

COMPARAÇÃO ENTRE UM MODELO ANALÍTICO E UM NUMÉRICO PARA TROCADORES DE CALOR SOLO-AR NA REGIÃO SUL DO BRASIL

EDUARDO DE SÁ BUENO NÓBREGA¹; RUTH DA SILVA BRUM²; JAIRO VALÕES DE ALENCAR RAMALHO³; RÉGIS SPEROTTO DE QUADROS⁴

¹Universidade Federal de Pelotas – eduardosbnobrega@gmail.com

²Universidade Federal de Pelotas – ruthdasilvabrum@gmail.com

³Universidade Federal de Pelotas – jairo.ramalho@ufpel.edu.br

⁴Universidade Federal de Pelotas – regis.quadros@ufpel.edu.br

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, com as constantes mudanças climáticas que afetam diretamente a população mundial, é comum o surgimento de novas técnicas a fim de minimizar os danos causados por estas transformações. O efeito estufa, o derretimento das calotas polares entre outros distúrbios causados, na grande maioria das vezes, pela imprudência humana contribuem, seja para o aumento de temperatura no verão ou a queda da temperatura no inverno.

Na região sul do Brasil, as quatro estações do ano são bem definidas, observando-se um inverno com temperaturas relativamente muito baixas e um verão com temperaturas bastante elevadas. Conforme SILVA et al. (2005), em alguns dias quentes do verão a alta umidade, comumente presente, torna os dias sufocantes e inadequados para muitas atividades.

Sendo assim, este trabalho busca comparar os resultados de um modelo analítico e um numérico, em relação a dados experimentais, de sistemas de trocadores de calor solo-ar (TCSA), utilizados na região sul do Brasil. Neste caso, especificamente, na cidade de Viamão, localizada no estado brasileiro do Rio Grande do Sul. Estes dispositivos consistem na instalação de dutos enterrados no solo onde o ar externo entra e troca calor com o solo, posteriormente este ar é insuflado para dentro das edificações, resfriando ou aquecendo o ambiente interno.

2. METODOLOGIA

No modelo analítico do TCSA, sua eficiência foi determinada através da Eq. (1):

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT}, \quad (1)$$

onde o Número de Unidades Térmicas (NUT) é calculado através de h , que representa o coeficiente de transferência de calor convectivo; A_s , a área superficial do tubo; m a vazão mássica do ar; e c_p^a , o calor específico do ar, conforme:

$$NUT = \frac{hA_s}{mc_p^a}. \quad (2)$$

Definiu-se a eficiência dos TCSA através da fórmula:

$$\varepsilon = \frac{T_{ar}^s - T_{ar}^e}{T_{solo}^e - T_{ar}^e}, \quad (3)$$

onde T_{ar}^s e T_{ar}^e são, respectivamente, as temperaturas do ar na saída e na entrada do duto, enquanto, T_{solo} é a temperatura do solo, junto às paredes do duto. Com isso, obtém-se um modelo analítico para a temperatura do ar na saída do TCSA, isto é:

$$T_{ar}^s = T_{ar}^e + \varepsilon (T_{solo} - T_{ar}^e) \quad (4)$$

e calcula-se ε pela fórmula dada na Eq. (1).

Baseando-se nos dados experimentais de VAZ (2011), em BRUM et al. (2012) é apresentado um modelo numérico, chamado modelo reduzido, pois, conforme a Figura 1, ele considera apenas a parte horizontal do duto que está enterrada no solo.

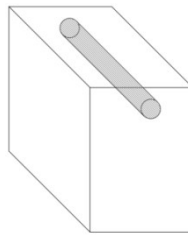


Figura 1 - Representação da porção do solo e tubo no modelo reduzido.

Neste modelo, a condução de calor no solo é descrita pela equação de conservação de energia:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right), \quad (5)$$

que fornece os valores da temperatura T em qualquer instante de tempo t e qualquer posição espacial x_i , supondo-se conhecida a difusividade térmica do solo α_s .

Quanto ao escoamento do ar nos dutos, assume-se que esse é incompressível e turbulento. Ele é governado pelas equações médias de conservação de massa, momento e energia:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (6)$$

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} = - \frac{1}{\bar{\rho}_{ar}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \delta_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[v_{ar} \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{v'_i v'_j} \right], \quad (7)$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{v}_i \bar{T})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_{ar} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \overline{v'_i T'} \right). \quad (8)$$

Aqui, v , v_{ar} e α_{ar} são, respectivamente, a velocidade, a viscosidade cinemática e a difusividade térmica do ar. Finalmente, δ_{ij} é o delta de Kronecker.

Para fechar as equações, é necessário adotar algum modelo de turbulência. Como descrito em BRUM (2013) e BRUM et al. (2012), foi adotado o modelo das médias temporais de Reynolds. As equações foram resolvidas numericamente, utilizando o *software Fluent*, o qual se baseia em métodos de volumes finitos.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Em VAZ (2011), a temperatura do solo (em °C) foi ajustada por mínimos quadrados e obteve-se a seguinte função temporal para seus valores a cada dia, t , do ano:

$$T_{\text{solo}}(t) = 20,49 + 3,03\text{sen}\left(\frac{2\pi}{365}t - 5,92\right). \quad (9)$$

Analogamente, a temperatura do ar na entrada do duto também foi ajustada e descrita pela função:

$$T_{\text{ar}}^e(t) = 20,49 + 5,66\text{sen}\left(\frac{2\pi}{365}t - 5,30\right). \quad (10)$$

De posse das propriedades físicas do solo argiloso e do ar, junto com as funções dadas nas Eq. (9) e (10), obteve-se a seguinte função analítica para descrever a temperatura na saída dos dutos dos TCSA:

$$T_{\text{ar}}^s(t) = 20,49 + 0,23\text{sen}\left(\frac{2\pi}{365}t - 5,30\right) + 2,91\text{sen}\left(\frac{2\pi}{365}t - 5,92\right). \quad (11)$$

Na Figura 2, apresenta-se uma comparação entre os dados experimentais de VAZ (2011), os dados numéricos de BRUM et al. (2012) e obtidos com a função analítica da Eq. (11). Pode-se notar uma boa concordância entre os dados apresentados.

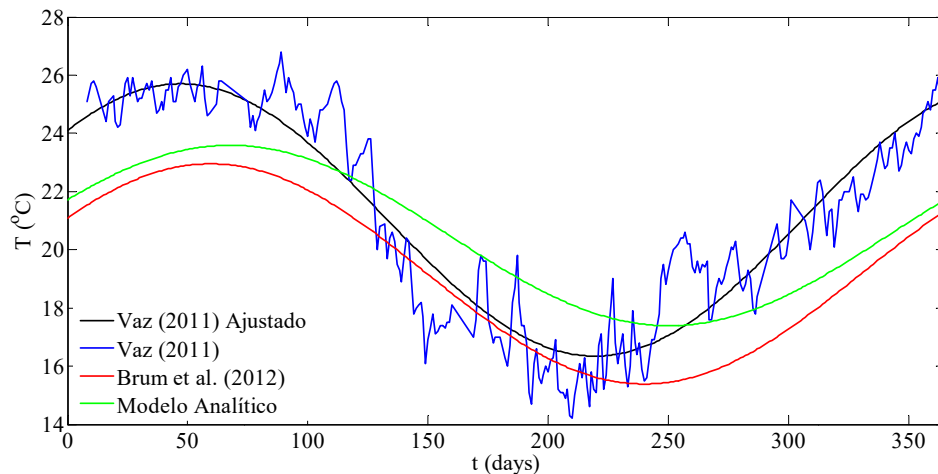


Figura 2 - Gráfico comparativo entre os resultados.

Todos os resultados numéricos e experimentais foram ajustados pelo método dos mínimos quadrados para funções senoidais, como realizado nas referências BRUM et al. (2019); RAMALHO et al. (2018). Assim, as seguintes funções temporais (t em dias):

$$T_V(t) = 21,02 - 4,68\text{sen}\left(\frac{2\pi}{365}t - 2,43\right), \quad (12)$$

$$T_B(t) = 19,17 + 3,78\text{sen}\left(\frac{2\pi}{365}t + 0,53\right), \quad (13)$$

representam os resultados de VAZ (2011) e BRUM et al. (2012). É possível estimar os valores dos erros de ambas as metodologias, através do valor médio quadrático (RMS):

$$\sqrt{\frac{\int_0^{365} (T_v(t) - T_B(t))^2 dt}{365}} = 2,37^\circ\text{C} . \quad (14)$$

$$\sqrt{\frac{\int_0^{365} (T_v(t) - T_{ar}^s(t))^2 dt}{365}} = 1,94^\circ\text{C} . \quad (15)$$

Da Figura 2, já é possível ver que o modelo analítico fornece resultados mais próximos aos dados experimentais do que o modelo reduzido, mas os números quantificam a diferença (há uma melhoria relativa de 22%) e ajudam a avaliar ambos os modelos.

4. CONCLUSÕES

Conclui-se que o modelo analítico possui uma maior simplicidade em relação ao numérico, sendo de fácil implementação e baixo custo computacional.

Por outro lado, comparando com os dados experimentais, observa-se também que o erro médio quadrático anual do modelo analítico é relativamente menor do que o apresentado pelo modelo numérico. Enquanto o erro do modelo numérico foi 2,37°C, o modelo analítico teve um erro de apenas 1,94°C. Isso corrobora a sua precisão e eficiência em relação ao outro modelo numérico.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRUM, R. S. **Modelagem computacional de trocadores de calor solo-ar**. 2013. Dissertação (Mestrado em Modelagem Computacional) - Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, Universidade Federal do Rio Grande (FURG).

BRUM, R. S.; ROCHA, L. A. O.; Vaz, J.; DOS SANTOS, E.D.; ISOLDI, L.A. Development of simplified numerical model for evaluation of the influence of soil-air heat exchanger installation depth over its thermal potential. **International Journal of Advanced Renewable Energy Research**, vol. 1, pp. 505-514, 2012.

BRUM, R.S.; RAMALHO, J. V. A.; RODRIGUES, M. K.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, L. A.; SANTOS, E. D. Design evaluation of earth-air heat exchangers with multiple ducts. **Renewable Energy**, vol. 135, pp. 1371-1385, 2019.

RAMALHO, J. V. A.; BRUM, R. S.; ISOLDI, L. A.; SANTOS, E. D. Fitting new constructal models for the thermal potential of Earth-Air Heat Exchangers. **Acta Scientiarum Technology**, vol. 40(e30897), pp. 1-8, 2018.

SILVA, J.B.; LLOPART, M.P.; BOIASKI, N. Temperatura máxima do ar em Pelotas, RS - Tabelas de probabilidades em escalas de tempo pentadal. **Revista Brasileira de Meteorologia**, vol. 20, n.2, pp. 267-276, 2005.

VAZ, J. **Estudo experimental e numérico sobre o uso do solo como reservatório de energia para o aquecimento e resfriamento de ambientes edificadas**. 2011. Tese (Doutorado em Engenharia Civil) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS).