

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE TCSA: COMPARAÇÃO ENTRE AR SECO E ÚMIDO

NELSON NGHALE¹; GIOVANNI ANTONIO VIELMA VIVAS²; RUTH DA SILVA BRUM³; GUILHERME JAHNECKE WEYMAR⁴

¹Universidade Federal de Pelotas (UFPel) – nelsonnghale1@gmail.com

²Universidade Federal do Rio Grande (FURG) - gavv31@gmail.com

³ Universidade Federal de Pelotas (UFPel) – ruthdasilvabrum@gmail.com

⁴Universidade Federal de Pelotas (UFPel) – guilhermejahnecke@gmail.com

1. INTRODUÇÃO

A necessidade urgente de combater os efeitos das mudanças climáticas, como o aumento da temperatura global e a intensificação de eventos extremos, motiva a busca por soluções de climatização mais sustentáveis e eficientes (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2020). Com o crescimento projetado no uso de aparelhos de ar-condicionado, que são grandes consumidores de energia e contribuem significativamente para as emissões de gases de efeito estufa, o estudo de alternativas como os Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSA) torna-se fundamental (GUO et al. 2022). Essa tecnologia se destaca como uma promissora solução de climatização passiva, capaz de utilizar a inércia térmica do solo para reduzir a dependência de sistemas convencionais e, consequentemente, diminuir o consumo de energia elétrica e a pegada de carbono das edificações.

Neste trabalho, realiza-se uma análise do desempenho térmico do sistema TCSA, considerando duas condições do ar de entrada: seco e úmido. Essa abordagem permite avaliar como a presença de umidade afeta a transferência de calor e, consequentemente, os perfis de temperatura do ar ao longo do duto. A avaliação compara os perfis de temperatura de saída do ar ao longo do ano, com base em modelagens matemáticas e simulações numéricas, possibilitando compreender o impacto da umidade na eficiência do sistema e em seu comportamento sazonal.

2. METODOLOGIA

A metodologia adotada neste estudo consiste na análise da solução analítica do modelo proposto por Machado (2022). O modelo matemático empregado para representar a variação de temperatura ao longo do TCSA é dado por:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{u\rho_a}{\rho_{ha}} \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{4h_{cv}}{C_{p,ha}\rho_{ha}} (T_w - T), \quad (1)$$

em que T corresponde à temperatura no interior do TCSA (K), T_w à temperatura do solo (K), u à velocidade do ar no duto ($m \cdot s^{-1}$), h_{cv} é o coeficiente de transferência de calor por conveção ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$), ρ_a à densidade do ar úmido no duto ($kg \cdot m^{-3}$), ρ_{ha} é a densidade do ar seco ($kg \cdot m^{-3}$) e $C_{p,ha}$ à sua capacidade térmica específica ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$).

O problema é resolvido considerando as condições iniciais e de contorno definidas por $T(x, 0) = T_{in}$ e $T(0, t) = T_w$. Para simplificar a equação, são introduzidas as variáveis $\zeta_1 = -\frac{u\rho_a}{\rho_{ha}}$, $\zeta_2 = \frac{4h_{cv}}{C_{p,ha}\rho_{ha}}$ e $\zeta_3 = \zeta_2 T_w$ resultando na seguinte forma reduzida:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \zeta_1 \frac{\partial T}{\partial x} + \zeta_2 T + \zeta_3 \quad (2)$$

A solução da Eq. (2) é obtida por meio da Transformada de Laplace (TL) e de sua inversa, técnica escolhida por facilitar a resolução de equações diferenciais parciais. A expressão final é:

$$T(x, t) = T_w + (T_{in} - T_w)H(t - \frac{\rho_{ha} A}{m_a}x)e(-\frac{ph_{cv} x}{m_a C_{p,ha}}) \quad (3)$$

onde p é o perímetro do duto (m), m_a a vazão mássica (kg/s), D o diâmetro (m), x é o comprimento (m), t é o tempo (dias), H é a função de Heaviside e T_{in} é a temperatura de entrada no TCSA (K).

2.1 MODELAGEM DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO AR SECO E ÚMIDO NO TCSA

O cálculo da temperatura e desempenho do TCSA é feito a partir das propriedades do ar (seco ou úmido), determinadas pelas condições de entrada, pressão, umidade e propriedades térmicas. No caso do ar seco, as variáveis termofísicas foram determinadas conforme as correlações apresentadas por (RASMUSSEN, 1997). O cálculo inicia-se pelo fator de compressibilidade Z , que dada abaixo, utilizado para corrigir desvios do comportamento de gás ideal.

$$Z = 1 - \frac{P_a}{T_K} \left((a_0 + a_1 T_c + a_2 T_c^2 + \left(\frac{P_a}{T_K} \right)^2 a_7) \right), \quad (4)$$

onde P_a é a pressão estática; a_0 , a_1 , a_2 e a_7 são coeficientes; T_K é a média da temperatura na entrada e na parede do duto (em Kelvin); T_c é a temperatura média na entrada e na parede do duto (em Celsius).

Em seguida, são obtidas a massa específica do ar seco, o calor específico (em função da temperatura absoluta), a viscosidade dinâmica e a condutividade térmica. Com essas propriedades, determina-se o número de Prandtl, seguido do fator de atrito, obtido pela correlação de Blasius, e do número de Nusselt, que quantifica a transferência de calor convectiva, conforme descrito por BEJAN (2013).

Para o ar úmido, o procedimento segue lógica semelhante, porém com adaptações para incluir o efeito da umidade. Inicialmente, calcula-se a pressão de saturação do vapor d'água (P_{sv}), dada pela Eq. (5), seguida do fator de realce e da fração molar de vapor no ar.

$$P_{sv} = e^{a_0 T_K^2 + a_1 T_K + a_2 T_K^{-1}}. \quad (5)$$

Esses parâmetros são incorporados no cálculo do fator de compressibilidade modificado para escoamentos úmidos (RASMUSSEN, 1997). A partir dele, determina-se a massa específica do ar úmido e o calor específico corrigido, que inclui termos adicionais proporcionais à fração molar de vapor. De forma análoga ao caso seco, avaliam-se a viscosidade dinâmica e a condutividade térmica corrigida, o que permite calcular o número de Prandtl, o número de Nusselt (BEJAN, 2013) e, consequentemente, estimar a taxa de transferência de calor em condições de ar úmido.

2.2 PARÂMETROS DO MODELO

Para encontrar T_w , foi desenvolvido um modelo numérico 2D do sistema TCSA no ANSYS Fluent, baseado no método dos volumes finitos e inspirado na

metodologia de BRUM et al. (2012). O domínio computacional retangular tem 25,77 m de comprimento por 15 m de profundidade, com um duto de ar de 0,11 m de diâmetro instalado a 1,60 m de profundidade, conforme mostra a Figura 1.

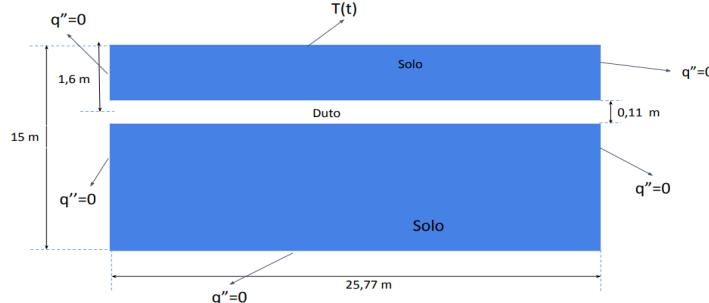


Figura 1: Geometria do solo

As condições de contorno foram definidas como adiabáticas nas laterais e na superfície inferior do domínio, enquanto na superior foram utilizadas as temperaturas da superfície do solo específicas de Viamão (VAZ et al. 2011).

As propriedades termofísicas adotadas para o solo e para o ar foram as mesmas utilizadas por VAZ et al. (2011). Para o solo, considerou-se uma densidade de 1800 kg/m³, condutividade térmica de 2,1 W/m·K e capacidade térmica específica de 1780 J/kg·K. Para o ar, adotou-se uma densidade de 1,160 kg/m³, condutividade térmica de 0,0242 W/m·K, capacidade térmica específica de 1010 J/kg·K e viscosidade dinâmica de $1,798 \times 10^{-5}$ kg/(m·s).

O modelo foi verificado por meio da comparação com os estudos de e VIELMA et al. (2024), BRUM et al. (2012) e RODRIGUES et al. (2022), apresentando valores de MAPE de 2,875%, 4,245% e 4,663%, respectivamente. Para a etapa de validação com s VAZ et al. (2011), obteve-se um MAPE de 11,460%, valor considerado aceitável para a análise de modelos numéricos aplicados a sistemas térmicos complexos.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para cálculo de temperatura da saída, foi adotada uma velocidade do ar de 3,3 m/s e uma umidade relativa na entrada do TCSA (VAZ et al. 2011). A Figura 2 apresenta a comparação dos perfis de temperatura de saída do ar ao longo de um ano para a cidade de Viamão-RS obtidos a partir da Equação (3), utilizando os dados das seções 2.1 e 2.2 e como T_w obtido através da simulação numérica. A curva azul representa a temperatura de saída do TCSA do ar seco, enquanto a curva vermelha corresponde ao cálculo que inclui o efeito da umidade.

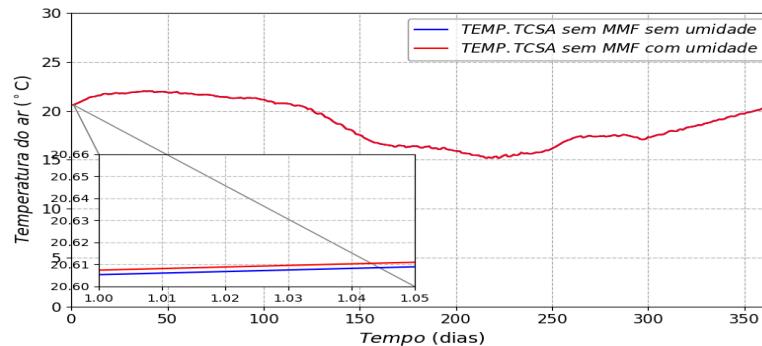


Figura 1: Temperatura do TCSA com e sem umidade ao longo do ano.

A análise indica que ambas as curvas apresentam comportamentos semelhantes ao longo do ano, com pequenas variações pontuais. A diferença

relativa entre as temperaturas de saída do ar com e sem a consideração da umidade foi calculada e resultou em aproximadamente 0,00486%. Esse valor indica que, embora o impacto da umidade na temperatura do ar seja pequeno, ele ainda é significativo o suficiente para não ser negligenciado.

4. CONCLUSÕES

A verificação e validação confirmou a consistência do modelo numérico, com erros médios absolutos percentuais (MAPE) entre 2,875% e 4,663% em comparação com estudos anteriores, e 11,460% frente a dados experimentais, valor considerado aceitável. Além disso, a análise dos resultados mostrou que o impacto da umidade na temperatura de saída do TCSA é pequeno, em torno de 0,00486%, mas suficientemente relevante para reforçar a precisão da modelagem e apoiar o dimensionamento do sistema.

Os resultados destacam que, embora o padrão térmico anual permaneça praticamente inalterado com a inclusão da umidade, a consideração desse fator representa um avanço metodológico, pois estudos anteriores geralmente simplificavam o ar como seco, ignorando o efeito da umidade em suas propriedades termofísicas.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AERONAUTICS, N.; ADMINISTRATION, S. **Climate Change: Vital Signs of the Planet**. Acessado em 18 de outubro de 2021. Disponível em: <https://climate.nasa.gov/>.
- BRUM, R. S. et al. A new computational modeling to predict the behavior of earth-air heat exchangers. **Energy and Buildings**, v.64, p.395–402, 2013.
- GUO, X.; WEI, H.; HE, X.; DU, J.; YANG, D. Experimental evaluation of an earth-to-air heat exchanger and air source heat pump hybrid indoor air conditioning system. **Energy Build.**, v. 256, 2022.
- MACHADO, P.G. **Design Construtual aplicado a trocadores de calor solo-ar utilizando modelagem numérica e analítica estacionárias e transientes**. 2022.68f. Dissertação de Mestrado - PPGMMat/UFPel.
- RASMUSSEN, K. **Calculation methods for the physical properties of air used in the calibration of microphones**. Lyngby, Dinamarca: Departamento de Tecnologia Acústica, Universidade Técnica da Dinamarca, 1997. Relatório Técnico, Acesso em: 19 jun. 2025. (PL-11b).
- BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. 4th.ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2013.
- RODRIGUES, M. K.; VAZ, J.; ROCHA, L. A. O.; SANTOS, E. D. D.; ISOLDI, L. A. A full approach to earth-air heat exchanger employing computational modeling, performance analysis and geometric evaluation. **Renewable Energy**, v.191, p.535–556, 2022.
- VIELMA, G. **Modelagem Computacional de Trocadores de Calor Solo-ar integrado com Materiais de Mudança de Fase**. 2021. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pará, Belém.
- VAZ, J.; SATTLER, M.; SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. Experimental and numerical analysis of an earth-air heat exchanger. **Energy and Buildings**, v.43, p.2476–2482, 2011.