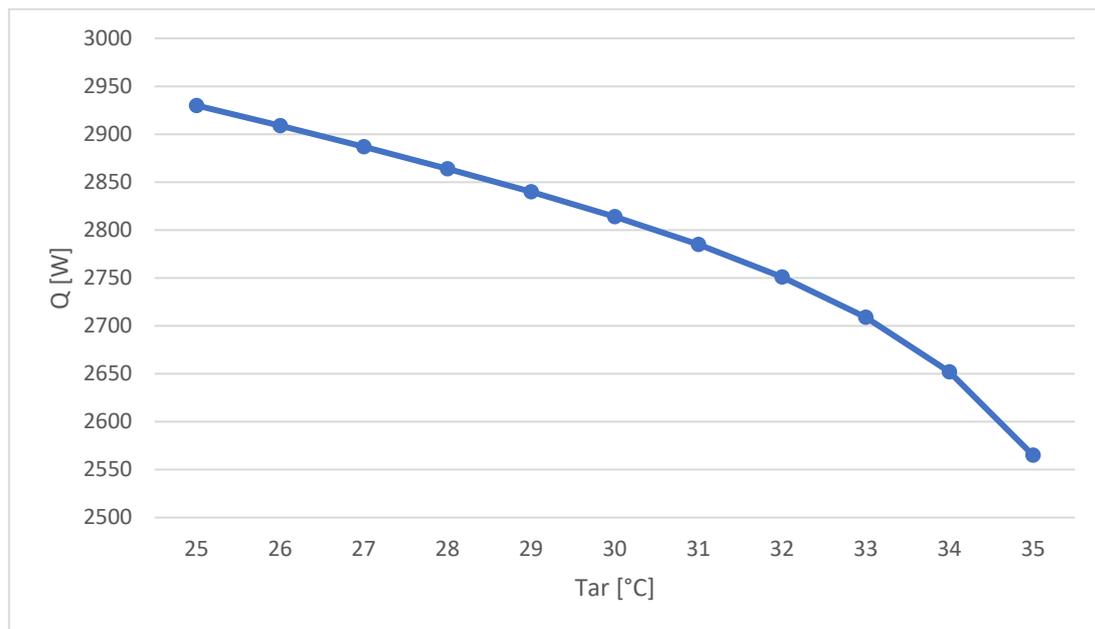
Fonte: O autor.

### 3.2.2 TEMPERATURA DO AR

Nesta seção, analisa-se o efeito da variação da temperatura do ar na entrada do condensador sobre seu desempenho. A temperatura do ar foi variada entre 35°C e 25°C em intervalos de 1°C.

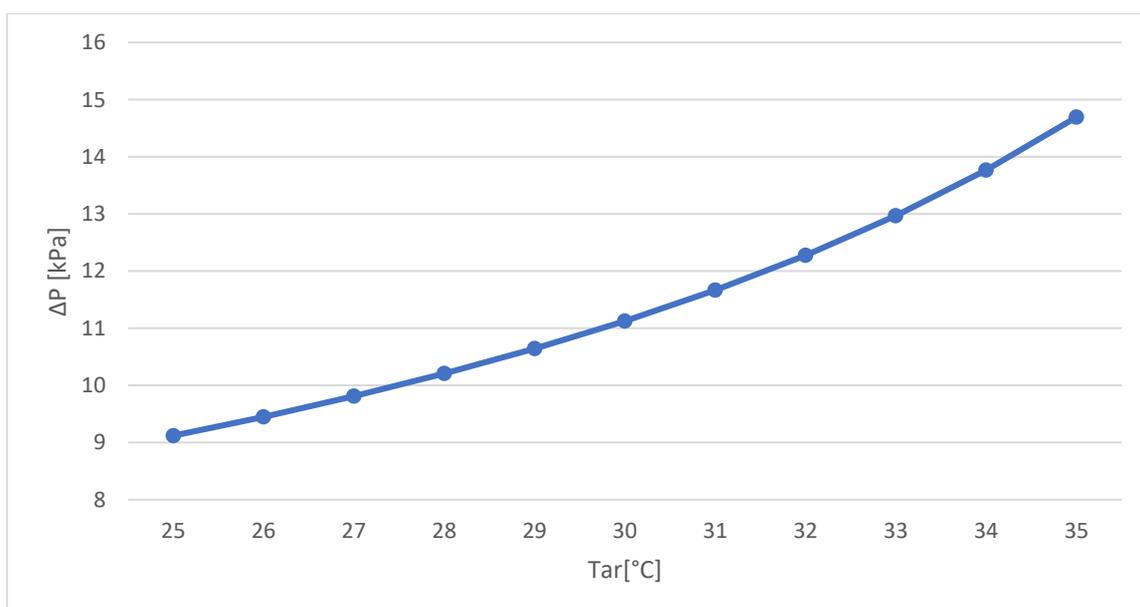
A Figura 10 mostra a taxa de transferência de calor no condensador em função da temperatura do ar. Como esperado, observa-se que a troca de calor aumenta com a redução da temperatura do ar. Mais especificamente, ao reduzir a temperatura do ar de 35°C para 25°C, o modelo prevê um aumento de 14,2% na taxa de transferência de calor.

A perda de carga do refrigerante decresce com a redução da temperatura do ar, conforme observado na Figura 11. A redução da temperatura do ar de 35°C para 25°C provoca uma diminuição da perda de carga em 37,9%. Isso ocorre porque uma menor temperatura do ar implica em uma maior taxa de troca de calor e um maior nível de subresfriamento, isto é, uma menor temperatura de saída do fluido refrigerante vide Figura 12. Por conseguinte, há mais líquido dentro do condensador, e, como sua massa específica é muito maior que a do vapor, a velocidade do escoamento é bem menor, incorrendo em menor perda de carga. Isso é confirmado ao analisar as frações de vapor superaquecido, mistura bifásica e líquido sub-resfriado no condensador, que valem 16%-76%-8% e 12%-42%-46%, para temperaturas do ar de 35°C e 25°C, respectivamente. Assim como condições desfavoráveis causam a redução ou até a não existência da região de subresfriamento, condições favoráveis causam um grande aumento na mesma.

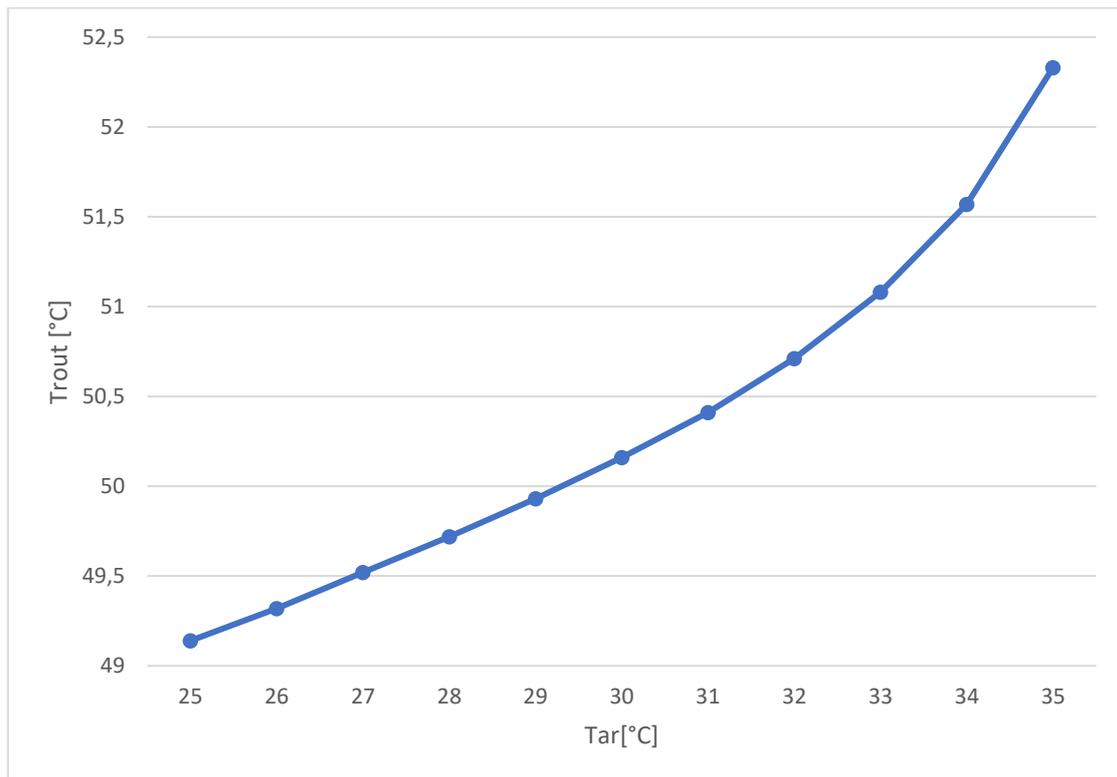
**Figura 10 – Taxa de transferência de calor em função da temperatura do Ar.**

Fonte: O autor.

Uma vez que a zona de mistura bifásica é a predominante para os condensadores operando em condições nominais, a diferença da temperatura da saturação do vapor com relação a temperatura do ar é um fator de grande influência no processo de troca de calor. Com a temperatura do ar a 35°C, o  $\Delta T$  é igual a 18,95°C, e para a temperatura do ar de 25°C, o  $\Delta T$  é igual a 28,95°C, um valor 52,7% maior. Porém, a taxa de troca de calor aumenta apenas 14,2%, pois, como visto, a fração de área de trocador correspondente a essa zona é reduzida sensivelmente, ao passo que a fração de área de líquido sub-resfriado aumenta.

**Gráfico 11 – Perda de carga em função da temperatura do ar.**

Fonte: O autor.

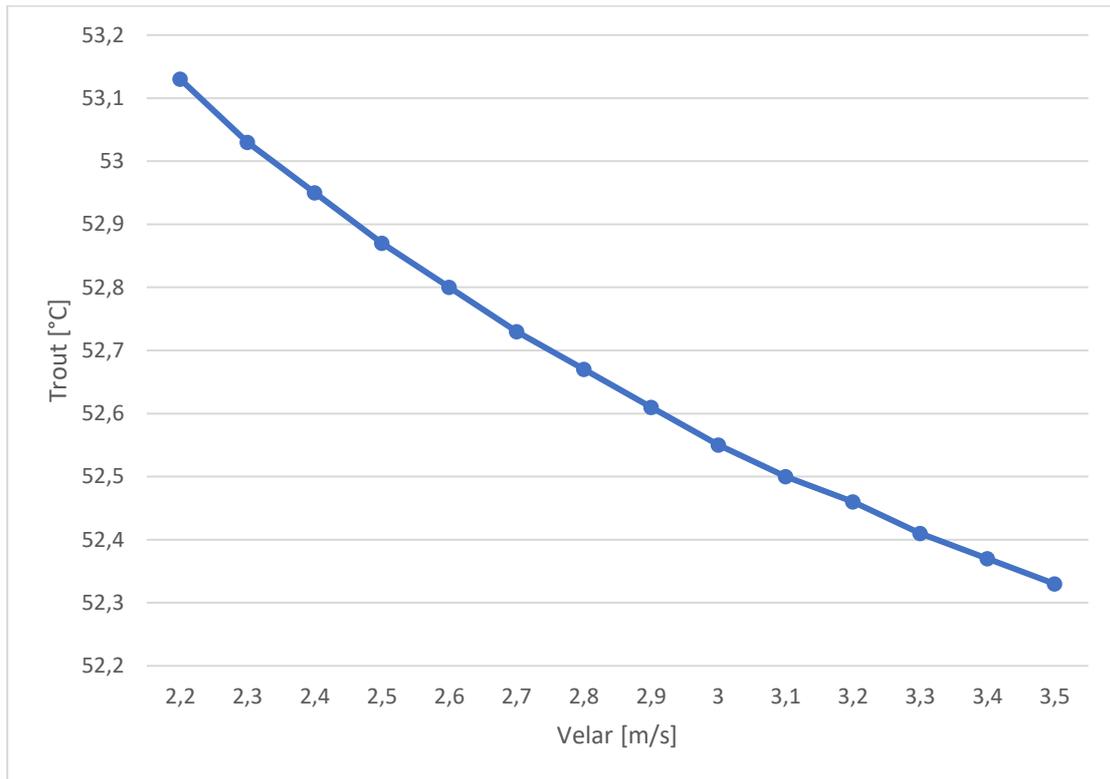
**Gráfico 12 – Temperatura de saída em função da temperatura do ar.**

Fonte: O autor.

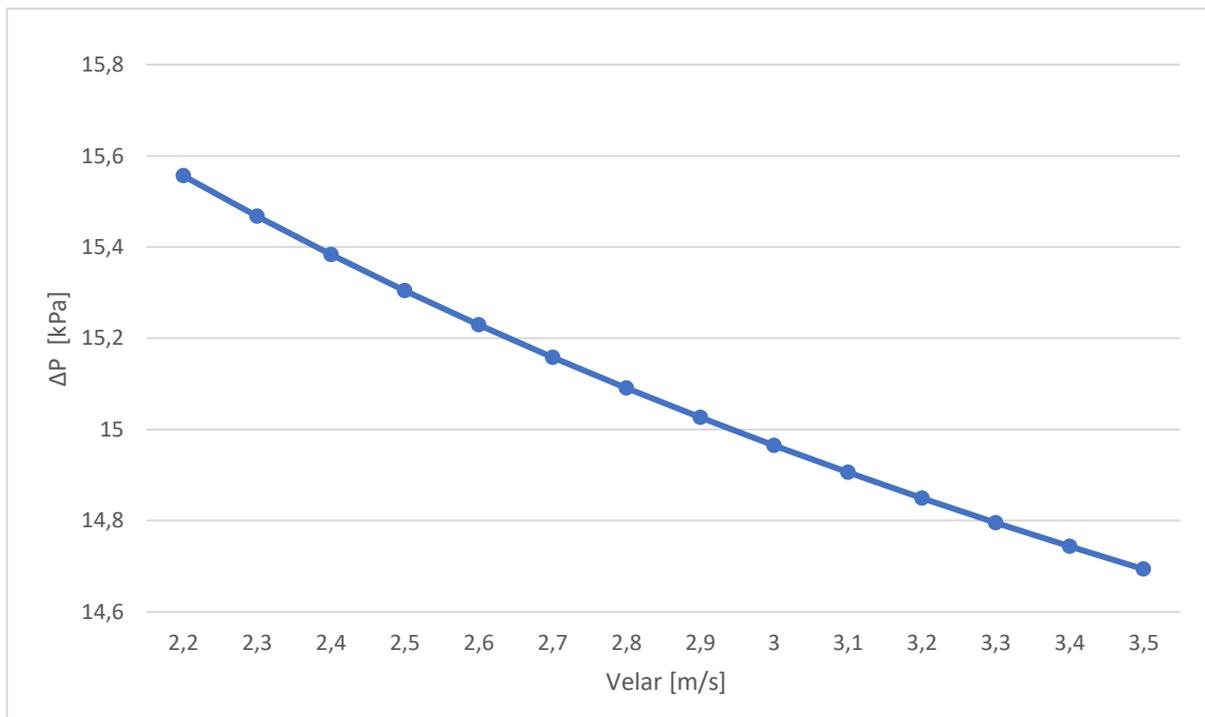
### 3.2.3 VELOCIDADE DO AR

O desempenho do condensador também é avaliado em função da velocidade do escoamento de ar. Nesta análise, a velocidade é variada dentro de uma faixa tipicamente empregada, entre 3,5 e 2,2 m/s.

As Figuras 13, 14 e 15 apresentam resultados de taxa de transferência de calor, perda de carga e temperatura do fluido refrigerante na saída do condensador em função da velocidade do ar. Como esperado, as tendências são semelhantes às aquelas observadas na análise em que a variável independente é a temperatura do ar, uma vez que o aumento da velocidade do escoamento e a redução da temperatura do ar provocam aumento da taxa de transferência de calor. Em termos quantitativos, ao variar a velocidade de 3,5 m/s para 2,2 m/s, a taxa de troca de calor diminui em 3,6%, a perda de carga aumenta em 5,4% e a temperatura do refrigerante na saída do condensador aumenta em 0,8°C, atingindo a condição de líquido saturado.

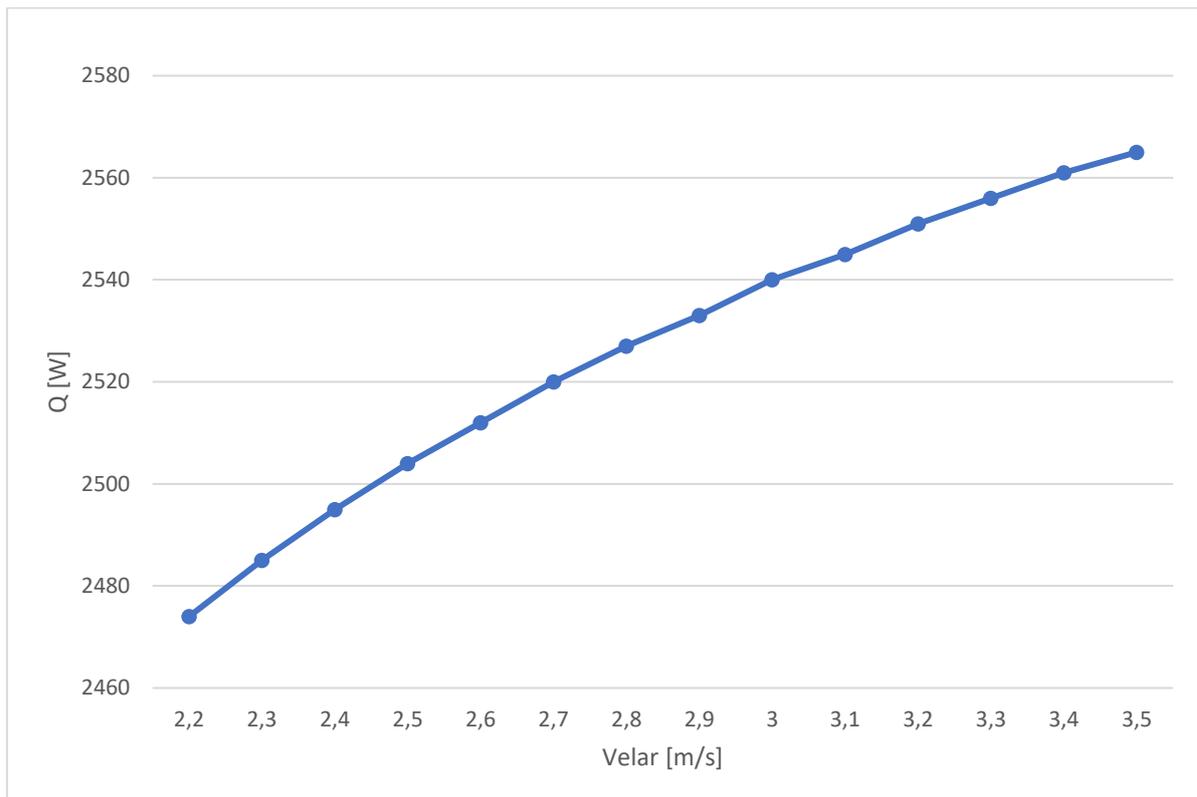
**Figura 13 – Temperatura de saída do refrigerante em função da velocidade do ar.**

Fonte: O autor.

**Figura 14 – Perda de carga em função da velocidade do ar.**

Fonte: O autor.

**Figura 15 – Variação do calor em função da velocidade do ar.**



Fonte: O autor.

## 4 CONCLUSÃO

Este trabalho consistiu na modelagem matemática e simulação de um condensador tubo aleta utilizado em um condicionador de ar do tipo “janela”, com capacidade de refrigeração de 7500 BTU/h. O modelo seguiu uma formulação unidimensional e permanente das equações de conservação da massa e da energia aplicadas nas seguintes zonas do condensador: vapor superaquecido, mistura bifásica e líquido sub-resfriado. A zona bifásica foi dividida em 10 sub-regiões (volumes de controle), de modo a levar em consideração o efeito da variação do título da mistura sobre o coeficiente de transferência de calor no lado do fluido refrigerante.

Depois de implementado o modelo, foi realizada uma verificação dos seus resultados, comparando-os com dados disponíveis na literatura. Foram analisadas a taxa de transferência de calor, a perda de carga e as frações ocupadas por cada fase de fluido refrigerante no condensador, observando-se boa concordância com os dados, com discrepância inferior a 10% entre a taxa de transferência de calor obtida e a esperada. Um estudo paramétrico foi conduzido, avaliando-se o efeito de variações no diâmetro do tubo, da temperatura do ar e da velocidade do escoamento de ar sobre o desempenho térmico e hidráulico do condensador. Observou-se que uma redução de 10% no diâmetro do tubo afeta pouco a taxa de transferência de calor, mas provoca um aumento na perda de carga superior a 70%. As variações de temperatura do ar e velocidade do escoamento de ar afetam de forma similar o sistema. A

intensificação da troca de calor em virtude de uma menor temperatura do ar ou maior velocidade do escoamento de ar incorre em uma maior fração de líquido ocupando o condensador, reduzindo sensivelmente a perda de carga. A redução da temperatura do ar entre as temperaturas de 35°C e 25°C aumenta em mais de 50% o potencial de troca de calor na zona de mistura bifásica, mas o aumento da taxa de troca de calor não é proporcional, já que a fração de área do trocador de calor exposta a essa zona diminui e a fração da zona de líquido sub-resfriado aumenta.

## REFERÊNCIA

INTARCON - Compressores de refrigeração industrial ou comercial, Intarcon,2022 Disponível em: <https://www.intarcon.com/pt-pt/industriais-ou-comerciais-refrigeradores-compressores/> Acesso: 23/10/2022

SADLER, Emma May. Design analysis of a finned-tube condenser for a residential airconditioner using R-22. 2000. 147 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Georgia Institute Of Technology, Atlanta, 2000.

TECUMSEH. Model: AE4470E-ES3C Product. 2021a. Performance Data Sheet. Disponível em: <https://www.tecumseh.com/>. Acesso em: 15/12/2021.

WANG, Shan K.. Handbook of air conditioning and refrigeration. 2. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill Ltda., 2001.

WANG, Chi-Chuan; CHI, Kuan-Yu; CHANG, Chun-Jung. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: correlation. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [S.L.], v. 43, n. 15, ago. 2000.

STOECKER, Wilbert F.; JONES, Jerold W. . Refrigeração e Ar-Condicionado. 1º ed. . São Paulo: McGraw-Hill Ltda. 1985

DUTRA, Thiago; DESCHAMPS, Cesar J. . Experimental characterization of heat transfer in the components of a small hermetic reciprocating compressor. Elsevier, Florianópolis,SC, Brazil. p 1-12, may, 2013.

SHAO, Shuangquan; SHI, Wenxing; LI, Xianting; YAN, Qisen . A UNIVERSAL SIMULATION MODEL OF AIR-COOLED CONDENSER CONSISTING OF PLATEFIN-TUBE. Summer Heat Transfer Conference, ASME, 21-23, july. 2003.

Bensafi, A., Borg, S., & Parent, D. (1997). CYRANO: a computational model for the detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants. International Journal of Refrigeration, 20(3), 218–228.

Jiang, H., Aute, V., & Radermacher, R. (2006). CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers. International Journal of Refrigeration, 29(4), 601–610.

Raja, B., Sekhar, S. J., & Lal, D. M. (2010). Thermal—fluid modelling of an air—cooled condenser for refrigerants. Journal of Engineering Thermophysics, 19(1), 39–51.

Ge, Y. T., & Cropper, R. (2005). Performance evaluations of air-cooled condensers using pure and mixture refrigerants by four-section lumped modelling methods. *Applied Thermal Engineering*, 25(10), 1549–1564.

Zhang, L., Yang, C., & Zhou, J. (2010). A distributed parameter model and its application in optimizing the plate-fin heat exchanger based on the minimum entropy generation. *International Journal of Thermal Sciences*, 49(8), 1427–1436.

Ding, W. K., Fan, J. F., He, Y. L., Tao, W. Q., Zheng, Y. X., Gao, Y. F., & Song, J. (2011). A general simulation model for performance prediction of plate fin-and-tube heat exchanger with complex circuit configuration. *Applied Thermal Engineering*, 31(16), 3106–3116.

WANG, Shan K.. *Handbook of air conditioning and refrigeration*. 2. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill Ltda., 2001. 1401 p.

Ma, X., Zhang, Q., Wang, J., & Yu, Y. (2020). A coupled CFD approach for performance prediction of fin-and-tube condenser. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 1–16.

Pisano, A., Martinez-Ballester, S., Corberán, J. M., Monpeán, F. H., Gómez, F. I., & Cascales, J. R. G. (2015). A discussion about the methodology for validating a model of a finned-tube condenser considering different correlations for the heat transfer coefficients and pressure drop. *Science and Technology for the Built Environment*, 21(5), 585–594.

Thome, J.R., J. El Hajal, and A. Cavallini. 2003. Condensation in horizontal tubes. Part 2: New heat transfer model based on flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46:3365–87.

Granryd, E., I. Ekroth, P. Lundqvist, M. Ake, B. Palm, and P. Rohlin. 2003. *Refrigerating engineering*, Chapter 8. Stockholm, Sweden: KTH Royal Institute of Technology.

Bejan, A., Kraus, A.D. . *Heat Transfer Handbook*, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc. , 2003.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A., *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. 6ª Edição, Rio de Janeiro, Editora LTC, 2008.

Klein, S. A.; Alvarado F.L., *EES Engineering equation solver for Microsoft windows operating system*, Version 10.836-3D June 2020. Middleton WI :F-Chart software, 1992.

Poplaski, L. M., Faghri, A., & Bergman, T. L. (2016). Analysis of internal and external thermal resistances of heat pipes including fins using a three-dimensional numerical simulation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102, 455–469.

## APÊNDICE

Para realizar a simulação do condensador, é necessário fornecer como dados de entrada (i) o fluxo de massa do fluido refrigerante, (ii) a temperatura e (iii) a pressão do fluido refrigerante na entrada do trocador de calor. Esses valores foram obtidos a partir da análise de dados do catálogo do compressor de modelo AE4470E-ES3C, fabricado pela empresa TECUMSEH (TECUMSEH, 2021).

- Temperatura de evaporação: 7,2°C
- Temperatura de condensação: 54°C
- Temperatura ambiente: 35°C
- Temperatura do líquido (saída condensador): 46°C
- Temperatura do gás no retorno para o compressor: 35°C
- Capacidade de refrigeração: 2198 W
- Potência: 930 W

A pressão na entrada do condensador foi considerada como sendo a pressão de saturação para a temperatura de condensação do catálogo, 54°C. O fluxo de massa do compressor foi calculado a partir da seguinte relação:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_e}{(h_1 - h_2)} \quad (56)$$

onde  $h_1$  e  $h_2$  representam as entalpias na entrada do compressor (saída do evaporador) e na entrada do evaporador, respectivamente e  $Q_e$  é a capacidade de refrigeração. A entalpia  $h_1$  é determinada a partir da pressão de evaporação e da temperatura do gás no retorno para o compressor (entrada do compressor) e a entalpia  $h_2$  é calculada a partir da pressão de condensação e da temperatura do líquido na saída do condensador (assumindo-se uma expansão isentálpica).

Finalmente, aplicou-se a equação da conservação da energia no compressor, considerando-se que 60% da energia elétrica utilizada em seu acionamento é convertida em calor e rejeitada pela carcaça (Dutra e Deschamps, 2013):

$$\dot{m} \cdot h_1 + \dot{W} = \dot{m} \cdot h_3 + 0,6\dot{W} \quad (57)$$

em que  $\dot{W}$  é a potência e  $h_3$  representa a entalpia na saída do compressor. Depois de determinada a entalpia na saída do compressor (entrada do condensador), o estado termodinâmico está definido e a temperatura pode ser facilmente obtida através de uma relação termodinâmica. Os valores dos dados de entrada são os seguintes:

$$T_3 = 94,2^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 2128 \text{ kPa}$$

$$\dot{m} = 0,01287 \text{ kg/s}$$