

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DOUGLAS PEREIRA VASCONCELLOS

**ANÁLISE NUMÉRICA DE UM SISTEMA PASSIVO DE
CLIMATIZAÇÃO UTILIZANDO O SOLO COMO TROCADOR DE
CALOR**

DISSERTAÇÃO

PONTA GROSSA

2019

DOUGLAS PEREIRA VASCONCELLOS

**ANÁLISE NUMÉRICA DE UM SISTEMA PASSIVO DE
CLIMATIZAÇÃO UTILIZANDO O SOLO COMO TROCADOR DE
CALOR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de Concentração: Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos

PONTA GROSSA

2019

Ficha catalográfica elaborada pelo Departamento de Biblioteca
da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa
n.30/19

V331 Vasconcellos, Douglas Pereira

Análise numérica de um sistema passivo de climatização utilizando o solo como trocador de calor. / Douglas Pereira Vasconcellos. 2019.

59 f.; il. 30 cm

Orientador: Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2019.

1. Permutadores térmicos. 2. Solos e clima. 3. Energia - Conservação. 4. Análise numérica. I. Santos, Gerson Henrique dos. II. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. III. Título.

CDD 620.1

FOLHA DE APROVAÇÃO

Título de Dissertação Nº **27/2019**

**ANÁLISE NUMÉRICA DE UM SISTEMA PASSIVO DE CLIMATIZAÇÃO UTILIZANDO O
SOLO COMO TROCADOR DE CALOR**

Por

Douglas Pereira Vasconcellos

Esta dissertação foi apresentada às **15 horas de 22 de fevereiro de 2019**, na **Sala de Seminários do DAMEC – J1-114**, como requisito parcial para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**, com Área de Concentração em Térmica e Fluidos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora, composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Nathan Mendes (PUCPR)

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves (UTFPR)

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima (UTFPR)

Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos (UTFPR)
Orientador e presidente da banca



Visto do Coordenador:

Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos
Coordenador do PPGEM
UTFPR – Câmpus Ponta Grossa

- A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Secretaria do PPGEM -

Dedico este trabalho à minha família, em especial, aos meus pais: Odinei e Estefânia, e à minha vó Nilda.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por ter me dado saúde e força para superar as dificuldades e os desafios.

A toda minha família, em especial meus pais: Odinei e Estefânia, meu imenso agradecimento, que mesmo distantes, sempre acreditaram e me apoiaram em todos os momentos. A minha vó Nilda, que me ajudou sempre que precisei, e ao meu irmão Diego.

Agradeço também a todos os meus amigos de curta e longa data, cujo apoio e amizade estiveram presentes em algum momento.

Desejo agradecer a todos os colegas do Mestrado em Engenharia Mecânica, aos professores que lecionam no PPGEM e a UTFPR.

Gostaria de agradecer meu orientador, Doutor Gerson Henrique dos Santos, por toda a paciência, empenho e sabedoria com que sempre me orientou neste trabalho.

E a todos os que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

A maior lição que podemos aprender na
vida é ter paciência.

RESUMO

VASCONCELLOS, Douglas Pereira. **Análise numérica de um sistema passivo de climatização utilizando o solo como trocador de calor**. 2019. 59 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2019.

Uma forma de reduzir o consumo de energia em edificações, devido à utilização de equipamentos de aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC, do inglês *heat, ventilation and air conditioning*), consiste na utilização do solo como trocador de calor. Em consequência da sua alta capacidade térmica, o solo pode trabalhar como um reservatório térmico, aquecendo ou resfriando o ar do ambiente interno das edificações, dependendo das condições climáticas. Deste modo, verificou-se o desempenho térmico deste tipo de trocador de calor numericamente por meio da dinâmica dos fluidos computacional (CFD, do inglês *Computational Fluid Dynamics*). Neste trabalho, analisou-se primeiramente os efeitos da velocidade do ar, do diâmetro da tubulação e das propriedades térmicas do solo na troca térmica entre o solo e o ar. Na sequência, investigou-se a configuração geométrica da tubulação em relação a sua distribuição dentro do solo (serpentina com uma, duas ou quatro voltas), a fim de otimizar a área de instalação. A partir dos resultados, observou-se que os melhores desempenhos foram obtidos para o trocador de calor com uma tubulação de diâmetro de 10 cm, operando a uma velocidade do ar de 2,5 m/s e utilizando o solo saturado (maior condutividade térmica). Uma distância entre os tubos a partir das linhas de centro de 0,5 m mostrou-se a mais adequada para a estruturação das serpentinas. Simulações em regime transiente também foram realizadas (considerando um período de 1 ano), utilizando-se de funções senóidais para descrever tanto o comportamento da temperatura externa do ar, quanto da radiação solar.

Palavras-chave: Trocador de calor solo-ar. Climatização passiva. Eficiência energética.

ABSTRACT

VASCONCELLOS, Douglas Pereira. **Numerical analysis of a climatization passive system using the soil as a heat exchanger**. 2019. 59 p. Dissertation (Master's Degree in Mechanical Engineering) - Federal University of Technology – Paraná. Ponta Grossa, 2019.

Nowadays the soil has been used widely as a heat exchanger, in order to reduce energy consumption in buildings caused by heating, ventilation and air conditioning (HVAC) equipment. Due to high thermal capacity, the soil can be used as a thermal reservoir, heating or cooling the indoor air of the buildings, depending on the weather conditions. In this way, the thermal performance of this type of heat exchanger was verified numerically by computational fluid dynamics (CFD). In this work, the effects of air velocity, pipe diameter and soil thermal properties on the thermal exchange between soil and air were first analyzed. Then, the geometric configuration of the pipe was investigated in relation to its distribution inside the soil (serpentine with one, two or four turns), in order to optimize the installation area. From the results, it was observed that the best performances were obtained for the heat exchanger with a tube with 10 cm of diameter, operating with an air velocity of 2.5 m/s and using saturated soil (higher thermal conductivity). A distance between the tubes from the center lines of 0.5 m was the most suitable for the design of the serpentine. Transient simulations were also performed (considering a period of 1 year), using sinusoidal functions to describe the behavior of external air temperature and solar radiation.

Keywords: Heat exchanger soil-air. Passive climatization. Energy efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Etiqueta Procel Edificações.....	18
Figura 2 - Sistema passivo de climatização de uma edificação utilizando um trocador de calor solo-ar: a) fechado (recirculação); b) aberto.....	21
Figura 3 - Malha e domínio cilíndrico para o solo, como apresentado por Misra et al (2013).	29
Figura 4 - Domínio e malha utilizada no trocador de calor solo-ar cúbico.....	35
Figura 5 - Vista frontal do trocador de dois passos	38
Figura 6 - Vista superior do trocador de dois passos	38
Figura 7 - Vista frontal do trocador de quatro passos.....	39
Figura 8 - Vista superior do trocador de quatro passos.....	39
Figura 9 - Malha híbrida gerada para análise da configuração do trocador (2 e 4 passos).....	40
Figura 10 - Gradientes de temperatura na geometria de dois passos com distância de 0,2 m entre os tubos.....	42
Figura 11 - Gradientes de temperatura na geometria de dois passos com distância de 0,5 m entre os tubos.....	42
Figura 12 - Gradientes de temperatura na geometria de quatro passos com distância de 0,2 m entre os tubos.....	44
Figura 13 - Gradientes de temperatura na geometria de quatro passos com distância de 0,5 m entre os tubos.....	44
Figura 14 - Vista frontal das geometrias dos volumes verificados.....	45

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Avaliação de esforços nacionais para eficiência energética	19
Gráfico 2 - Classificação em termos de eficiência energética dos países no setor de edificações	20
Gráfico 3 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador em regime permanente	31
Gráfico 4 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador em regime transiente.....	31
Gráfico 5 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para velocidade de 2,5 m/s.....	33
Gráfico 6 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para velocidade de 5 m/s.....	33
Gráfico 7 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para velocidade de 7,5 m/s.....	34
Gráfico 8 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para o modelo cilíndrico com e sem a presença do tubo	36
Gráfico 9 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para areia saturada com velocidade de 2,5 m/s	37
Gráfico 10 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para areia seca com velocidade de 2,5 m/s	37
Gráfico 11 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para a geometria de dois passos, para diferentes espaçamentos entre os tubos.....	41
Gráfico 12 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para a geometria de quatro passos, para diferentes espaçamentos entre os tubos	43
Gráfico 13 - Temperatura de saída para cada dia do ano	47
Gráfico 14 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para o dia 19 de julho.....	47
Gráfico 15 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para o dia 31 de dezembro	48
Gráfico 16 - Capacidades de resfriamento para cada mês do ano	48
Gráfico 17 - Temperatura de saída para cada dia do ano.....	50
Gráfico 18 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para o dia 19 de julho.....	50
Gráfico 19 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para o dia 31 de dezembro	51
Gráfico 20 - Temperaturas médias de saída da tubulação para cada dia do ano	52
Gráfico 21 - Capacidades de aquecimento para cada mês do ano.....	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades geométricas do modelo cilíndrico.....	30
Tabela 2 - Propriedades termodinâmicas do modelo de verificação	30
Tabela 3 - Propriedades térmicas dos solos considerados	32
Tabela 4 - Parâmetros geométricos do trocador de dois passos	39
Tabela 5 - Parâmetros geométricos do trocador de quatro passos.....	40
Tabela 6 - Parâmetros geométricos dos volumes verificados	46
Tabela 7 - Parâmetros para verificação da sensibilidade de malha	49

LISTA DE SIGLAS E ACRÔNIMOS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional, do inglês <i>Computational Fluid Dynamics</i>
EDP	Equações Diferenciais Parciais
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PVC	Policloreto de Vinila
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>
UDF	Função Definida pelo usuário, do inglês <i>User Defined Function</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

$c_{p,s}$	Calor específico do solo	[J/(kg.K)]
k	Condutividade térmica	[W/(m.K)]
k_{eff}	Condutividade térmica efetiva	[W/(m.K)]
k_s	Condutividade térmica do solo	[W/(m.K)]
k_t	Condutividade térmica turbulenta	[W/(m.K)]
$C_{1\epsilon}$	Constante do modelo de turbulência	
$C_{2\epsilon}$	Constante do modelo de turbulência	
C_μ	Constante da viscosidade turbulenta	
α	Difusividade térmica	[m ² /s]
E	Energia específica	[J/kg]
h	Entalpia	[J]
k	Energia cinética turbulenta	[J]
$\rho \vec{g}$	Força de campo gravitacional por unidade de volume	[N/m ³]
G_b	Geração de energia cinética de turbulência devido ao empuxo	[J]
G_k	Geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média	[J]
ρ	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
ρ_s	Massa específica do solo	[kg/m ³]
σ_ϵ	Número de Prandtl turbulento para ϵ	
σ_k	Número de Prandtl turbulento para k	
p	Pressão estática do fluido	[N/m ²]
\vec{v}	Vetor velocidade do escoamento	[m/s]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/(m.s)]
μ_t	Viscosidade turbulenta	[kg/(m.s)]
ϵ	Taxa de dissipação da energia turbulenta	[m ² /s ³]
T	Temperatura	[K]
t	Tempo	[s]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 OBJETIVO GERAL	16
1.1.1 Objetivos Específicos.....	16
1.2 JUSTIFICATIVA	16
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	17
2 REFERENCIAL TEÓRICO	18
2.1 SISTEMAS PASSIVOS DE CLIMATIZAÇÃO	20
3 MODELAMENTO MATEMÁTICO	25
3.1 CONSERVAÇÃO DA MASSA, QUANTIDADE DE MOVIMENTO E ENERGIA	25
3.2 MODELO DE TURBULÊNCIA	27
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	29
4.1 VERIFICAÇÃO DO MODELO	29
4.2 ANÁLISE DOS EFEITOS DO DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO, VELOCIDADE DO ESCOAMENTO E CONDUTIVIDADE TÉRMICA NO DESEMPENHO DO TROCADOR.....	32
4.3 VERIFICAÇÃO DOS EFEITOS DA PAREDE DO TUBO E DO DOMÍNIO CÚBICO DO SOLO NO DESEMPENHO DO TROCADOR.....	35
4.4 OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DA TUBULAÇÃO.....	38
4.5 VERIFICAÇÃO DOS EFEITOS DO VOLUME DO DOMÍNIO DO SOLO	45
4.6 ANÁLISE DA SENSIBILIDADE DE MALHA NA SIMULAÇÃO TRANSIENTE DO TROCADOR	49
5 CONCLUSÕES	54
REFERÊNCIAS	56

1 INTRODUÇÃO

Em decorrência de um progressivo aumento da demanda de energia elétrica e redução da disponibilidade de recursos naturais, torna-se inevitável que os diversos setores da sociedade busquem desenvolver as suas atividades de maneira mais eficiente, diminuindo assim, os efeitos nocivos ao meio ambiente.

A crise do petróleo, ocorrida na década de 1970, despertou o mundo quanto ao uso desordenado de energia e o modelo baseado no consumo intensivo dos recursos não renováveis, passou a ser questionado. Em consequência, houve o surgimento de regulamentos, normas e diversas diretivas internacionais, cada vez mais rigorosas, que fixaram metas para garantir edificações mais eficientes, visto que estes são responsáveis por grande parte do consumo de energia em todo o mundo. Somente no Brasil, as edificações públicas, comerciais e residenciais são responsáveis por mais de 45% do total consumido. Neste contexto, a preocupação crescente com a qualidade das edificações, o nível do conforto dos usuários e o consumo de energia, conduziram ao surgimento de recentes normatizações no Brasil. Entre estas normas e regulamentos, destacam-se a Norma de Desempenho Térmico de Edificações (ABNT, 2005), o Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética em Edificações (INMETRO, 2012) e a Norma de Desempenho da Edificação (ABNT, 2013).

Deste modo, com a necessidade do ser humano estar em condições de conforto térmico dentro dos edifícios, somada à necessidade de economia de energia, soluções passivas ou de baixo consumo energético para o controle de temperatura dos ambientes estão sendo empregadas frequentemente.

Uma das soluções passivas que vem sendo estudadas por diversos pesquisadores é a de utilizar o solo como trocador de calor, em sistemas de climatização (BENHAMMOU; DRAOUI, 2015; HOLLMULLER; LACHAL, 2014; KUMAR et al, 2015; MISRA et al, 2013). Este sistema consiste basicamente de tubulações (geralmente de PVC - Policloreto de Vinila) enterradas no solo, onde o ar flui, sendo aquecido ou resfriado, dependendo das condições de entrada no sistema. Este comportamento deve-se a alta capacidade térmica do solo, que mantém a sua temperatura estável a certas profundidades, mesmo com altas variações das condições climáticas, durante o ano.

Desta forma, o solo pode ser utilizado como um reservatório térmico, diminuindo ou até evitando em alguns casos, os grandes gastos de energia elétrica em sistemas de climatização ativos.

1.1 OBJETIVO GERAL

Analisar numericamente por meio do programa comercial Ansys/Fluent®, o desempenho do solo como trocador de calor, aplicado em sistemas de climatização.

1.1.1 Objetivos Específicos

- Comparar o modelo de trocador de calor desenvolvido neste estudo com trabalhos encontrados na literatura, a fim de verificar a malha computacional, modelo de turbulência empregado no escoamento do ar e condições de contorno utilizadas nas análises.

- Verificar os efeitos da velocidade do ar, do diâmetro da tubulação e das propriedades térmicas do solo na troca térmica entre o solo e o ar.

- Investigar a configuração geométrica da tubulação, em relação a sua distribuição dentro do solo, com o intuito de otimizar a área de instalação.

- Realizar simulações do comportamento do solo em regime permanente e transiente, sendo esta última pouco explorada na literatura.

1.2 JUSTIFICATIVA

As frequentes crises energéticas mundiais têm levado os governos a incentivarem fortemente, pesquisas relacionadas ao uso e/ou a um melhor aproveitamento de fontes alternativas de energia. Deste modo, visa-se a diminuição do consumo de recursos naturais, conduzindo a um modelo de desenvolvimento sustentável da sociedade.

A tecnologia de escoamento por dutos subterrâneos pode ser colocada como uma alternativa para um desenvolvimento sustentável, já que este sistema se aproveita de um fenômeno natural, que consiste em se aproveitar a alta capacidade térmica do solo. Desta forma, aplicando-se um sistema de trocador de calor solo-ar

como um dispositivo de aquecimento/resfriamento em edificações, pode-se obter índices satisfatórios de conforto térmico com baixo consumo de energia, sendo eficaz tanto no verão como no inverno, dependendo da localidade onde será instalado.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No Capítulo 2, um detalhamento dos sistemas e modelos analíticos, numéricos e experimentais de trocadores de calor solo-ar, encontrados na literatura, são apresentados.

No Capítulo 3, apresenta-se o procedimento computacional utilizado no trabalho, sendo expostos os modelos e as verificações comparativas com outros estudos.

No Capítulo 4, são exibidos os resultados e as discussões dos modelos analisados.

Por fim, no Capítulo 5, são mostradas as principais observações e conclusões do trabalho.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

O caminho para a sustentabilidade energética e ambiental mundial inicia-se com a adoção e promoção de tecnologias que utilizam energias renováveis, bem como por meio do desenvolvimento de práticas e políticas que promovam o uso dessas fontes.

Neste contexto, o setor das edificações tem um papel importante, pois é responsável por praticamente 50% de todo o consumo de energia elétrica, tanto no Brasil quanto no mundo. No Brasil, uma forma de avaliar a eficiência energética das edificações, consiste na obtenção de uma etiqueta de eficiência, promovida pelo Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (Procel).

Esta etiqueta Procel Edificações, estabelecida em novembro de 2014, pode ser obtida voluntariamente e tem por objetivo atribuir às edificações a eficiência energética em uma dada categoria, motivando o mercado consumidor a adquirir e utilizar imóveis mais eficientes. Assim, edificações que tivessem os maiores graus de eficiência energética (A), como mostra a Figura 1, teriam um menor consumo de energia elétrica, e conseqüentemente, uma maior eficiência energética (MASSUCCI, 2014).

Figura 1 - Etiqueta Procel Edificações

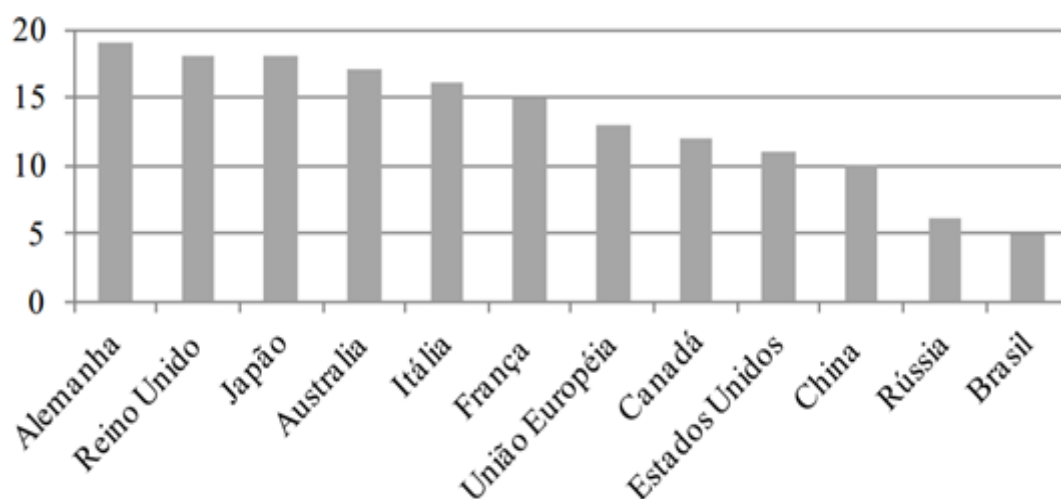


Fonte: Creato (2017)

Na Europa, métodos avaliativos e métricas para o uso racional de energia em edificações encontram-se bem consolidados. Causo (2013) relatou um estudo sobre a eficiência energética e a aplicação de mecanismos de incentivo em 11 países, além da União Europeia, baseando-se no relatório denominado Indicador Internacional de

Eficiência Energética (2012) (do inglês, *International Energy Efficiency Scorecard*). Foram consideradas quatro categorias de avaliação: edificações, transportes, indústria e esforço nacional como um todo. O relatório considerou 27 métricas para analisar a eficiência no uso de energia para os países apresentados no Gráfico 1, sendo metade das métricas relacionadas ao uso de energia, e a outra metade relacionada à existência ou não de melhores práticas políticas em âmbito nacional. O Gráfico 1 detalha o resultado desta pesquisa, em relação ao esforço nacional de cada país. Dentre os países avaliados, o Brasil mostra-se com um potencial imenso em melhorar seu desempenho, ocupando a última posição com 5 pontos de 25 possíveis, e bem distante de países desenvolvidos como Alemanha, Reino Unido e Japão.

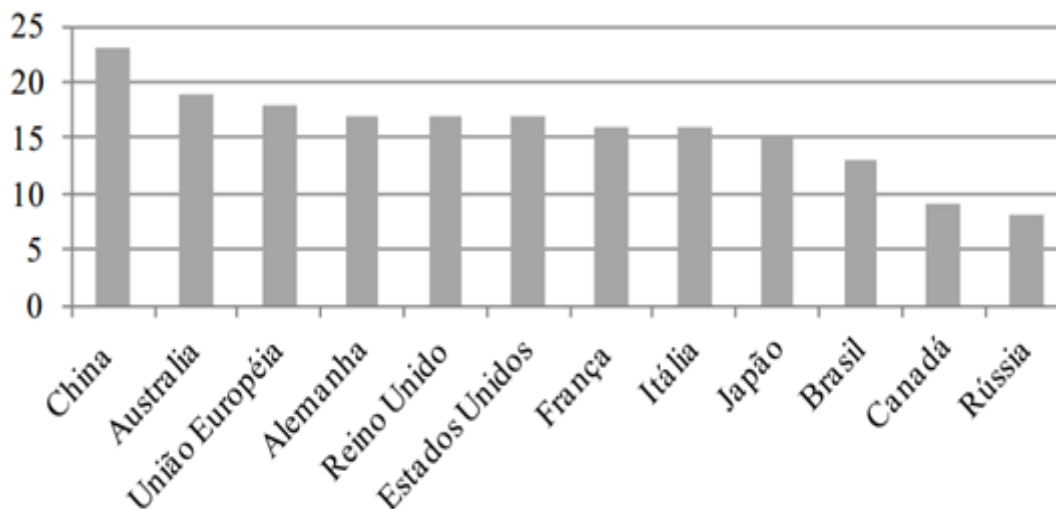
Gráfico 1 - Avaliação de esforços nacionais para eficiência energética



Fonte: Causo (2013)

Neste mesmo estudo, Causo (2013) mostrou também a pontuação referente apenas ao setor de edificações. Como pode ser visto no Gráfico 2, o Brasil ocupa a antepenúltima posição nesta categoria, expondo também, um potencial em melhorar seu desempenho em relação às edificações.

Gráfico 2 - Classificação em termos de eficiência energética dos países no setor de edificações



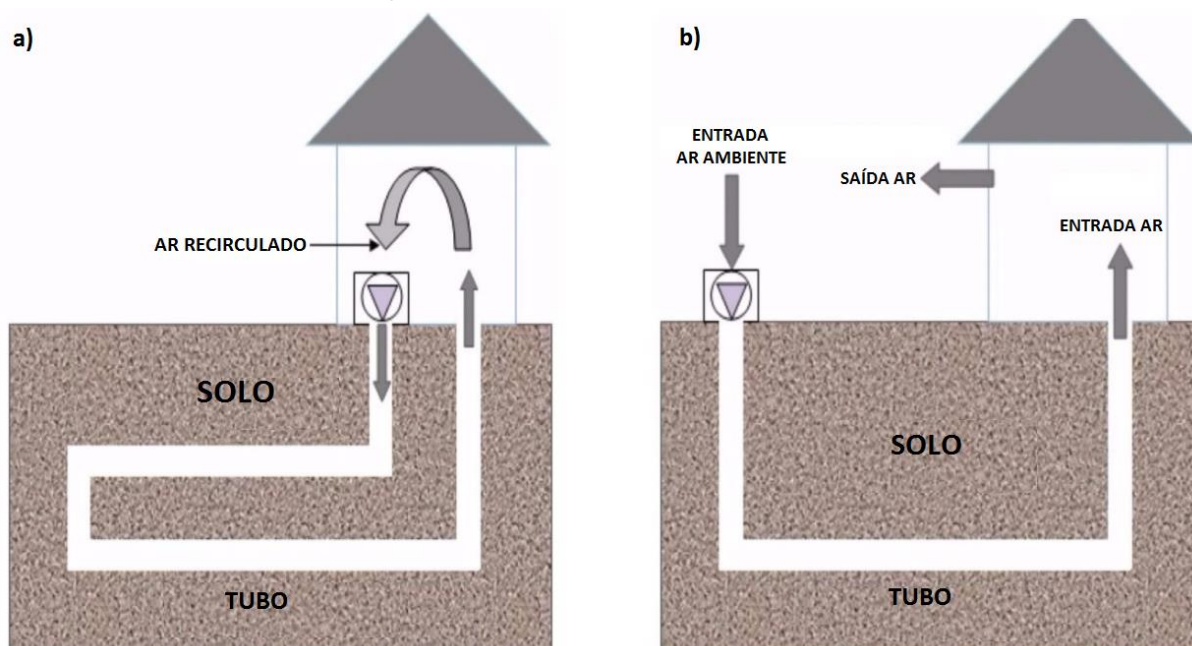
Fonte: Causo (2013)

2.1 SISTEMAS PASSIVOS DE CLIMATIZAÇÃO

Na busca em se obter uma maior eficiência energética nas edificações, a climatização passiva tem adquirido um importante papel nos últimos anos. A climatização passiva pode ser realizada por meio da utilização de técnicas com base na ventilação como: ventilação noturna, ventilação natural, trocador de calor solo-ar, resfriamento evaporativo, entre outros (CAMPANIÇO et al, 2014).

Atualmente, entre os sistemas mais promissores na climatização passiva, encontram-se os trocadores de calor solo-ar. Os trocadores de calor solo-ar podem operar em série ou em paralelo, na posição horizontal ou vertical cuja instalação ocorre na forma de um único tubo ou serpentina. Além da configuração geométrica do trocador, este pode ser usado na forma de sistema aberto ou fechado (com recirculação), como apresentado na Figura 2.

Figura 2 - Sistema passivo de climatização de uma edificação utilizando um trocador de calor solo-ar: a) fechado (recirculação); b) aberto.



Fonte: Adaptada de Kaushal (2017)

Deste modo, para verificar o potencial térmico do solo e os parâmetros construtivos e operacionais, principalmente dos trocadores de calor solo-ar, alguns trabalhos destacam-se na literatura. Entre estes estudos, encontra-se o realizado por Bansal et al (2009), onde analisaram a performance de um trocador de calor solo-ar para aquecimento no inverno na Índia, por meio de um modelo numérico transiente. O estudo mostrou que o desempenho do trocador não era sensível ao material do tubo, e que para velocidades de 2 m/s a 5 m/s no trocador, observou-se uma variação no aumento da temperatura na saída do trocador de 4,1 °C a 4,8 °C.

Outro trabalho numérico-experimental foi desenvolvido por Misra et al (2013). A partir de simulações utilizando o Ansys/Fluent® em regime permanente e transiente, analisaram o desempenho do trocador de solo-ar em três tipos de solos. Efeitos do diâmetro do tubo e da velocidade do escoamento também foram verificados. Entre os principais resultados obtidos, observou-se a queda do desempenho térmico do trocador, com o aumento do diâmetro do tubo e da velocidade do escoamento do sistema.

Ramírez-Dávila et al (2014) desenvolveram um modelo bidimensional usando o método de volumes finitos, para analisar o comportamento térmico de um trocador de calor solo-ar. Verificaram os desempenhos para três regiões do México e três tipos de solo: areia, silte e argila. Realizaram as simulações para diferentes números de

Reynolds: 100, 500, 1000 e 1500. Os autores observaram que as maiores variações de temperatura do solo foram nos primeiros 2 metros de profundidade. Os resultados revelaram também um desempenho melhor para o sistema em condições de verão, em que o trocador reduziu a temperatura de 6,6 °C e 3,2 °C para as cidades de Juárez e do México, respectivamente.

Vaz et al (2014) realizaram uma verificação experimental de um trocador de calor solo-ar horizontal, composto por dois tubos enterrados a 1,6 m, com diâmetro de 110 mm e um tubo enterrado a 0,5 m, com diâmetro de 100 mm. O experimento gerou dados sobre as propriedades e características do solo (difusividade térmica, capacidade térmica, condutividade térmica, temperatura e umidade). Temperatura e umidade do ar externas também foram coletadas. Além disso, os autores observaram que os melhores resultados para aquecimento foram no mês de maio e de resfriamento, no mês de fevereiro.

O desempenho térmico de um trocador de calor solo-ar horizontal, em condições transientes, foi analisado por Mathur et al (2015) utilizando simulação numérica. O modelo foi validado a partir de dados experimentais de um outro estudo realizado por Mishra et al (2013). O estudo mostrou que o uso do trocador durante 12 horas em operação contínua, não permite que o calor se dissipe de forma efetiva no solo. A análise também mostrou que em sistemas intermitentes ocorreu um aumento no desempenho térmico para todos os tipos de solos, em relação ao modo contínuo de funcionamento.

Benhammou e Draoui (2015) desenvolveram um modelo transiente, unidimensional, para estudar o desempenho térmico de trocadores de calor solo-ar, no resfriamento de edificações no Saara Argelino. O modelo apresentado foi validado a partir de um estudo experimental realizado por Bansal et al (2010). Na análise, os autores observaram que o desempenho do trocador em condições transientes diminuiu em relação ao seu tempo de operação, mas que este efeito pode ser minimizado com o aumento do comprimento do tubo. Além disso, verificou-se também que a performance do trocador diminuiu quando se aumentou a velocidade do ar e a sua área transversal.

Benhammou et al (2015) desenvolveram um modelo analítico transiente, para avaliar os principais parâmetros de um trocador de calor solo-ar, acoplado a uma torre de ventilação na Argélia. O modelo foi validado a partir de dados experimentais obtidos por Dhaliwal (1984). O estudo mostrou que todos os parâmetros influenciam na

performance do trocador, mas que o seu desempenho máximo ocorreu quando seu comprimento era de 70 m.

Belatrache, Bentouba e Bourouis (2017) apresentaram uma modelagem analítica de trocador de calor solo-ar para condições climáticas de Adrar, na Argélia. O modelo foi validado a partir de dados experimentais de um estudo realizado por Bansal et al (2012). Os autores mostraram que a uma profundidade de 5 m e um comprimento de 25 m, o trocador de calor foi capaz de diminuir a temperatura ambiente de 46 °C para 25 °C.

Em outro trabalho, Soni, Pandey e Bartaria (2016) analisaram experimentalmente um sistema de trocador de calor solo-ar operando em conjunto com um ar-condicionado convencional, na Índia. O desempenho do sistema foi analisado para três configurações: apenas o ar-condicionado em funcionamento, ar-condicionado e o trocador de calor operando em conjunto e por último, o trocador de calor sendo utilizado para resfriar o condensador do ar-condicionado. Verificou-se neste estudo, que com o uso do trocador no segundo e terceiro casos, ocorreu uma economia de 6,7% a 10,9% de energia, em comparação ao uso do ar-condicionado somente.

Serageldin et al (2016) analisaram o desempenho térmico de um trocador de calor solo-ar utilizado para aquecimento e resfriamento, sob condições meteorológicas egípcias. Os autores desenvolveram um modelo matemático unidimensional, em diferenças finitas, operando em regime permanente. O estudo verificou que com o aumento do comprimento do tubo, a temperatura do ar também aumentou. Por outro lado, os materiais e o espaçamento da tubulação interferiram pouco no desempenho do trocador. Além disso, os autores verificaram que com um diâmetro menor do tubo e velocidades menores, a performance do trocador aumentou.

Uddin et al (2016) estudaram o ciclo de vida, as emissões de gases do efeito estufa e o desempenho térmico do trocador de calor solo-ar em Bangladesh, utilizando a técnica de avaliação do ciclo de vida. O estudo verificou que o sistema em condições de inverno e verão, seria capaz de proporcionar condições de conforto térmico em uma sala de escritório. Os autores também constataram que o melhor material para a tubulação foi o aço em comparação ao PVC. Além disso, o sistema conseguiu um retorno do gasto de energia e emissão de CO₂, em apenas 15 dias após a instalação.

Fazlikhani et al (2017) desenvolveram um modelo numérico, em regime permanente, para analisar e comparar a eficiência de trocadores de calor solo-ar em

climas quentes e frios no Irã. O sistema demonstrou um grande potencial de aumentar e diminuir a temperatura do ar no inverno e verão, respectivamente. Desse modo, o sistema mostrou-se mais eficiente no clima quente e árido, podendo ser usado em 294 dias do ano, levando a uma economia de 50,1% a 63,6% de energia.

Benhammou et al (2017) desenvolveram dois modelos, em diferenças finitas e operando em regime transiente. O primeiro modelo verificou o impacto do isolamento térmico na edificação e o segundo analisou o desempenho do trocador de calor solo-ar para regiões áridas da Argélia. Os autores observaram que com a combinação do isolamento térmico e o uso do trocador de calor, obteve-se uma redução em até 11 °C, no interior da edificação.

Menhoudj et al (2018) analisaram experimentalmente e numericamente o desempenho térmico de um trocador de calor solo-ar, para as cidades de Oran, Bechar e Adrar na Argélia. Os autores verificaram a influência de dois materiais na tubulação do trocador (chapa de metal galvanizada e PVC) e observaram que o tubo galvanizado proporcionou uma taxa menor de refrigeração quando comparada ao tubo de PVC. Utilizando o programa computacional Trnsys 16, concluíram também que o comprimento ideal para o trocador seria de 25 m para a configuração testada.

Outros trabalhos semelhantes também foram demonstrados por Mathur et al (2017), Elminshawvy et al (2017) e Shojaee e Malek (2017) em relação aos trocadores de calor solo-ar. Como observado nesta revisão bibliográfica, estes sistemas apresentam-se como uma técnica promissora para a climatização passiva de edificações, onde as ferramentas de CFD vêm sendo muito utilizadas para a análise dos parâmetros construtivos e, conseqüentemente, para a otimização destes dispositivos.

3 MODELAMENTO MATEMÁTICO

Escoamentos de fluidos são governados por equações diferenciais parciais (EDP) que representam as leis de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Deste modo, a dinâmica dos fluidos computacional ou em inglês, *computational fluid dynamics* (CFD), é constituída por métodos e técnicas para converter um conjunto de EDP em um conjunto de equações algébricas que podem ser resolvidas numericamente. Segundo Patankar (1980), o uso de técnicas numéricas para a solução de problemas complexos da engenharia e da física tornaria-se uma realidade, graças ao desenvolvimento crescente de computadores de alta velocidade e grande capacidade de armazenamento.

Deste modo, para modelar o escoamento do ar dentro da tubulação, bem como a transferência de calor através do solo, utilizou-se o programa computacional Ansys/Fluent® versão 18.0. Este programa comercial realiza um balanço de conservação da propriedade estudada para cada volume elementar (método dos volumes finitos), para obter a correspondente equação aproximada. Na sequência, apresentam-se as equações governantes para a análise do fluxo de ar e da transferência de calor do problema analisado, além das equações do modelo de turbulência do escoamento adotado nesta análise.

3.1 CONSERVAÇÃO DA MASSA, QUANTIDADE DE MOVIMENTO E ENERGIA

A equação de conservação da massa ou equação da continuidade, para escoamentos incompressíveis de um fluido newtoniano com propriedades constantes, é descrita pela Equação (1),

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0 \quad (1)$$

onde \vec{v} , é o vetor velocidade do escoamento (GUIA DO USUÁRIO FLUENT 6.3, 2017).

No caso da conservação da quantidade de movimento, em um escoamento incompressível de um fluido newtoniano com propriedades constantes, é descrita pela Equação (2),

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\vec{\nabla}p + \rho\vec{g} + \mu\nabla^2\vec{v} \quad (2)$$

onde p é a pressão estática do fluido; $\rho\vec{g}$ é a força de campo gravitacional por unidade de volume.

Para a equação da conservação de energia, Equação (3) o termo do lado esquerdo corresponde ao transporte advectivo de energia e o termo do lado direito, representa a transferência de energia devido à condução de calor.

$$\nabla \cdot [\vec{v}(\rho E + p)] = \nabla \cdot (k_{eff}\nabla T) \quad (3)$$

sendo:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (4)$$

onde E é a energia específica, definida conforme a Equação (4).

A condutividade térmica efetiva k_{eff} , é dada por $k + k_t$, onde k_t é a condutividade térmica turbulenta, definida de acordo com o modelo de turbulência adotado.

A equação do balanço de energia para a difusão de calor no solo em coordenadas cartesianas, Equação (5), e coordenadas cilíndricas, Equação (6), com condutividade térmica constante, podem ser descritas como:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (6)$$

sendo a difusividade térmica $\alpha = k_s / (\rho_s c_{p,s})$ onde k_s é a condutividade térmica do solo e $c_{p,s}$ é o calor específico do solo.

3.2 MODELO DE TURBULÊNCIA

Utilizou-se para o escoamento do ar neste trabalho, o modelo de turbulência $k-\epsilon$ padrão, assim como os autores (Misra et al, 2013; Serageldin et al, 2016). A energia cinética turbulenta k e sua taxa de dissipação ϵ são obtidas a partir das Equações (7) e (8), que definem o transporte destas grandezas:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (7)$$

e,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (8)$$

onde G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média, G_b é a geração de energia cinética de turbulência devido ao empuxo, σ_k e σ_ϵ são os números de Prandtl turbulentos para k e ϵ , que junto com as outras constantes são termos definidos pelos usuários.

A viscosidade turbulenta μ_t , Equação (9), é calculada por meio da combinação de k e ϵ como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (9)$$

As constantes do modelo possuem os seguintes valores, $C_{1\epsilon} = 1,44$, $C_{2\epsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\epsilon = 1,3$ (GUIA USUÁRIO FLUENT 6.3, 2017).

O modelo de turbulência $k-\epsilon$ padrão apresentado aqui foi usado para o escoamento em todas as simulações, com critérios de convergência de 10^{-3} para as equações da continuidade, da quantidade de movimento e de turbulência. Para a equação da energia, utilizou-se um critério de 10^{-6} .

Para as soluções de acoplamento entre pressão e velocidade, utilizou-se o algoritmo SIMPLE. Com relação a discretização das equações do problema, utilizou-se um esquema de Primeira Ordem Progressivo – (*First Order Upwind*), para a solução da energia cinética turbulenta k e sua taxa de dissipação ϵ , porém, para as equações

de energia e da quantidade de movimento, usou-se um esquema de Segunda Ordem Progressivo (*Second Order Upwind*).

Os fatores de sub-relaxação adotados nas simulações foram de: 0,3 para a pressão (*pressure*), de 1 para a densidade (*density*), de 0,7 para o momento (*momentum*), de 0,8 para a energia cinética turbulenta (*turbulent kinetic energy*), de 0,8 para a taxa de dissipação turbulenta (*turbulent dissipation rate*), de 1 para a viscosidade turbulenta (*turbulent viscosity*) e 1 para a energia (*energy*).

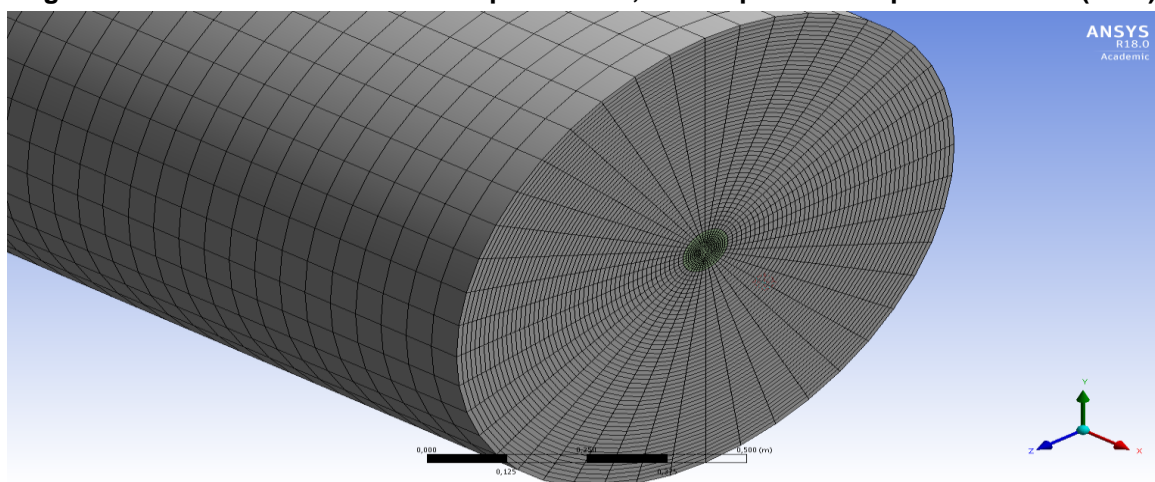
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os procedimentos de simulação e os resultados das simulações numéricas, para a temperatura do ar escoando através do tubo e para as temperaturas do solo.

4.1 VERIFICAÇÃO DO MODELO

Antes de realizar a análise dos principais parâmetros que determinam a troca de calor entre o ar e o solo em regime permanente e transiente, verificou-se um dos modelos elaborados (Figura 3), no programa computacional Ansys/Fluent® 18.0, comparando-o ao trabalho experimental e numérico desenvolvido por Misra et al (2013). Neste caso, para a análise do escoamento do ar na tubulação e a transferência de calor no solo, desenvolveu-se um trocador de calor onde a modelagem geométrica foi feita por meio do programa Solid Edge ST8 e a malha estruturada, construída utilizando o programa Ansys/Meshing. Como os gradientes de temperatura são maiores na superfície do tubo, refinou-se a malha nesta região, tornando-a mais grosseira, na medida em que se afasta do tubo. Desse modo, para as dimensões do domínio apresentadas na Tabela 1, obteve-se uma malha com 4.601.788 elementos (Figura 3).

Figura 3 - Malha e domínio cilíndrico para o solo, como apresentado por Misra et al (2013).



Fonte: Autoria própria

Tabela 1 - Propriedades geométricas do modelo cilíndrico

Parâmetros	Valores	Unidade
Comprimento do modelo	60	m
Diâmetro do tubo	0,1	m
Espessura do tubo	0,001	m
Diâmetro externo do solo	1,1	m

Fonte: Autoria própria

Separou-se o volume do modelo tridimensional em três domínios: solo, tubo e ar. Nas simulações, utilizaram-se as respectivas propriedades termofísicas constantes, descritas na Tabela 2.

Tabela 2 - Propriedades termodinâmicas do modelo de verificação

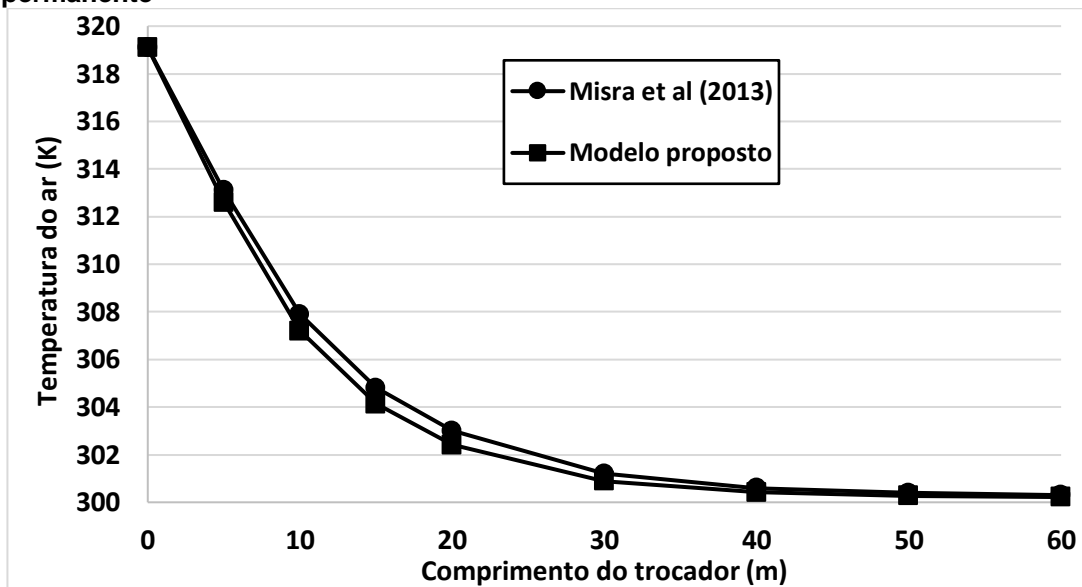
Volume	Propriedades	Valor	Unidade
Ar	Calor específico	1006	J/(kg.K)
	Condutividade térmica	0,02	W/(m.K)
	Massa específica	1,225	kg/m ³
Tubo	Calor específico	900	J/(kg.K)
	Condutividade térmica	1,16	W/(m.K)
	Massa específica	1380	kg/m ³
Solo	Calor específico	1840	J/(kg.K)
	Condutividade térmica	0,52	W/(m.K)
	Massa específica	2050	kg/m ³

Fonte: Autoria própria

Na condição de contorno (*inlet*), foi definida como entrada para o ar, uma velocidade de 5 m/s e temperatura de 319,1 K. Logo, para a condição de saída do ar (*outlet*), foi mantida a condição padrão do Fluent, onde a pressão manométrica é de 0 Pa. Para a condição de contorno (*wall*), referente a superfície exterior do cilindro, considerou-se uma temperatura de 300,2 K. As demais superfícies do modelo (frontal e traseira) foram consideradas adiabáticas.

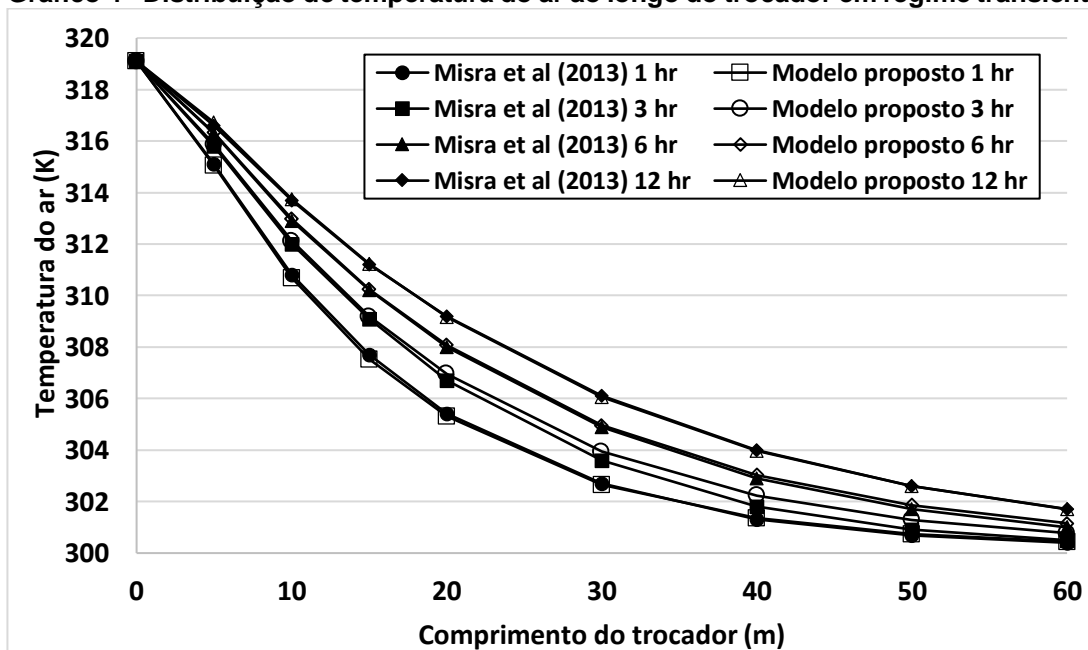
Nas simulações de verificação do modelo, constatou-se uma diferença máxima de 0,7 K, em regime permanente (Gráfico 3). Entretanto, em regime transiente, a diferença de temperatura entre o modelo apresentado e o verificado foram praticamente imperceptíveis (Gráfico 4).

Gráfico 3 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador em regime permanente



Fonte: Autoria própria

Gráfico 4 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador em regime transiente



Fonte: Autoria própria

4.2 ANÁLISE DOS EFEITOS DO DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO, VELOCIDADE DO ESCOAMENTO E CONDUTIVIDADE TÉRMICA NO DESEMPENHO DO TROCADOR

Após a verificação do modelo por meio dos resultados apresentados por Misra et al (2013), analisou-se os efeitos da condutividade térmica, da velocidade do ar (2,5 m/s, 5 m/s e 7,5 m/s) e do diâmetro da tubulação (0,1 m e 0,15 m) no desempenho do trocador de calor, em regime permanente.

A Tabela 3 apresenta as propriedades térmicas dos solos analisados (areia e aluvião arenoso). Como a condutividade térmica aumenta com o conteúdo de umidade, consideraram-se dois valores distintos para os solos secos e saturados.

Tabela 3 - Propriedades térmicas dos solos considerados

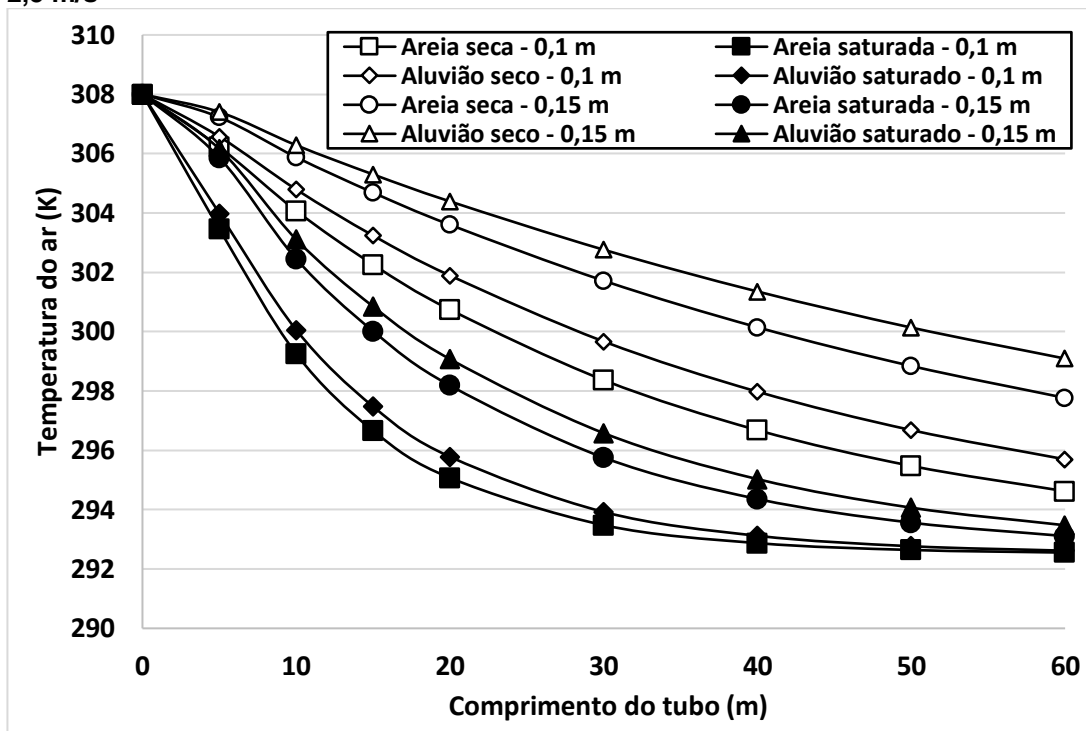
Solo	Condutividade térmica [W/(m.K)]	Calor específico [J/(kg.K)]	Massa específica [kg/m ³]
Areia	0,4	800	1650
Areia saturada	2,4	800	1650
Aluvião arenoso	0,3	880	1280
Aluvião arenoso saturado	1,68	880	1280

Fonte: Santos e Mendes (2005, 2006)

Para este caso, a condição de entrada para o ar (*inlet*) foi de 308 K, baseando-se na temperatura ambiente de uma edificação no verão, além das velocidades de 2,5 m/s, 5 m/s e 7,5 m/s. Além disso, a condição de contorno (*wall*) foi de 292,5 K, sendo a temperatura do solo de Curitiba a uma profundidade de 2,5 m, profundidade no qual a variação de temperatura do solo, torna-se mínima (SANTOS et al, 2004). As condições de saída para o ar (*outlet*) e as demais superfícies do modelo (adiabáticas) foram a mesma utilizadas, no modelo de verificação.

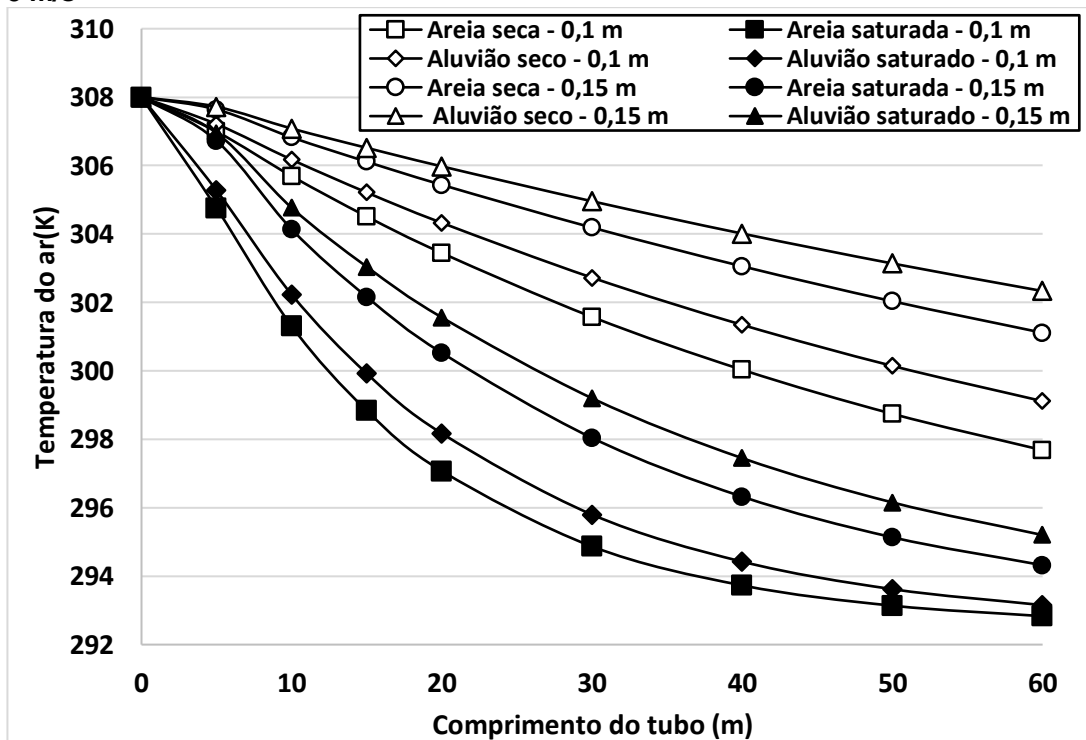
As simulações foram desenvolvidas para verificar o melhor desempenho térmico do trocador de calor solo-ar, operando com diferentes parâmetros (diâmetro, velocidade e tipo de solo). Desse modo, são apresentadas as distribuições de temperatura do ar ao longo do tubo, para cada condição verificada (Gráficos 5, 6 e 7).

Gráfico 5 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para velocidade de 2,5 m/s



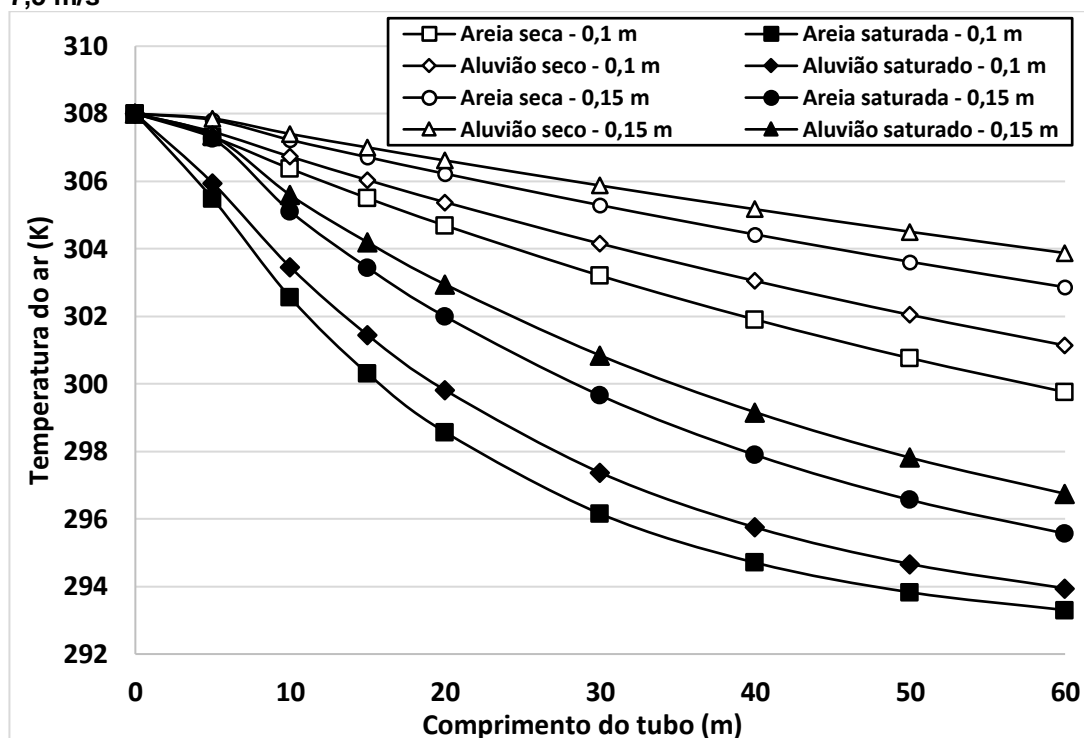
Fonte: Autoria própria

Gráfico 6 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para velocidade de 5 m/s



Fonte: Autoria própria

Gráfico 7 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para velocidade de 7,5 m/s



Fonte: Autoria própria

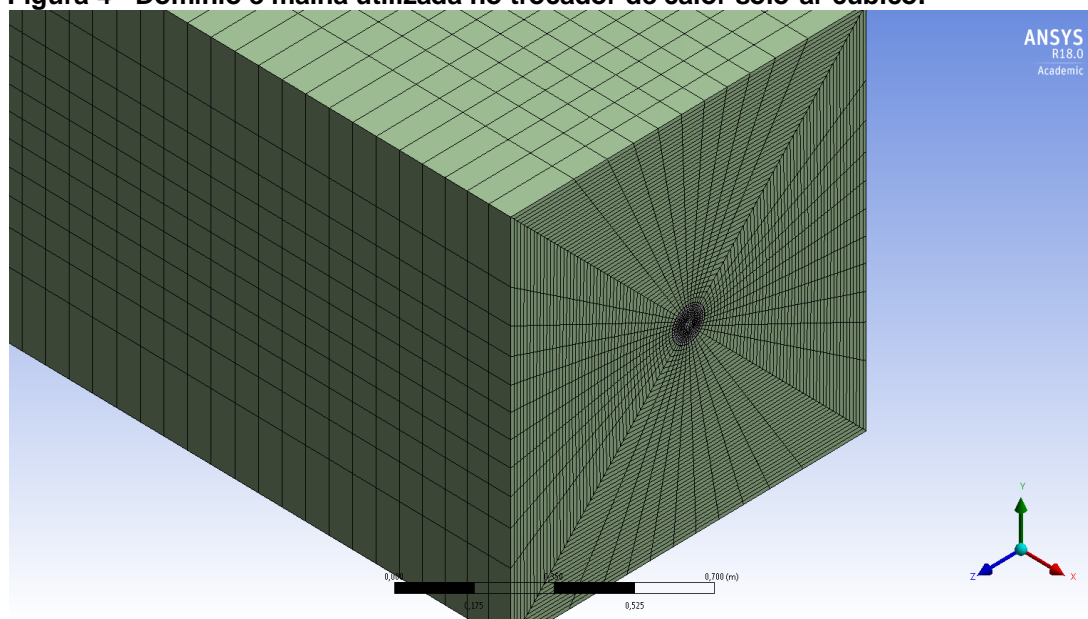
As simulações demonstraram que os solos saturados, apresentando uma condutividade térmica maior, obtiveram um desempenho térmico superior aos solos secos. Este fato deve-se a sua difusividade térmica maior, facilitando a dissipação de calor no solo, e conseqüentemente, resfriando mais o ar. Entretanto, verificou-se que para um diâmetro maior de tubulação (0,15 m) obteve-se uma queda no rendimento térmico do trocador, devido a maior vazão, quando comparado à tubulação de 0,1 m. Além disso, observou-se também a queda do desempenho térmico do trocador devido ao aumento da velocidade do ar.

Deste modo, constatou-se que os melhores desempenhos térmicos foram obtidos para os solos saturados, com diâmetro de 0,10 m, a uma velocidade de 2,5 m/s, obtendo uma queda de temperatura de 15,4 K. Além disso, notou-se que para o trocador operando nessas condições, seriam necessários 40 m de tubulação para o trocador alcançar o desempenho térmico máximo. No entanto, os piores desempenhos térmicos foram observados para os solos secos (areia e aluvião), com um diâmetro de 0,15 m, a uma velocidade de 7,5 m/s, onde percebeu-se uma queda de temperatura de 5,1 K e 4,1 K, respectivamente.

4.3 VERIFICAÇÃO DOS EFEITOS DA PAREDE DO TUBO E DO DOMÍNIO CÚBICO DO SOLO NO DESEMPENHO DO TROCADOR

Após a análise dos parâmetros, com o intuito de utilizar condições climáticas como condição de contorno com o trocador operando em regime transiente, utilizou-se um volume cúbico para o solo (Figura 4), no qual foram atribuídas para as suas arestas, o mesmo valor do diâmetro do volume cilíndrico (1,1 m).

Figura 4 - Domínio e malha utilizada no trocador de calor solo-ar cúbico.

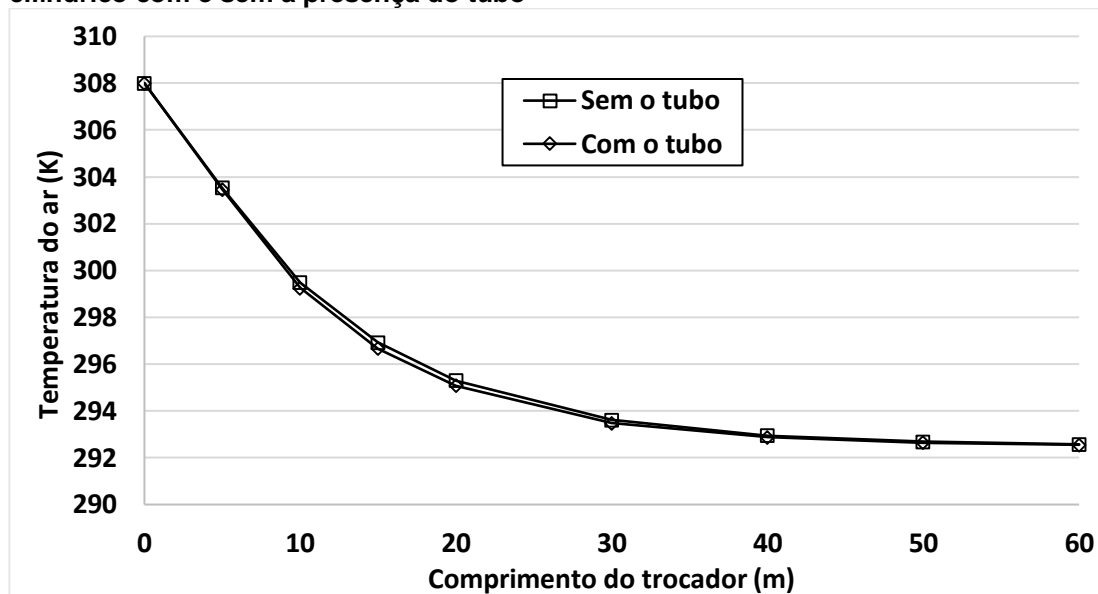


Fonte: Autoria própria

Do mesmo modo, a fim de facilitar a construção da malha, desenvolveu-se um modelo sem a presença do material das paredes do tubo, como apresentado por outros autores (Vaz et al, 2014; Shojaee e Malek, 2017). Para esta análise, utilizaram-se como condições de entrada para o ar (*inlet*) uma velocidade de 2,5 m/s e temperatura 308 K, baseando-se na temperatura ambiente de uma edificação no verão. As superfícies laterais do solo (*wall*) foram consideradas a 292,5 K, sendo a temperatura média do solo de Curitiba a uma profundidade de 2,5 m (SANTOS et al, 2004).

O Gráfico 8 apresenta a distribuição de temperatura do ar para o modelo cilíndrico com e sem a presença do material das paredes do tubo no sistema, para a areia saturada.

Gráfico 8 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para o modelo cilíndrico com e sem a presença do tubo

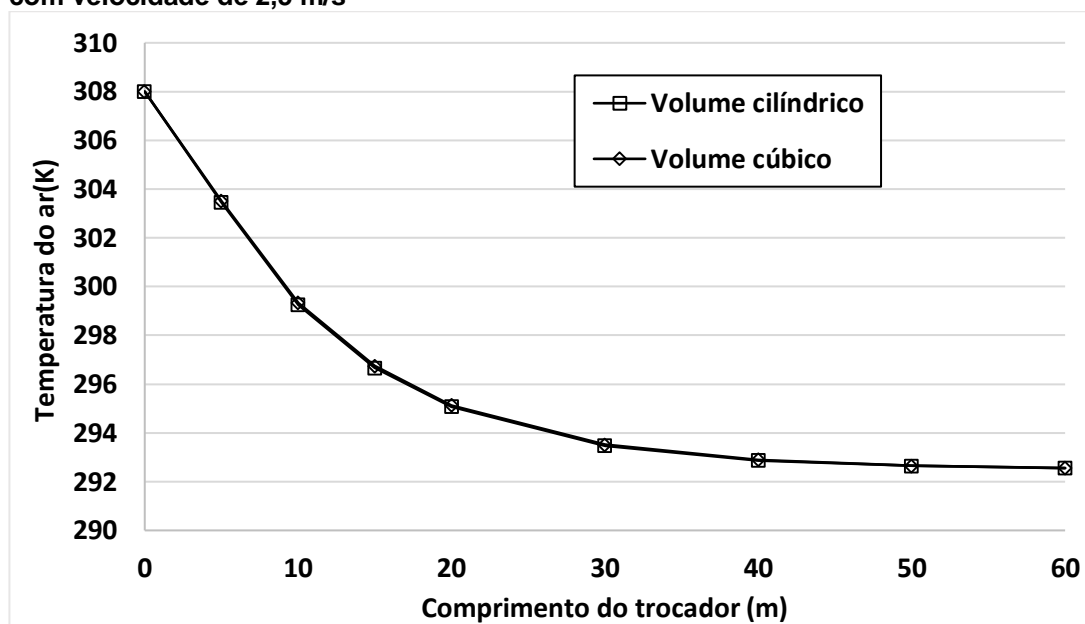


Fonte: Autoria própria

Nota-se pelo Gráfico 8 que a presença do tubo no sistema não afeta o desempenho térmico do trocador, sendo assim, o desenvolvimento de modelos numéricos de trocadores de calor solo-ar, sem a presença do tubo, tornam-se viáveis no intuito de facilitar a geração da malha. Além disso, comparou-se o comportamento térmico do domínio cilíndrico do solo com o cúbico, a fim de se utilizar condições climáticas como condições de contorno.

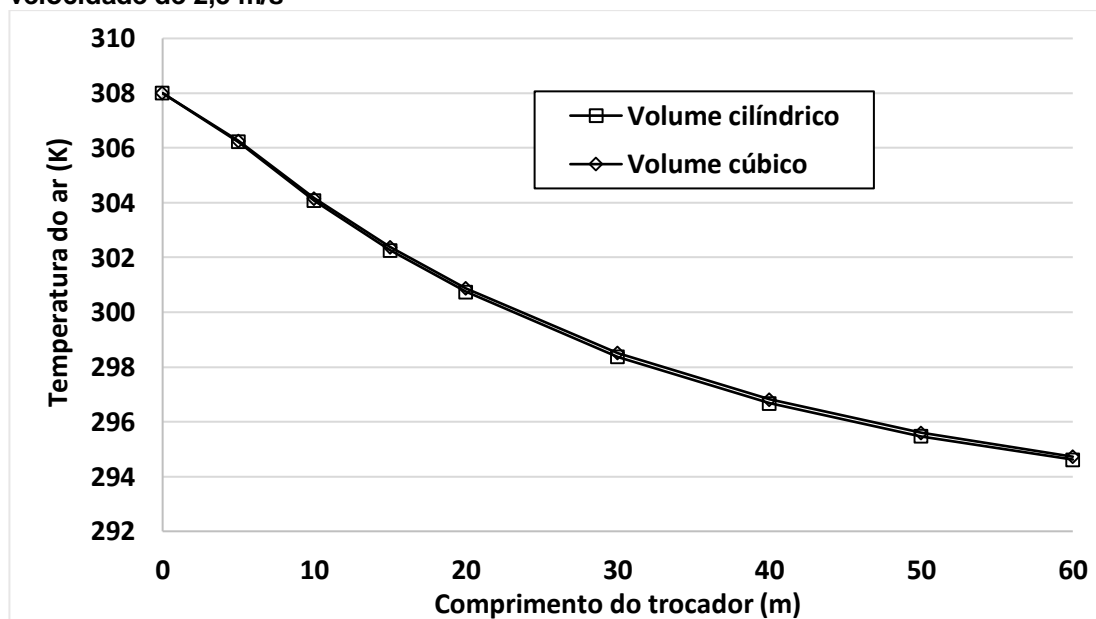
Os Gráficos 9 e 10 apresentam as distribuições de temperatura do ar, ao longo do trocador, para os domínios cilíndrico e cúbico.

Gráfico 9 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para areia saturada com velocidade de 2,5 m/s



Fonte: Autoria própria

Gráfico 10 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para areia seca com velocidade de 2,5 m/s



Fonte: Autoria própria

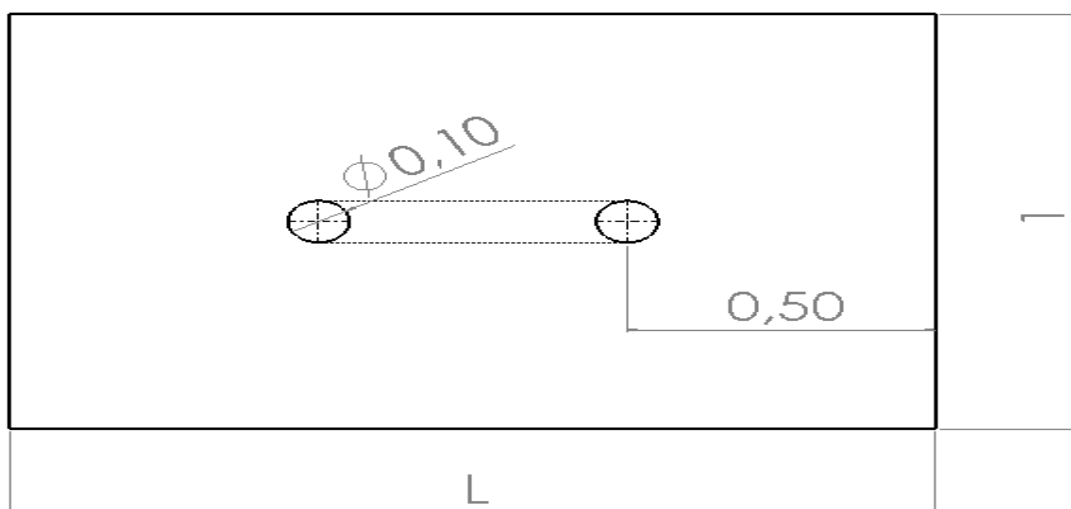
Verificou-se pelos resultados que a geometria do domínio não afetou o desempenho térmico do trocador, podendo a forma cúbica ser utilizada em outros modelos.

4.4 OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DA TUBULAÇÃO

Na sequência do trabalho, após a verificação da geometria do domínio do solo e a presença do tubo na composição do modelo numérico, realizou-se um estudo de otimização para as geometrias do trocador. Deste modo, elaboraram-se dois modelos para o trocador de calor solo-ar: de dois passos (Figuras 5 e 6) e quatro passos (Figuras 7 e 8). Verificaram-se os gradientes de temperatura entre os tubos, separados por distâncias de 0,2 m, 0,5 m, 0,7 m e 1 m, para cada modelo.

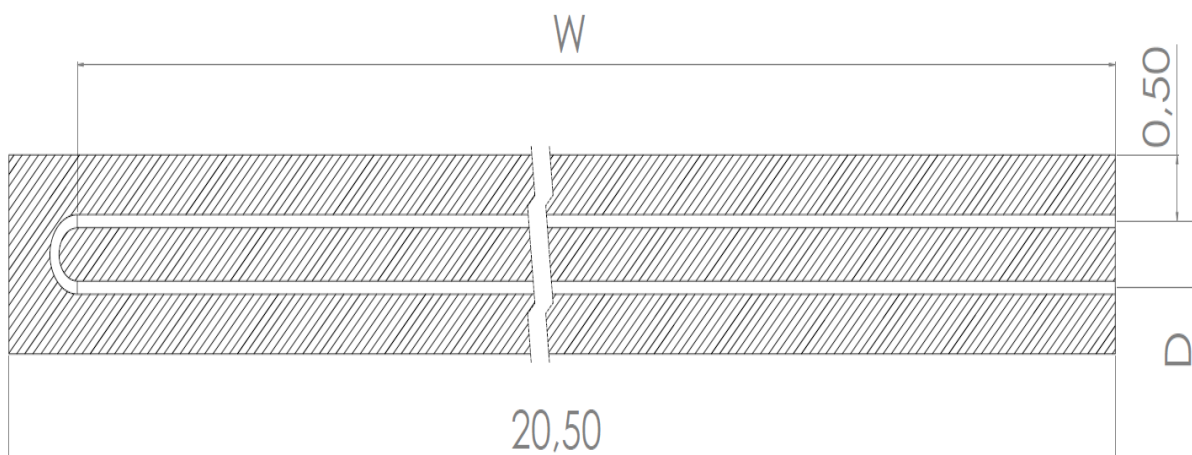
As dimensões de cada modelo são mostradas nas Tabelas 4 e 5.

Figura 5 - Vista frontal do trocador de dois passos



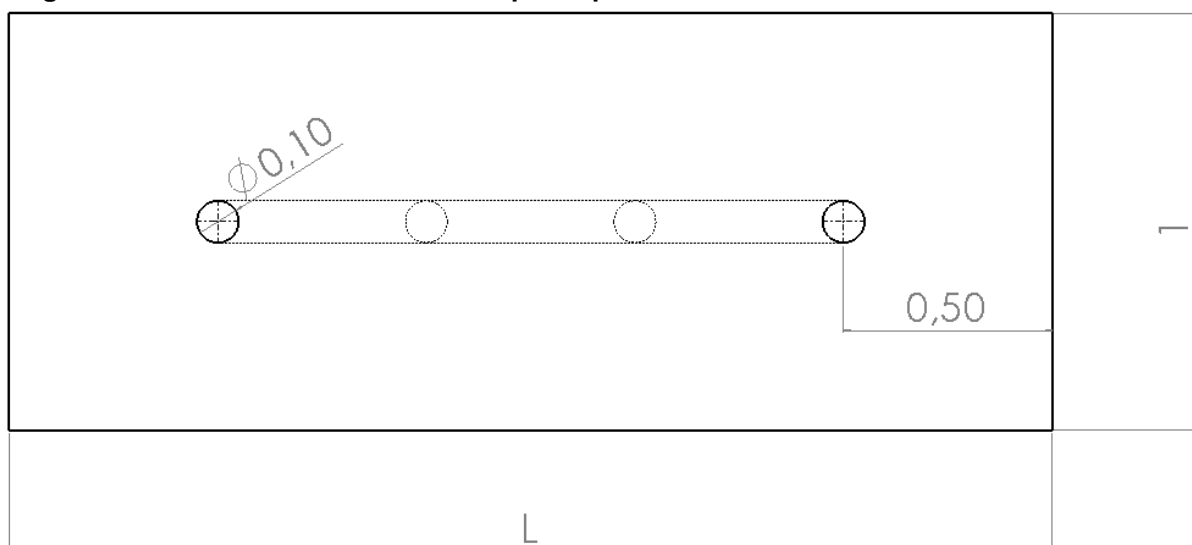
Fonte: Autoria própria

Figura 6 - Vista superior do trocador de dois passos



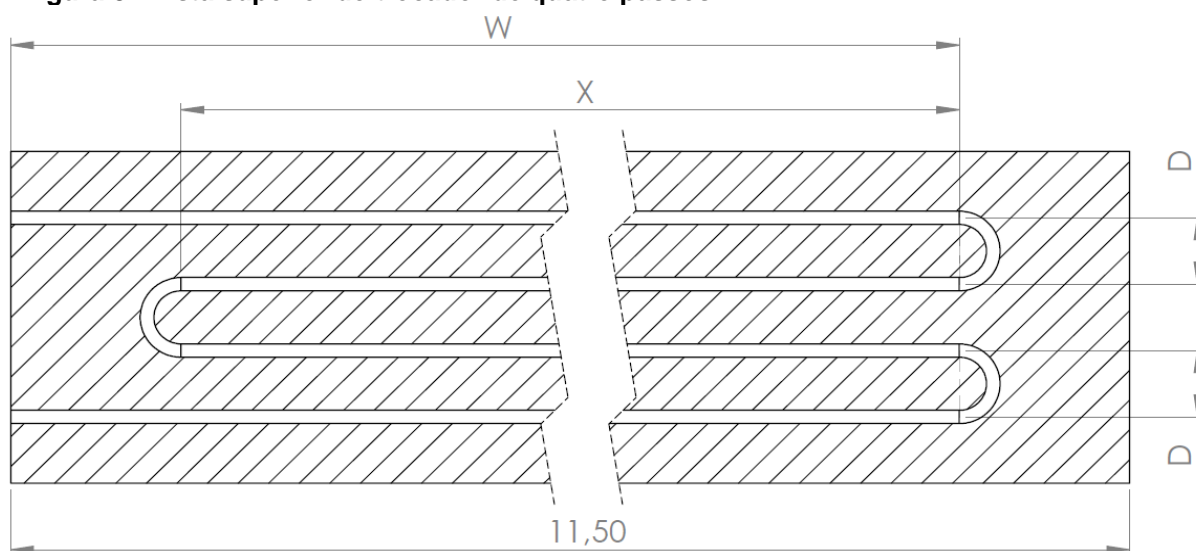
Fonte: Autoria própria

Figura 7 - Vista frontal do trocador de quatro passos



Fonte: A autoria própria

Figura 8 - Vista superior do trocador de quatro passos



Fonte: A autoria própria

Tabela 4 - Parâmetros geométricos do trocador de dois passos

	Geometria de dois passos (m)			
D	0,2	0,5	0,7	1
L	1,2	1,5	1,7	2
W	19,90	19,75	19,65	19,50

Fonte: A autoria própria

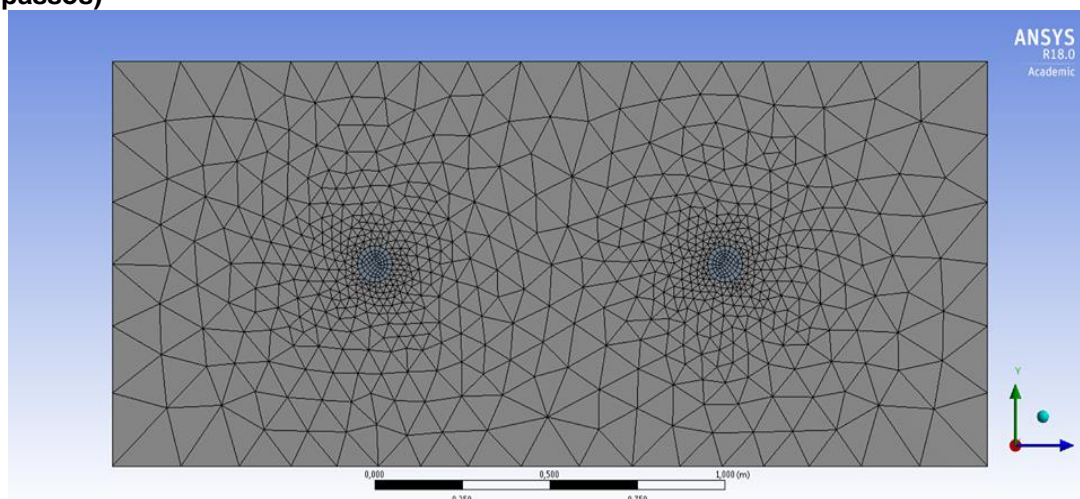
Tabela 5 - Parâmetros geométricos do trocador de quatro passos

Geometria de quatro passos (m)				
D	0,2	0,5	0,7	1
L	1,6	2,5	3,1	4
W	10,70	10,25	10,95	10,50
X	9	9	8	8

Fonte: Autoria própria

Nas simulações foram geradas malhas híbridas e não uniformes, compostas por uma malha não estruturada (volume do solo) e uma malha estruturada (volume do ar), como mostrado na Figura 9. O diâmetro (0,1 m) e comprimento (40 m) do tubo foram escolhidos devido a melhor performance do trocador verificada nas análises preliminares (seção 4.2).

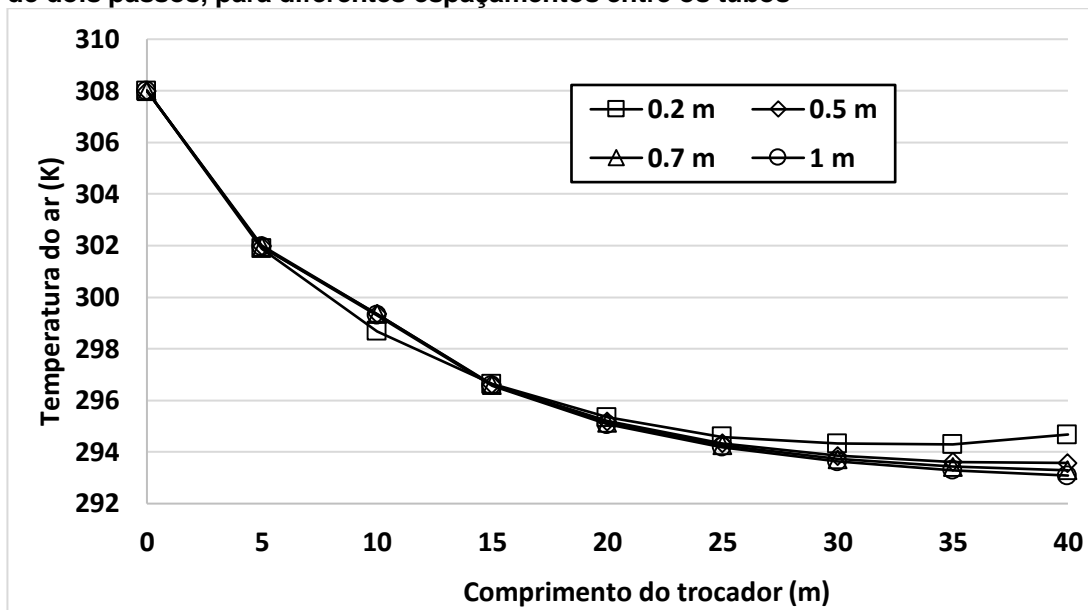
Figura 9 - Malha híbrida gerada para análise da configuração do trocador (2 e 4 passos)



Fonte: Autoria própria

Para a configuração da tubulação (2 e 4 passos), utilizaram-se como condições de entrada para o ar (*inlet*) uma velocidade de 2,5 m/s e temperatura 308 K, baseando-se na temperatura ambiente de uma edificação no verão. As superfícies laterais do solo (*wall*) foram consideradas a 292,5 K, como usadas nas seções anteriores.

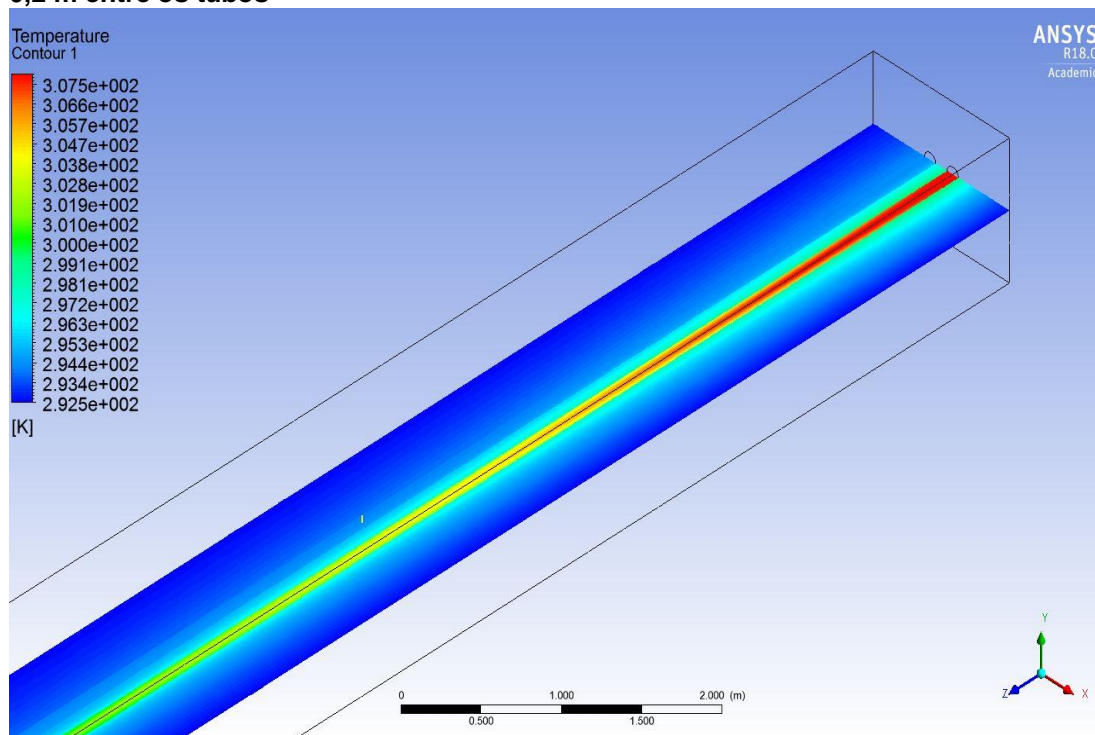
Gráfico 11 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para a geometria de dois passos, para diferentes espaçamentos entre os tubos



Fonte: Autoria própria

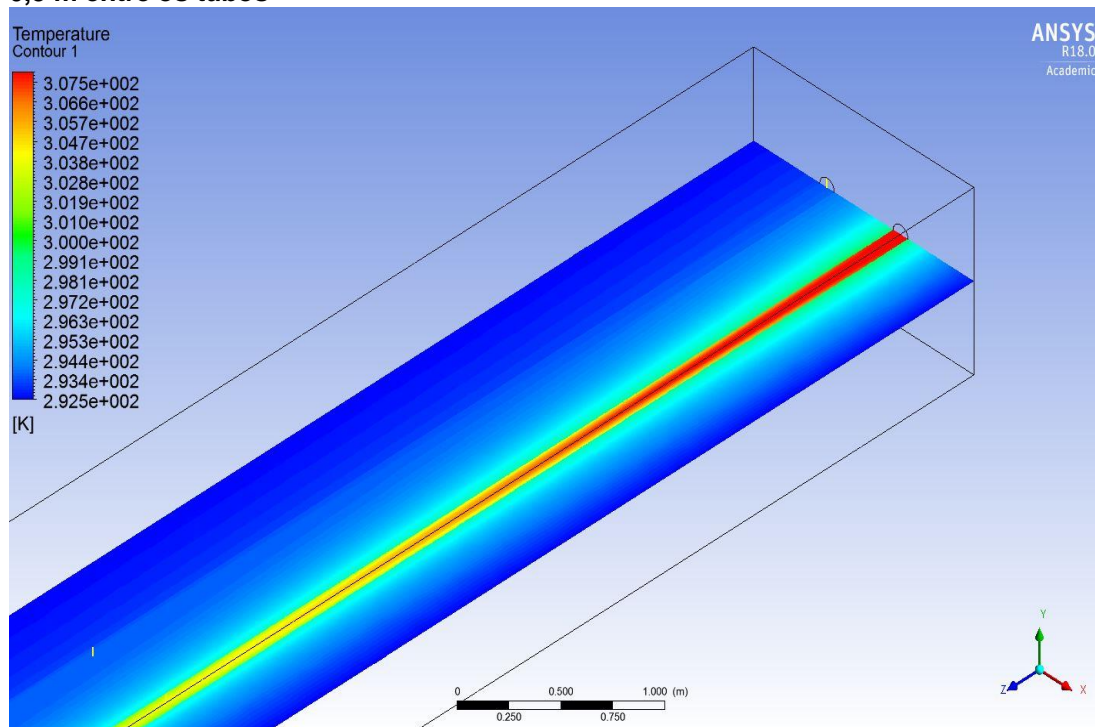
Os resultados verificados no Gráfico 11 revelam que a partir de um espaçamento de 0,5 m, os trocadores de calor apresentaram o mesmo desempenho térmico. As maiores diferenças de temperaturas foram observadas na saída do tubo, visto que é o local do trocador onde ocorrem os maiores gradientes de temperaturas, como apresentados nas Figuras 10 e 11.

Figura 10 - Gradientes de temperatura na geometria de dois passos com distância de 0,2 m entre os tubos



Fonte: Autoria própria

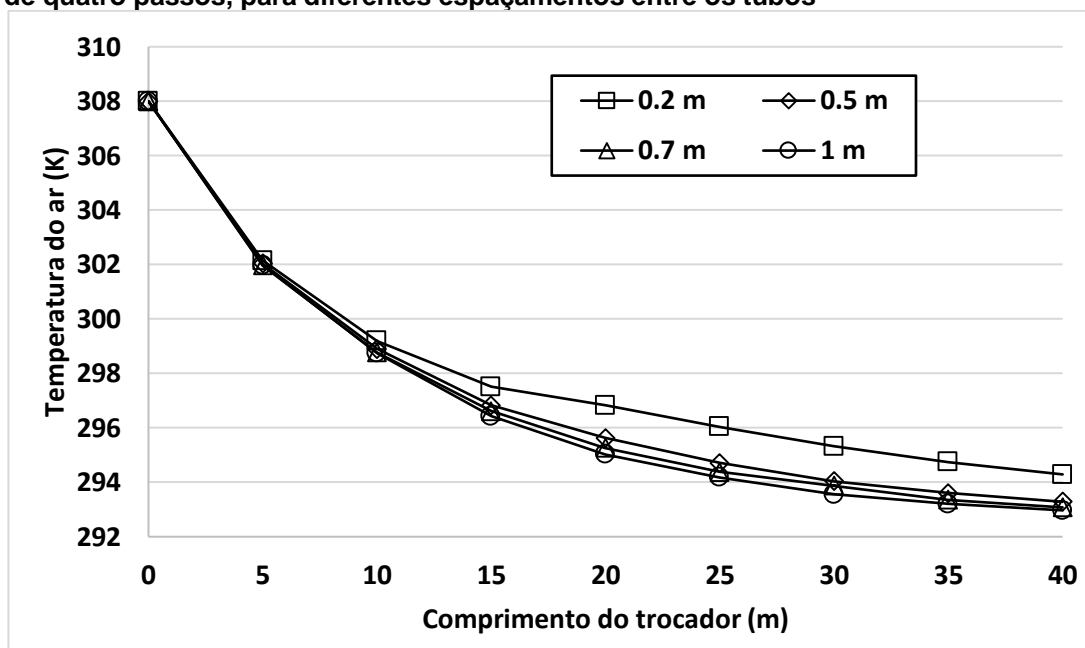
Figura 11 - Gradientes de temperatura na geometria de dois passos com distância de 0,5 m entre os tubos



Fonte: Autoria própria

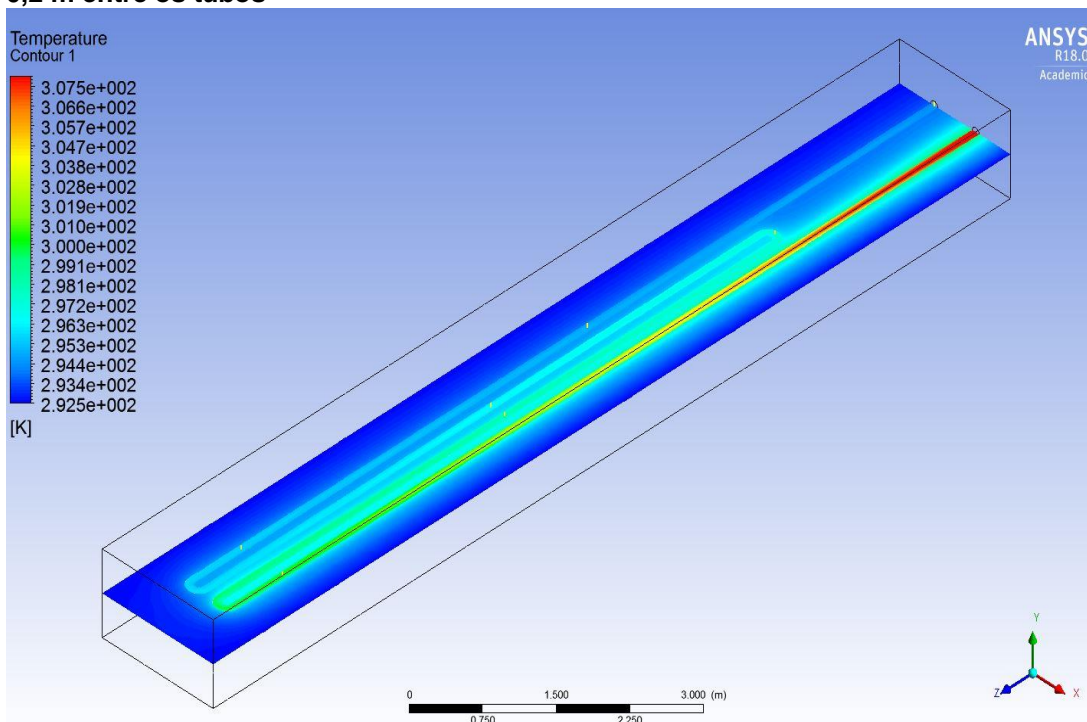
No caso da configuração com quatro passos, verificou-se uma distribuição de temperatura semelhante ao apresentado pela configuração de dois passos para os espaçamentos de 0,5 m, 0,7 m e 1 m (Gráfico 12). Observou-se a maior diferença nos resultados (aproximadamente 2 °C) para o espaçamento de 0,2 m, onde concentram-se os maiores gradientes de temperatura devido a influência das condições de entrada na tubulação, conforme verificado nas Figuras 12 e 13.

Gráfico 12 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para a geometria de quatro passos, para diferentes espaçamentos entre os tubos



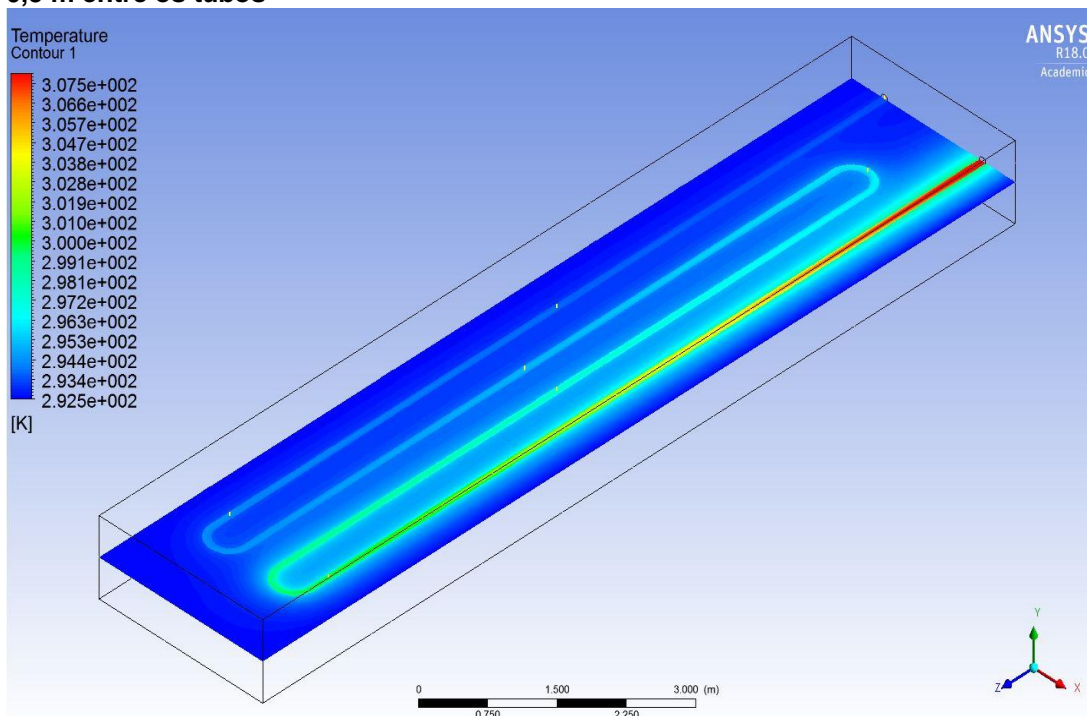
Fonte: Autoria própria

Figura 12 - Gradientes de temperatura na geometria de quatro passos com distância de 0,2 m entre os tubos



Fonte: Autoria própria

Figura 13 - Gradientes de temperatura na geometria de quatro passos com distância de 0,5 m entre os tubos

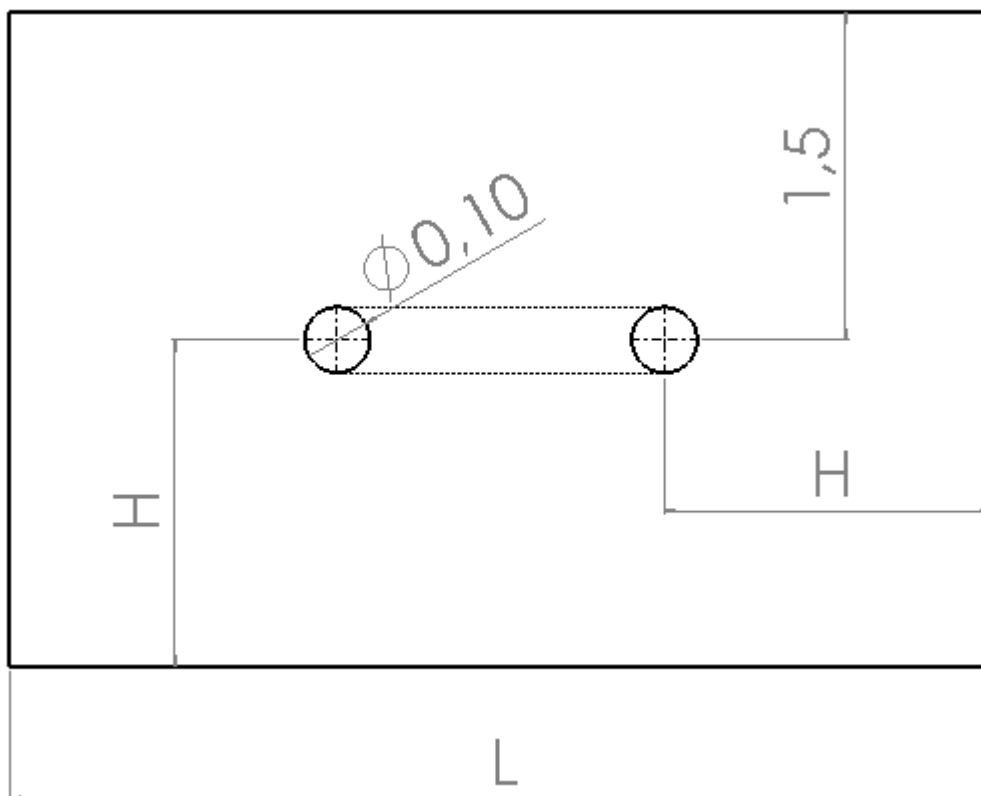


Fonte: Autoria própria

4.5 VERIFICAÇÃO DOS EFEITOS DO VOLUME DO DOMÍNIO DO SOLO

No estudo da performance do trocador de calor operando em regime transiente, realizou-se primeiramente, uma verificação do volume do solo. No caso de longos períodos de simulações, este parâmetro é de fundamental importância na dissipação de calor da tubulação. Deste modo, analisaram-se três volumes para o solo, considerando para a tubulação, uma configuração de 4 passos com uma distância de 0,5 m entre os tubos. Adotou-se uma profundidade de 1,5 m da superfície superior do domínio (Vaz et al, 2014; Flaga-Maryanczyk et al, 2014) para a tubulação, variando somente as distâncias do tubo em relação às superfícies laterais e inferior ($H = 1,5$ m, 3 m e 4 m), conforme apresentado na Figura 14. Utilizou-se um comprimento de 11,25 m para o domínio do solo, sendo as demais dimensões apresentadas na Tabela 6.

Figura 14 - Vista frontal das geometrias dos volumes verificados



Fonte: Autoria própria

Tabela 6 - Parâmetros geométricos dos volumes verificados

H	1,5	3	4
L	4,5	7,5	9,5

Fonte: Autoria própria

Na análise de sensibilidade do volume do domínio, utilizou-se um período de simulação de um ano. Para as condições de contorno, utilizaram-se para a entrada de ar (*inlet*) uma temperatura de 308 K e uma velocidade de 2,5 m/s. No caso da saída para o ar (*outlet*), considerou-se uma pressão manométrica de 0 Pa. Duas funções seno, Equações (10) e (11) (SANTOS; MENDES, 2006), foram utilizadas para representar as condições meteorológicas próximas de Curitiba - PR, atribuídas na superfície superior do domínio do solo (*wall*).

$$T_{ext} = 293 + 5 \sin\left(\pi + \frac{\pi t}{31536000}\right) + 5 \sin\left(\pi + \frac{\pi t}{43200}\right) \quad (10)$$

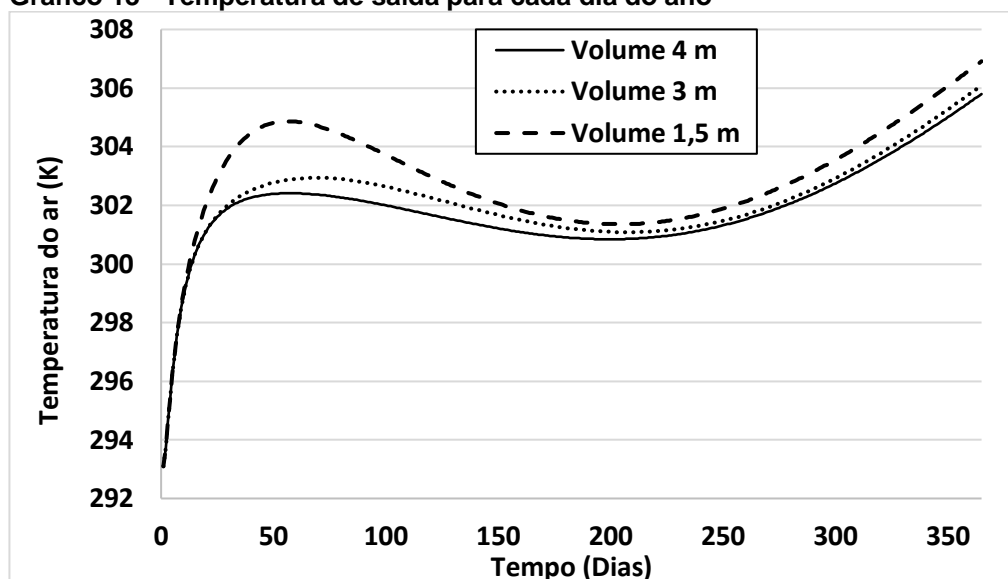
$$q_{rad} = 600 + 200 \sin\left(\pi + \frac{\pi t}{31536000}\right) \sin\left(\frac{3\pi}{2} + \frac{\pi t}{43200}\right) \quad (11)$$

Para a condição de contorno por convecção na superfície superior do domínio, foi imposto um coeficiente convectivo de 10 W/(m²K), e uma temperatura do ambiente externo (T_{ext}), explicita por uma função (UDF - *User Defined Functions*) no programa Fluent. Neste caso, atribuiu-se uma temperatura média anual de 293 K, com uma variação diária e anual de 5 K. Do mesmo modo, um fluxo de calor devido à radiação solar foi considerado (q_{rad}), variando entre 600 W/m² e 800 W/m², durante o ano. As demais superfícies do domínio do solo foram consideradas adiabáticas, e adotou-se uma absorvidade solar de 0,7 para o solo. Para a condição inicial de simulação, foi imposta uma temperatura de 292,5 K para o domínio do solo (SANTOS et al, 2004). Além disso, adotou-se um passo de tempo de 3600 s, com um limite de 200 iterações, por passo.

Desse modo, verificou-se a influência dos gradientes de temperatura no solo e a capacidade do solo em dissipar calor.

O Gráfico 13 apresenta as temperaturas médias diárias de saída, para cada volume. Nota-se pelos valores de saída, que um volume de 1,5 m, é insuficiente para a simulação de 1 ano.

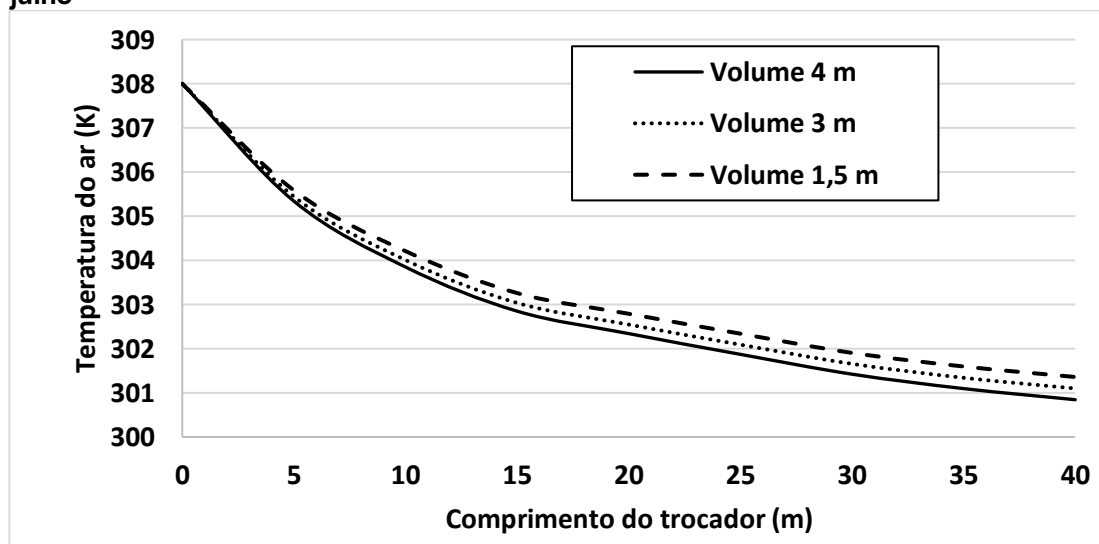
Gráfico 13 - Temperatura de saída para cada dia do ano



Fonte: Autoria própria

O Gráfico 14, apresenta os perfis de temperaturas médias ao longo do trocador para o dia 19 de julho (200º dia de simulação). Verificou-se uma diferença máxima de 0,5 °C entre os resultados.

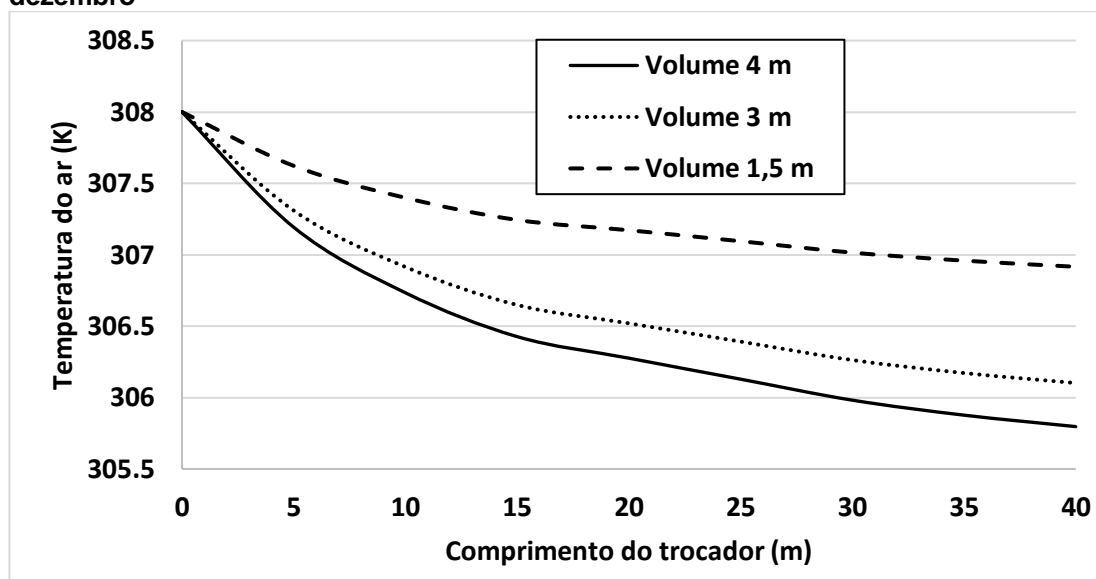
Gráfico 14 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para o dia 19 de julho



Fonte: Autoria própria

O Gráfico 15, apresenta os perfis de temperaturas médias para o dia 31 de dezembro (365º dia de simulação). Neste caso, observou-se uma diferença mais significativa entre os resultados, superior a 1º C.

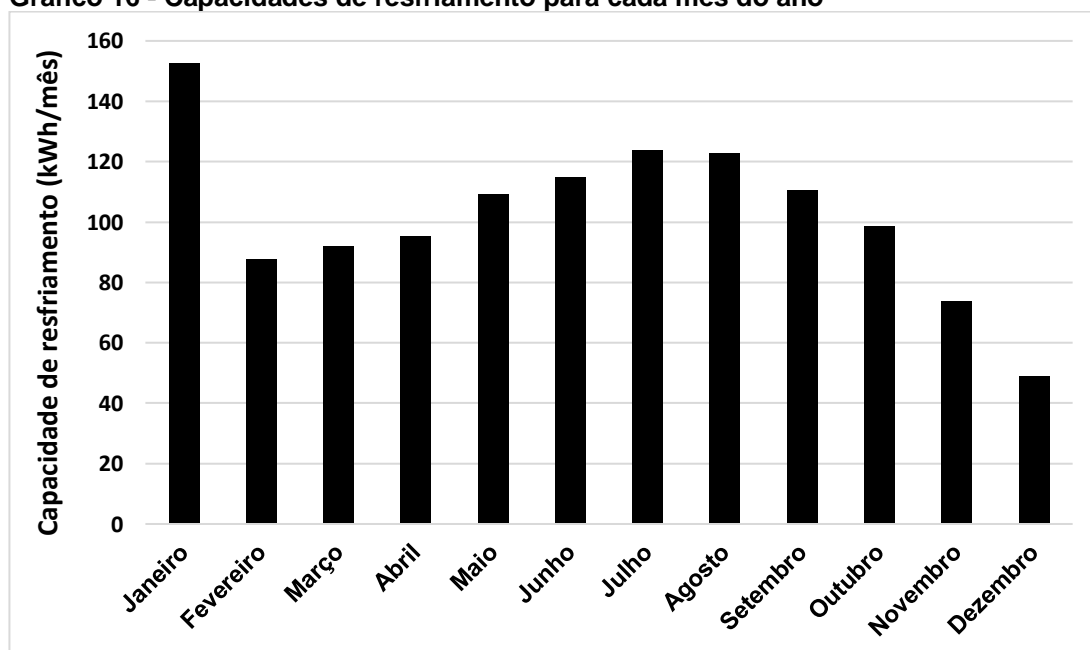
Gráfico 15 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para o dia 31 de dezembro



Fonte: Autoria própria

Depois da verificação do volume do solo, calculou-se a capacidade de resfriamento do trocador com as médias diárias das temperaturas para o volume de $H=3$ m, apresentada no Gráfico 16. A maior capacidade de resfriamento em janeiro deve-se, principalmente, as condições iniciais impostas na simulação.

Gráfico 16 - Capacidades de resfriamento para cada mês do ano



Fonte: Autoria própria

4.6 ANÁLISE DA SENSIBILIDADE DE MALHA NA SIMULAÇÃO TRANSIENTE DO TROCADOR

Após a análise de sensibilidade de volume, realizou-se um estudo de sensibilidade de malha, no qual verificou-se três malhas: fina (*fine*), média (*medium*) e grosseira (*coarse*). Para isso, utilizaram-se as mesmas condições de contorno impostas na análise de sensibilidade dos volumes, para um volume com H=3 m, conforme mostrado na Figura 14.

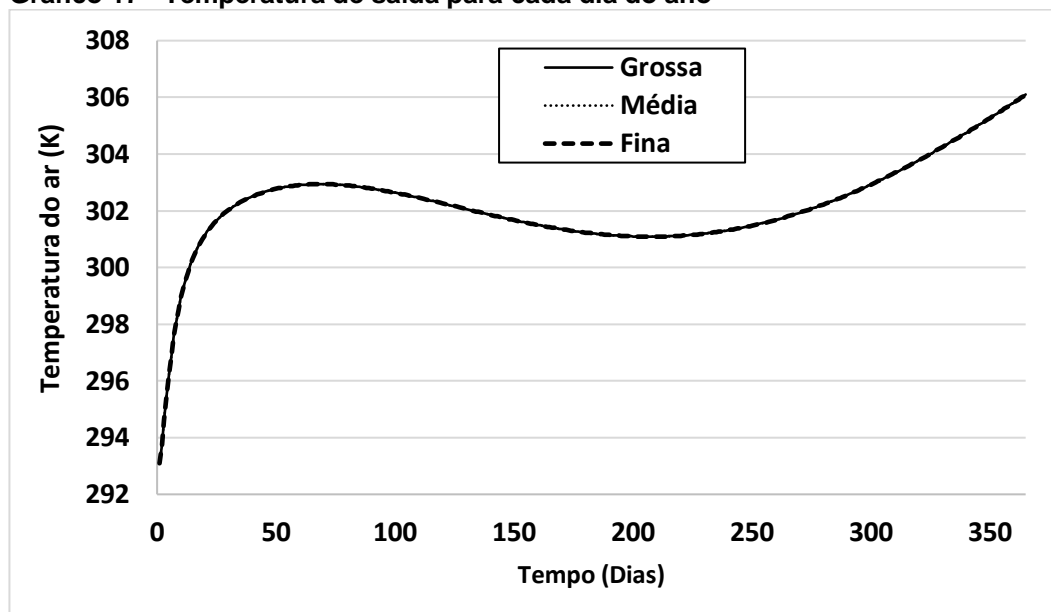
As malhas foram geradas utilizando o programa Ansys/Meshing e as simulações foram para um período de um ano. A Tabela 7 apresenta o número de elementos de cada malha e a temperatura média de saída no último dia de operação do trocador.

Tabela 7 - Parâmetros para verificação da sensibilidade de malha

Malha	Elementos	Temperatura de saída (K)
Grosseira	2952924	306,1
Média	3031095	306,1
Fina	3052895	306,1

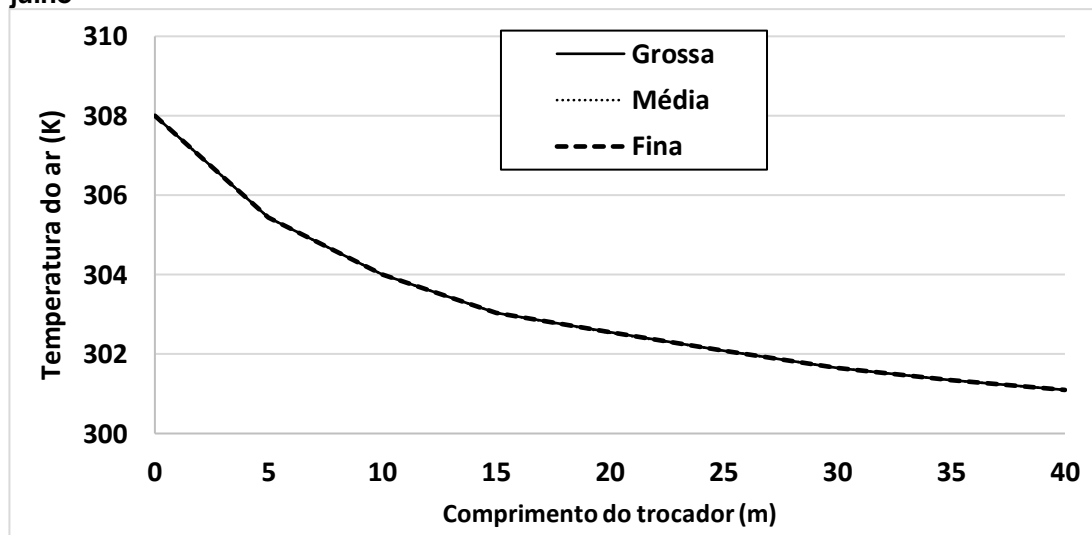
Fonte: Autoria própria

O Gráfico 17 apresenta as temperaturas médias de saída para cada dia do ano e as malhas analisadas. Nota-se que os valores de temperaturas foram praticamente os mesmos, para as três malhas. Atribui-se a diferença não significativa a pequena variação do número de volumes na geração automática da malha, mesmo usando as configurações *fine*, *medium* e *coarse*.

Gráfico 17 - Temperatura de saída para cada dia do ano

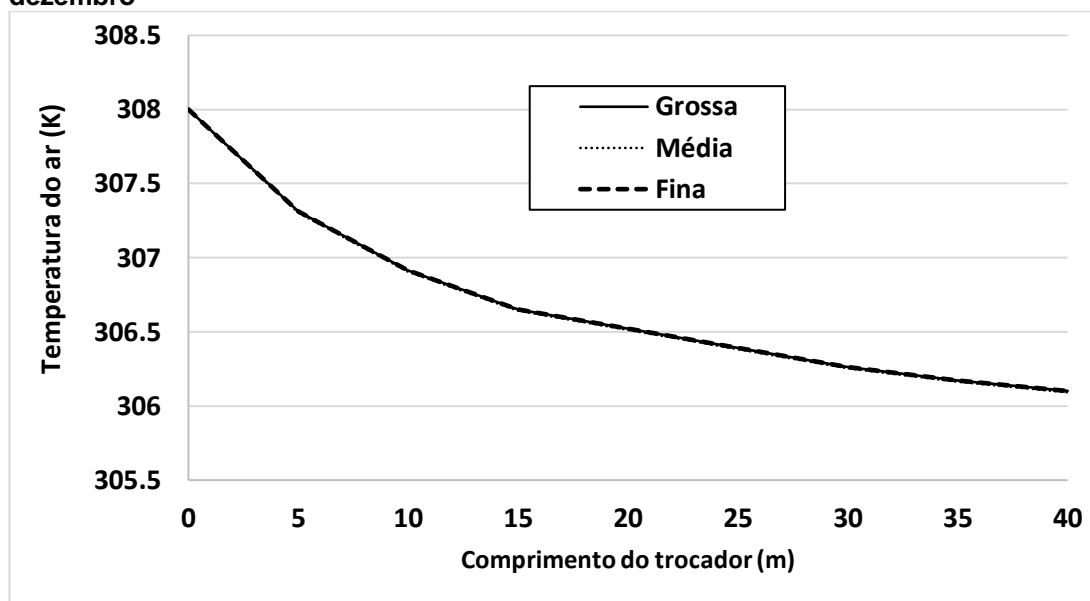
Fonte: Autoria própria

Os Gráficos 18 e 19 apresentam os perfis de temperatura para o dia 19 de julho (200º dia de simulação) e dia 31 de dezembro (365º dia de simulação), e as três malhas verificadas, respectivamente.

Gráfico 18 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para o dia 19 de julho

Fonte: Autoria própria

Gráfico 19 - Distribuição de temperatura do ar ao longo do trocador para o dia 31 de dezembro

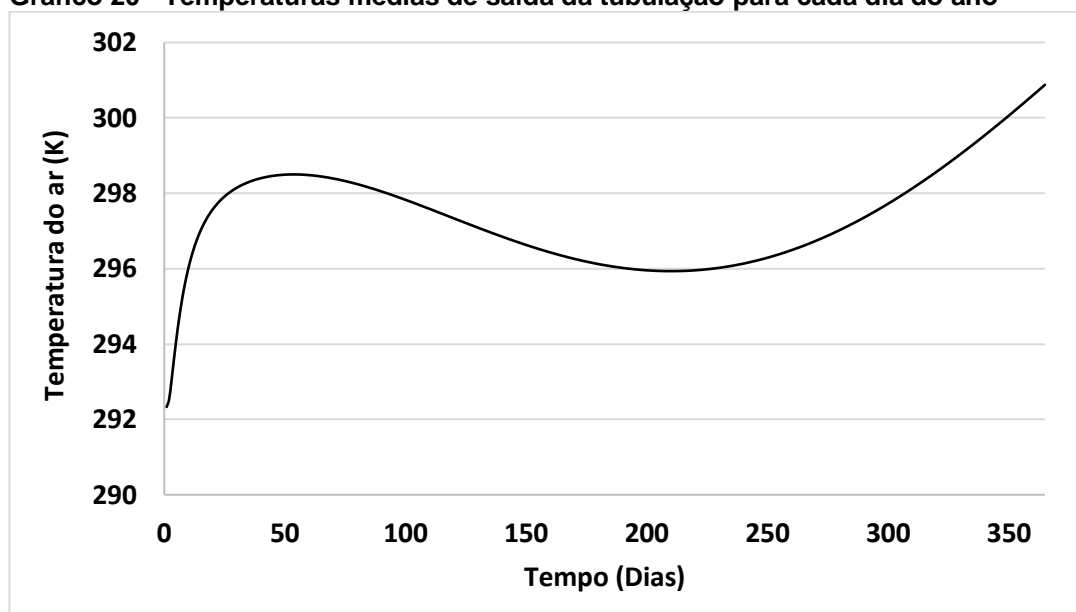


Fonte: Autoria própria

Devendo-se ao fato que os perfis de temperatura para as três malhas foram praticamente os mesmos, utilizou-se a malha mais grosseira para realizar uma análise do solo operando no modo de aquecimento, visando um tempo computacional menor para as simulações.

Na sequência, analisou-se o trocador de calor operando em regime transiente, em modo de aquecimento durante um ano. Para isto, alterou-se a temperatura de entrada do ar para 288 K, e os demais parâmetros foram o mesmo da análise do resfriamento em regime transiente. No Gráfico 20, observa-se o perfil de temperatura média na saída da tubulação para cada dia do ano, com o maior valor verificado no último dia do ano.

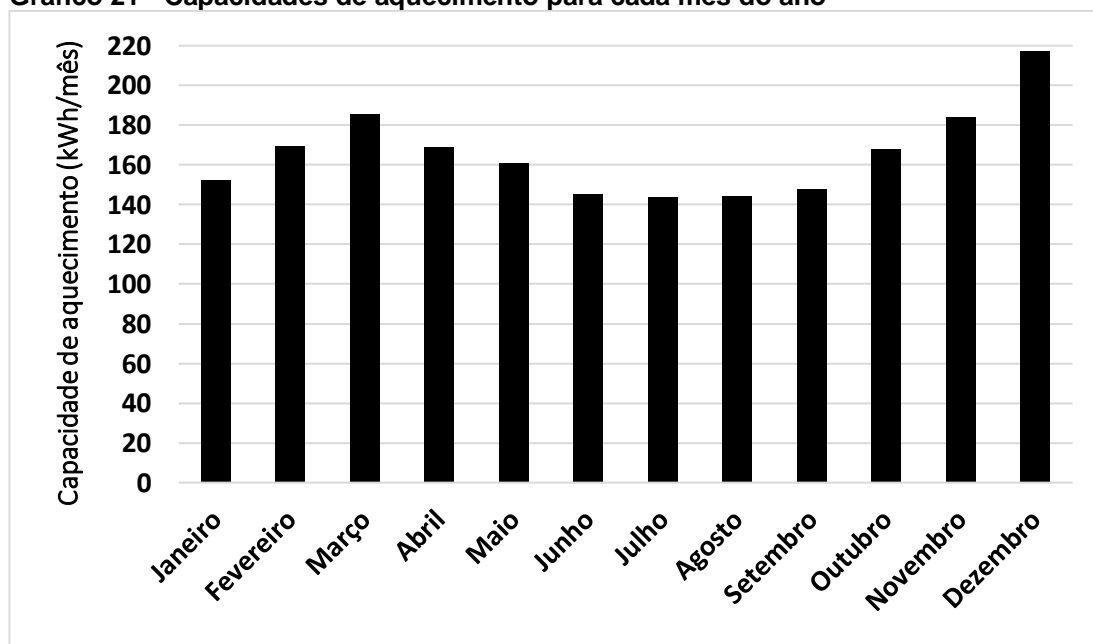
Gráfico 20 - Temperaturas médias de saída da tubulação para cada dia do ano



Fonte: Autoria própria

Similarmente ao modo de resfriamento, determinou-se a capacidade de aquecimento do trocador com as médias diárias das temperaturas para o modo de aquecimento, mostrada no Gráfico 21. Atribui-se o maior valor obtido em dezembro e menor em junho, as condições climáticas adotadas nas simulações.

Gráfico 21 - Capacidades de aquecimento para cada mês do ano



Fonte: Autoria própria

Na obtenção dos resultados, os tempos computacionais de simulação em regime permanente variaram de 1 a 4 horas. Nos casos em regime transiente (1 ano), os tempos computacionais variaram entre 5 a 6 dias.

Utilizou-se para as simulações um computador com processador Intel® Core™ i7, Memória (RAM) de 16 GB e sistema operacional de 64 Bits, disponível no Laboratório de Pesquisa Computacional (LPC), do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC), da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Câmpus Ponta Grossa.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho apresentou-se uma análise numérica por meio de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) do desempenho térmico de um trocador de calor solo-ar. Deste modo, realizaram-se análises dos principais parâmetros físicos que influenciam o seu comportamento térmico. Na sequência, verificou-se a melhor configuração geométrica do trocador com o objetivo de otimizar a sua área de instalação. Simulações em regime permanente e transiente (1 ano) foram também executadas considerando como condições de contorno, as características climáticas semelhantes da cidade de Ponta Grossa-PR.

Na seção de resultados verificou-se que o trocador de calor solo-ar, com um comprimento de 40 m de tubulação, operando com velocidades menores e em solos saturados (maior condutividade térmica), obteve um desempenho térmico maior. Neste caso, o trocador operando com uma velocidade de 2,5 m/s para o escoamento do ar e uma tubulação de 0,1 m de diâmetro obteve os maiores gradientes de temperatura.

Para a otimização da área de instalação, os resultados mostraram que uma distância de 0,5 m, entre os centros dos tubos é suficiente para não afetar a sua performance térmica. Na análise das dimensões do domínio para as simulações em regime transiente de um ano, uma distância de 3 m do tubo para as superfícies laterais e inferior (adiabáticas) mostrou-se a mais adequada, para uma profundidade de aterramento de 1,5 m.

Após a obtenção da melhor configuração do trocador de calor solo-ar, estudos de casos analisando a sua performance térmica, tanto para o resfriamento quanto para o aquecimento, foram realizadas mostrando o grande potencial da aplicabilidade deste sistema, na climatização passiva em edificações.

No caso do resfriamento em regime transiente, observou-se uma queda da performance do trocador, no final do período de simulação (1 ano). Este fato pode ser atribuído a alguns fatores como: tamanho insuficiente do domínio, profundidade do aterramento e ao modo de operação, que neste caso foi o contínuo. Uma verificação mais aprofundada neste caso seria indicada.

Para trabalhos futuros, uma análise dos efeitos do transporte de massa do solo, na performance do trocador de calor é sugerida. Os resultados deste trabalho foram obtidos para temperaturas fixas de entrada, tanto para o verão (308 K), quanto

para o inverno (288 K). Neste caso, recomendam-se simulações acoplando o trocador de calor a uma edificação real, pois estas gerariam valores mais realísticos de entrada e saída do trocador, aumentando ainda mais a sua performance.

Por fim, a implementação experimental do trocador de calor para uma maior verificação dos resultados, principalmente em regime transiente, mostra-se de fundamental importância para a disseminação do trabalho.

REFERÊNCIAS

ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas). **NBR 15220**: Desempenho Térmico de Edificações.2005.

ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas). **NBR 15575**: Desempenho de Edificações Habitacionais.2013.

BANSAL, V.; et al. Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for winter heating. **Energy and Buildings**, v. 41, p. 1151-1154, Nov. 2009.

BANSAL, V.; et al. Performance analysis of integrated earth-air-tunnel evaporative cooling system in hot and dry climate. **Energy and Buildings**, v. 47, p. 525-532, Abr. 2012.

BANSAL, V.; et al. Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for summer cooling. **Energy and Buildings**, v. 42, p. 645-648, Mai. 2010.

BELATRACHE, D.; et al. Numerical analysis of earth air heat exchangers at operating conditions in arid climates. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 42, p. 8898-8904, Mar. 2017.

BENHAMMOU, M.; DRAOUI, B. Parametric study on thermal performance of earth-to-air heat exchanger used for cooling of buildings. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 44, p. 348-355, Abr. 2015.

BENHAMMOU, M.; et al. Performance analysis of an earth-to-air heat exchanger assisted by a wind tower for passive cooling of buildings in arid and hot climate. **Energy Conversion and management**, v. 91, p. 1-11, Fev. 2015.

BENHAMMOU, M.; et al. Improvement of the summer cooling induced by an earth-to-air heat exchanger integrated in a residential building under hot and arid climate. **Applied Energy**, v. 208, p. 428-445, Dez. 2017.

CAMPANIÇO, H.; et al. Assessing energy savings in cooling demand of buildings using passive cooling systems based on ventilation. **Applied Energy**, v. 134, p. 426-438, Dez. 2014.

CAUSO, A. F. **Mecanismos políticos para promoção da eficiência energética e geração renovável em edificações**: um estudo de caso da Alemanha e aplicações para o Brasil. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2013.

CREATO. Disponível em: <<http://www.creato.com.br/atuacao/eficiencia-energetica/>>. Acesso em: 26 Jun. 2017.

DHALIWAL, A. S. Heat transfer analysis environment control using an underground air tunnel. **ASME Solar Energy**, p. 505– 510, 1984.

FAZLIKHANI, F.; et al. Numerical analysis of the efficiency of earth to air heat exchange systems in cold and hot-arid climates. **Energy Conversion and management**, v. 148, p. 78-89, Set. 2017.

FLAGA-MARYANCZYK, A.; et al. Experimental measurements and CFD simulation of a ground source heat exchanger operating at a cold climate for a passive house ventilation system. **Energy and Buildings**, v. 64, p. 562-570, Jan. 2014.

FLUENT Projetado por Ansys, Versão 18.0. Companhia **ANSYS** (USA), 2018. (UTFPR-PG).

GUD ENERGY. Disponível em: <<https://www.gudenergy.pt/bombas-calor-geotermia>>. Acesso em: out. 2018.

GUIA USUÁRIO FLUENT 6.3. Disponível em: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/main_pre.htm>. Acesso em: 27 Jun. 2017.

HOLLMULLER, P.; LACHAL, B. Air-soil heat exchangers for heating and cooling of buildings: Design guidelines, potentials and constraints, system integration and global energy balance. **Applied Energy**, v. 119, p. 476-487, Abr. 2014.

KAUSHAL, M.; et al. Geothermal cooling/heating using ground heat exchanger for various experimental and analytical studies: Comprehensive review. **Energy and Buildings**, v. 139, p. 634-652, Mar. 2017.

KUMAR, S.; et al. Ground coupled heat exchangers: A review and applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 47, p. 83-92, Jul. 2015.

MASSUCCI, F. S. **Análise do desempenho térmico de edificações residenciais ventiladas naturalmente**: NBR 15575 e ASHRAE 55. Dissertação (Mestrado em Arquitetura e Urbanismo) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2014.

MATHUR, A.; et al. CFD analysis of EATHE system under transient conditions for intermittent operation. **Energy and Buildings**, v. 87, p. 37-44, Jan. 2015.

MATHUR, A.; et al. Comparative study of straight and spiral earth air tunnel heat exchanger system operated in cooling and heating modes. **Renewable Energy**, v. 108, p. 474-487, Ago. 2017.

MENHOUDJ, S.; et al. Study of the energy performance of an earth-air heat exchanger for refreshing buildings in Algeria. **Energy and Buildings**, v. 158, p. 1602-1612, Jan. 2018.

MISRA, R.; et al. CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger. **Applied Energy**, v. 103, p. 266-277, Mar. 2013.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. New York (NY): Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

RAMÍREZ-DÁVILA, L.; et al. Numerical study of Earth-to-air heat exchanger for three diferente climates. **Energy and Buildings**, v. 76, p. 238-248, Jun. 2014.

SANTOS, G. H.; et al. Predicting monthly-averaged values for temperature and moisture content in an unsaturated porous soil in 14 brazilian cities. In: NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 3., **Proceedings...** 2004.

SANTOS, G. H.; MENDES, N. Unsteady Combined Heat and Moisture Transfer in Unsaturated Porous Soils. **Journal of Porous Media**, v. 8, p. 493-510, Jan. 2005.

SANTOS, G. H.; MENDES, N. Simultaneous heat and moisture transfer in soils combined with building simulation. **Energy and Buildings**, v. 38, p. 303-314, 2006.

SERAGELDIN, A. S.; et al. Earth-Air Heat Exchanger thermal performance in Egyptian conditions: Experimental results, mathematical model, and Computational Fluid Dynamics simulation. **Energy Conversion and management**, v. 122, p. 25-38, Ago. 2016.

SHOJAEI, S. M. N.; MALEK, K. Earth-to-air heat exchangers cooling evaluation for different climates of Iran. **Sustainable Energy technologies and Assessments**, v. 23, p. 111-120, Out. 2017.

SONI, S.K.; PANDEY, M.; BARTARIA, V.N. Energy metrics of a hybrid earth air heat exchanger system for summer cooling requirements. **Energy and Buildings**, v. 129, p. 1-8, Out. 2016.

UDDIN, S.; et al. Performance evaluation and life cycle analysis of earth to air heat exchanger in a developing country. **Energy and Buildings**, v. 128, p. 254-261, Set. 2016.

VAZ, J.; et al. An experimental study on the use of Earth-Air Heat Exchangers (EAHE). **Energy and Buildings**, v. 72, p. 122-131, Abr. 2014.