

MODELAGEM NUMÉRICA DE SISTEMA GEOTÉRMICO APLICADO A AVIÁRIOS

Eduarda Silva Costa

Dissertação de Mestrado
Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓSGRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

**MODELAGEM NUMÉRICA DE SISTEMA
GEOTÉRMICO APLICADO A AVIÁRIOS**

Eduarda Silva Costa

Orientador: Prof. Dr. Carlos Alberto Gurgel Veras

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

BRASÍLIA/DF

2023

ii

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓSGRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

MODELAGEM NUMÉRICA DE SISTEMA GEOTÉRMICO
APLICADO A AVIÁRIOS

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM CIÊNCIAS MECÂNICAS DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
CIÊNCIAS MECÂNICAS.

APROVADA POR:

Prof. Carlos Alberto Gurgel Veras, Dr. (ENM-UnB)
(Orientador)

Prof. Taygoara Felamingo de Oliveira, Dr. (ENM-UnB)
(Examinador Interno)

Prof. Kleber Vieira de Paiva, Dr. (UFSC)
(Examinador Externo)

BRASÍLIA/DF

2023

iii

FICHA CATALOGRÁFICA

COSTA, EDUARDA SILVA.

Modelagem Numérica de Sistema Geotérmico Aplicado a Aviários, [Distrito Federal], 2023.

92p.210x297mm (PPGCM/FT/Unb, Mestre, Ciências Mecânicas, 2023).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas.

- | | |
|---------------------------|-------------------------|
| 1. EAHE | 2. aviários |
| 3. transferência de calor | 4. sistemas geotérmicos |

I.ENM/FT/UnbII.Brasília

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

COSTA, E.S., Modelagem Numérica de Sistema Geotérmico Aplicado a Aviários. Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas, Universidade de Brasília – Faculdade de Tecnologia, Brasília, DF, 92p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Eduarda Silva Costa

TÍTULO: Modelagem Numérica de Sistema Geotérmico Aplicado a Aviários

GRAU: Mestre ANO: 2023

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

EDUARDA SILVA COSTA

“Ninguém pode construir em teu lugar as pontes que precisarás passar para atravessar o rio da vida. Ninguém, exceto tu, só tu.” - Friedrich Nietzsche

RESUMO

MODELAGEM NUMÉRICA DE SISTEMA GEOTÉRMICO APLICADO A AVIÁRIOS

Autor(a): Eduarda Silva Costa

Orientador(a): Carlos Alberto Gurgel Veras

Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas

Brasília, 2023.

Frangos de corte devem crescer em temperatura e umidade relativa adequadas. Assim, os ajustes na temperatura do ar insuflado no aviário consomem energia de resfriamento ou aquecimento, dependendo da hora do dia e da estação do ano. Sistemas tradicionais de ventilação e condicionamento podem incorporar métodos passivos, como trocadores de calor geotérmicos, para reduzir a carga térmica total dos aviários. Neste trabalho, desenvolveu-se um código numérico transiente para projetar e avaliar o emprego de sistemas geotérmicos na produção de frangos. A interação entre o solo e o trocador de calor geotérmico e o potencial dos mesmos em ajustar a temperatura do ar insuflado nos aviários foi avaliado dinamicamente, em diferentes ciclos de operação e estações do ano para a cidade de Brasília-DF. Verificou-se que a regeneração do solo fica comprometida com o uso contínuo do trocador de calor. O emprego do sistema geotérmico, contudo, reduz o consumo de energia para resfriamento e aquecimento do ar, e, por conseguinte, as emissões de CO₂ do setor de produção de frangos. A elevada efetividade do trocador geotérmico mostra que Brasília pode ser um grande produtor e exportador de carne de frango, com elevado grau de sustentabilidade, baseado na redução das emissões de CO₂ em mais de 5 toneladas por ano, para um galpão de 9.500 aves. A análise econômica indicou que a economia de energia do aviário implica num retorno econômico de 1,2 anos, baseado nos custos de instalação e operação do trocador de calor geotérmico.

ABSTRACT

NUMERICAL MODELING OF GEOTHERMAL SYSTEM APPLIED TO POULTRY HOUSES

Author: Eduarda Silva Costa
Advisor: Carlos Alberto Gurgel Veras
PhD in Mechanical Sciences
Brasília, 2023.

Broilers need to grow in adequate temperature and relative humidity. As a result, adjusting the temperature of the air blown into the aviary consumes cooling or heating energy, depending on the time of day and season of the year. Traditional ventilation and air conditioning systems may incorporate passive methods, such as geothermal heat exchangers, to reduce the total thermal load of the aviaries. In this work, a transient numerical code was developed to design and evaluate the use of geothermal systems in broiler production. The interaction of the ground and the geothermal heat exchanger and their potential to adjust the temperature of the blown air in the aviaries were dynamically assessed, in different operating cycles at different seasons of the year for the city of Brasilia-DF. It was found that the regeneration of the soil is compromised with continuous use of the heat exchanger. However, the use of the geothermal system greatly reduces the energy consumption for air cooling and heating, and consequently, the CO₂ emissions from the broiler production sector. The high effectiveness of the geothermal heat exchanger system implies that Brasília can be a major producer and exporter of chicken meat with a high degree of sustainability, as it reduces CO₂ emissions more than 5 tons per year, for a shed of 9,500 birds. Economic analysis indicated that the energy savings in the aviary imply an economic return of 1,2 years, based on installation and operation costs of the geothermal heat exchanger.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 JUSTIFICATIVA	3
1.2 OBJETIVOS	5
1.2.1 <i>Objetivo Geral</i>	5
1.2.2 <i>Objetivos específicos</i>	5
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1 REVISÃO SISTEMÁTICA	6
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	10
3.1 CONFORTO TÉRMICO DOS FRANGOS	10
3.2 SOLUÇÕES PASSIVAS	12
3.3 ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA E AMBIENTAL	16
3.4 CLIMA E SOLO DA REGIÃO DE BRASÍLIA/DF	18
4. METODOLOGIA	19
4.1 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA.....	19
4.1.1 <i>Domínio de solução do problema</i>	19
4.1.2 <i>Modelo Analítico em Regime Transiente</i>	20
4.1.3 <i>Correlações do escoamento interno</i>	23
4.1.4 <i>Comportamento térmico do Solo</i>	26
4.2 MODELO NUMÉRICO	27
4.2.1 <i>Método dos volumes de controle</i>	27
4.2.2 <i>Parâmetros do modelo numérico</i>	30
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	32
5.1 VALIDAÇÃO.....	32
5.2 GEOMETRIA DO TROCADOR (DxL)	34
5.3 DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DO TROCADOR.....	39
5.4 PERFIL DE TEMPERATURA DO SOLO.....	41
5.4.1 <i>Potencial Geotérmico do Brasil</i>	41
5.4.2 <i>Potencial Geotérmico de Brasília/DF</i>	44

5.5	APLICAÇÃO DA EAHE EM BRASÍLIA – ESTUDO DE CASO.....	47
5.5.1	<i>Temperatura de saída do sistema após 10 horas com temperatura de entrada constante.....</i>	48
5.5.2	<i>Perfil De Temperatura do Solo Perturbado.....</i>	50
5.5.3	<i>Temperatura de saída do sistema após 24 horas com variações reais de temperatura.....</i>	51
5.5.4	<i>Análise de 48h de Operação.....</i>	56
5.5.5	<i>Análise Econômica.....</i>	60
6.	CONCLUSÕES	63
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	64
	APÊNDICE A – ANÁLISE BIBLIOMÉTRICA	69
	APÊNDICE B – MODELAGEM NUMÉRICA.....	74

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - CONFORTO TÉRMICO DOS FRANGOS	10
TABELA 2 - CUSTOS DO EAHE	16
TABELA 3 – DADOS DE ENTRADA E SAÍDA DA ROTINA PIPEFLOW_LOCAL	25
TABELA 4 - PARÂMETROS DO MODELO	30
TABELA 5 - RESULTADOS DE EFETIVIDADE E CUSTO PARA DIFERENTES DIÂMETROS E COMPRIMENTOS DO TROCADOR DE CALOR TERRA-AR.....	40
TABELA 6 - CIDADES SELECIONADAS DO BRASIL E TEMPERATURA DO SOLO A 4 M	43
TABELA 7 - CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DOS TIPOS DE SOLOS.....	45
TABELA 8 - TEMPERATURA DO SOLO AO REDOR DO TUBO, EM GRAU CELSIUS, NO INVERNO.....	51
TABELA 9 - DIAS SELECIONADOS DO ANO.....	52
TABELA 10 - PERÍODOS E NÚMERO DE PUBLICAÇÕES	70

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - EXPORTAÇÃO DE FRANGO POR UNIDADE FEDERATIVA (RELATÓRIO ANUAL 2022, ABPA).....	2
FIGURA 2 - ABATE DE FRANGO POR UNIDADE FEDERATIVA (RELATÓRIO ANUAL 2022, ABPA).....	4
FIGURA 3 - ZONA DE SOBREVIVÊNCIA E HOMEOTERMIA DAS AVES (BTA, 2020).....	11
FIGURA 4 – TROCADOR DE CALOR TERRA-AR EM SISTEMAS ABERTO E FECHADO (ADAPTADO DE MAOZ ET. AL, 2019).....	13
FIGURA 5 - <i>EARTH-AIR HEAT EXCHANGER</i> (EAHE) (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	14
FIGURA 6 – DOMÍNIO DE SOLUÇÃO DO PROBLEMA (AUTORIA PRÓPRIA, 2023).....	19
FIGURA 7 – DOMÍNIO DO SISTEMA E BALANÇO ENERGÉTICO DE UM VOLUME DE CONTROLE ARBITRÁRIO (AUTORIA PRÓPRIA, 2023).....	21
FIGURA 8 - CILINDRO OCO FEITO DE TERRA (AUTORIA PRÓPRIA, 2023).....	32
FIGURA 9 - RESULTADOS OBTIDOS POR VIAS NUMÉRICA E ANALÍTICA (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	33
FIGURA 10 - COMPARAÇÃO DE RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	34
FIGURA 11 - DECAIMENTO DA TEMPERATURA DO AR EM FUNÇÃO DO COMPRIMENTO DO TROCADOR DE CALOR TERRA-AR (AUTORIA PRÓPRIA, 2023).....	35
FIGURA 12 – EFETIVIDADE (—) E NUT (—) DO TROCADOR EM FUNÇÃO DO COMPRIMENTO DO TUBO (AUTORIA PRÓPRIA, 2023).....	36
FIGURA 13 - PERDA DE CARGA E CONDUTÂNCIA NORMALIZADAS EM FUNÇÃO DO DIÂMETRO DO TUBO (AUTORIA PRÓPRIA, 2023).....	37
FIGURA 14 - INFLUÊNCIA DO COMPRIMENTO NA TEMPERATURA DE SAÍDA DO AR (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	38
FIGURA 15 - INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO NA EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	39
FIGURA 16 - CURVA DE CUSTO X RENDIMENTO DE DIFERENTES DIÂMETROS (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	41
FIGURA 17 – TERRITÓRIO BRASILEIRO (AUTORIA PRÓPRIA, 2023).....	43

FIGURA 18 - TEMPERATURA DO SOLO, A 4 M, NAS CIDADES REPRESENTATIVAS (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	44
FIGURA 19 - TEMPERATURA DO SOLO EM BRASÍLIA/DF, EM DIFERENTES PROFUNDIDADES (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	46
FIGURA 20 - PERFIS DE TEMPERATURA DO SOLO E DO AR EM BRASÍLIA AO LONGO DAS ESTAÇÕES (AUTORIA PRÓPRIA)	47
FIGURA 21 - DECAIMENTO DA TEMPERATURA DURANTE A OPERAÇÃO CONTÍNUA, NO INVERNO (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	49
FIGURA 22 - DECAIMENTO DA TEMPERATURA DURANTE A OPERAÇÃO CONTÍNUA, DURANTE O VERÃO (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)	50
FIGURA 23 - TEMPERATURA DO AR NA ENTRADA E SAÍDA DO TROCADOR AO LONGO DE UM DIA NO VERÃO (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	52
FIGURA 24 - TEMPERATURA DO AR NA ENTRADA E SAÍDA DO TROCADOR AO LONGO DE UM DIA NO INVERNO. (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)	54
FIGURA 25 - TEMPERATURA DO AR NA ENTRADA E SAÍDA DO TROCADOR AO LONGO DE UM DIA NO OUTONO (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)	55
FIGURA 26 - TEMPERATURA DO AR NA ENTRADA E SAÍDA DO TROCADOR AO LONGO DE UM DIA NA PRIMAVERA (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	56
FIGURA 27 - TEMPERATURA DO SOLO AO REDOR DO TUBO, NO VERÃO (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	57
FIGURA 28 - TEMPERATURA DO SOLO AO REDOR DO TUBO, NO INVERNO (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	58
FIGURA 29 - TEMPERATURA DO AR AMBIENTE E DE SAÍDA DO TROCADOR DE CALOR, NO INVERNO (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	59
FIGURA 30 - TEMPERATURA DO AR AMBIENTE E DE SAÍDA DO TROCADOR DE CALOR, NO VERÃO (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).....	60
FIGURA 31 - TEMPERATURAS HORÁRIAS EM 2021 (AUTORIA PRÓPRIA, 2023)	61
FIGURA 32 - NÚMERO DE PUBLICAÇÕES AO LONGO DOS ANOS (AUTORIA PRÓPRIA, 2023)..	70
FIGURA 33 - MAPA SOBREPOSTO (AUTORIA PRÓPRIA POR SCIMAT, 2023)	71
FIGURA 34 – REDE TEMÁTICA (AUTORIA PRÓPRIA POR SCIMAT, 2023)	72

LISTA DE SIMBOLOS, NOMENCLATURAS E ABREVIACOES

EAHE – *Earth-Air Heat Exchanger*

EES – *Engineering Equation Solver*

NUT – Número de Unidades de Transferência

PBP – *Payback Period*

\dot{m}_{air} – Vazão mássica (kg/s)

\dot{q}_r – Taxa de calor radial (W)

\dot{q}_z – Taxa de calor axial (W)

ΔV_s – Volume de controle (m³)

k_s – Condutividade do solo (W/m-K)

A_s – Amplitude térmica da superfície do solo (°C)

T_{air} – Temperatura do ar de entrada (°C)

T_m – Temperatura média da superfície do solo (°C)

T_{out} – Temperatura de Saída do tubo (°C)

T_{solo} – Temperatura do solo (°C)

c_{pair} – Capacidade específica do ar (J/kg-K)

c_s – Capacidade específica do solo (J/kg-K)

d_o – Constante de fase da temperatura da superfície do solo (dias)

α_s – Difusividade térmica do Solo (m²/s)

ΔP – Perda de Carga (Pa)

d – Dia selecionado do ano (dias)

dT/dt – temperatura transiente (K/s)

FP – Potência de Ventilador (W)

h – Coeficiente de transferência de calor (W/m^2-K)

L – Comprimento do tubo (m)

n – Número de horas de operação (h)

Nu – Número de Nusselt (-)

Pr – Número de Prandtl (-)

r – raio arbitrário ao redor do tubo (m)

r – raio do tubo (m)

Re – Número de Reynolds (-)

r_w – raio externo do tubo (m)

t – Tempo (s)

$T_{i,j}$ – temperatura no nó (K)

z – distância axial (m)

E – Ganhos de energia do Sistema EAHE (W)

d – Dia selecionado do ano (dia)

f – Fator de fricção (-)

u - Velocidade média do escoamento do fluido (m/s)

y – Profundidade de enterramento do tubo (m)

η – Eficiência do Ventilador (-)

ρ – Massa específica do ar (kg/m^3)

1. INTRODUÇÃO

Os elevados índices de degradação ambiental devido as emissões de gases de efeito estufa e outros poluentes impulsionam a busca pela incorporação de novas tecnologias e aumento da eficiência de conversões energéticas consolidadas. Entre as opções de recursos renováveis, estão as fontes hídrica, solar, eólica, biomassa, geotérmica, oceânica e de hidrogênio. Essas fontes também são chamadas de “fontes limpas”, pois emitem menos gases de efeito estufa e causam menos danos ao meio ambiente em comparação às fontes não renováveis.

Assim, a ONU, em Assembleia Geral realizada em 2015, estabeleceu os Objetivos de Desenvolvimento Sustentável (ODS), um conjunto de 17 metas globais a serem alcançadas até 2023 para garantir um melhor padrão de vida mundial. Dentre os objetivos, o décimo segundo é acerca do consumo e produção de bens e o uso eficiente e sustentável dos recursos naturais (NAÇÕES UNIDAS DO BRASIL, 2023). Esse objetivo é focado principalmente na eficiência energética e infraestruturas sustentáveis.

A proteína do frango é uma das mais consumidas do mundo. A Organização para a Cooperação Econômica e Desenvolvimento (OCDE) juntamente com a Organização para Agricultura e Alimentação das Nações Unidas (FAO) produziram um relatório que projeta em 14% o aumento do consumo de proteínas da carne até 2030 (BEEF POINT, 2021). Nota-se também um deslocamento para o consumo de aves, pelo preço mais acessível, nos países em desenvolvimento, e por questões de estilo de vida mais saudável nos países mais desenvolvidos. É estimado que a carne de frango representará 41% das fontes proteínas mundiais em 2030.

O Brasil é atualmente o terceiro maior produtor de aves do mundo, atrás apenas dos Estados Unidos e da China, segundo dados do Departamento de Agricultura dos Estados Unidos. Essa importante colocação no mercado mundial se deve a fatores favoráveis como área, solo e clima, que conferem qualidade ao produto, e a consolidação de uma cadeia produtiva eficiente. Outro fator importante diz respeito ao fato de o país não ter registros de gripe aviária, mantendo-se como um porto seguro para o suprimento global de carne de frango (ABPA, 2021).

As exportações brasileiras de carne de frango ao longo do ano de 2022 totalizaram 4,822 milhões de toneladas, um volume histórico (ABPA, 2023). O Brasil continua sendo o maior exportador mundial de carne de frango desde 2004 e pesquisas aponta que o país seguirá no

topo pelos próximos dez anos. A Figura 1 apresenta a distribuição das exportações por unidade federativa do Brasil, no ano de 2022.

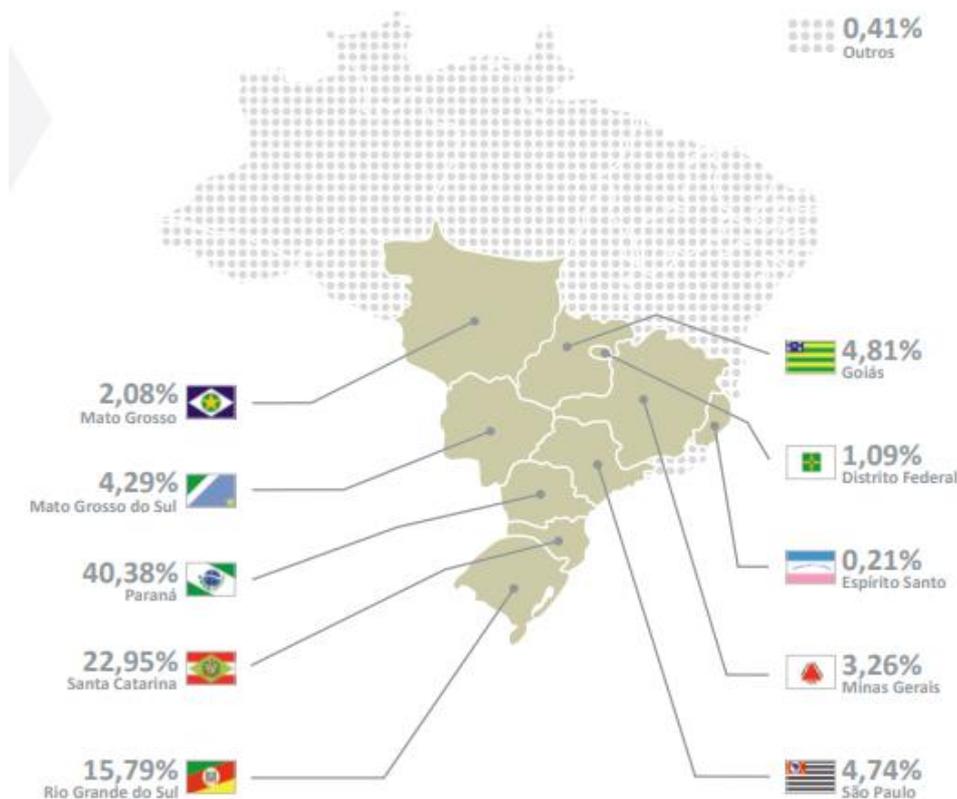


Figura 1 - Exportação de frango por unidade federativa (RELATÓRIO ANUAL 2022, ABPA)

Nota-se que quase 65% do abate total de frangos do país está concentrado na região Sul. As regiões Norte e Nordeste juntas produzem menos de 1% e Distrito Federal contribui com 1,09%.

Para garantir eficiência na produção, as aves devem ser submetidas a temperaturas e umidade adequadas evitando estresse térmico, situação em que o animal não consegue regular sua temperatura. Essas temperaturas encontram-se entre 26 a 34 °C e umidade entre 60 e 70%. Quando exposto ao estresse térmico, o animal reduz o consumo de alimentos, diminuindo assim suas funções metabólicas e fisiológicas, afetando negativamente a produtividade (EMBRAPA, 2022).

A maior parte da energia consumida nos aviários é utilizada para ajustes climáticos, como aquecimento, resfriamento, ventilação e iluminação (BAXEVANOU et. al, 2017). Os gastos com aquecimento e ventilação representam cerca de 22% dos custos totais, sendo o

principal na cadeia produtiva de frangos de corte depois dos gastos com alimentação (FERRAREZ, 2009). A otimização do consumo de energia na avicultura é alvo constante de estudos que buscam identificar formas de aumentar a eficiência energética nos galpões de frangos de corte.

A energia geotérmica pode ser empregada na climatização de aviários, se a temperatura do solo, numa dada profundidades estiver na faixa adequada ao crescimento das aves. Essa rota geotérmica pode ser utilizada ao longo das estações do ano, uma vez que a temperatura do solo varia pouco com o tempo. Não foram encontrados relatos do emprego de trocadores de calor terra-ar (geotérmicos) aplicados a climatização de aviários no Brasil. Face ao elevado nível de produção nacional de frangos, questiona-se se o mesmo seria viável técnica e economicamente, bem como em quais regiões do Brasil sua aplicação seria mais vantajosa. Este trabalho, portanto, busca, do ponto de vista estratégico, avaliar se tais soluções trariam benefícios, em termos operacionais, econômicos e ambientais para o setor de produção de frangos do país.

1.1 JUSTIFICATIVA

A Figura 2 apresenta o percentual produtivo de carne de frango por unidade federativa em relação a produção nacional em 2022. A produção combinada das regiões norte, nordeste e centro-oeste representa menos de 20% do total nacional. Particularmente, o Distrito Federal, destacado em vermelho na figura, produz menos de 1%.

O consumo destas regiões precisa, portanto, ser suprido pelos grandes produtores (Sul e Sudeste), acarretando elevados custos de transporte e logística. A abertura de novas fronteiras de produção de frango pode ser dar, já na fase de projeto, considerando-se o emprego de novas tecnologias, tornando a produção mais ambientalmente responsável.

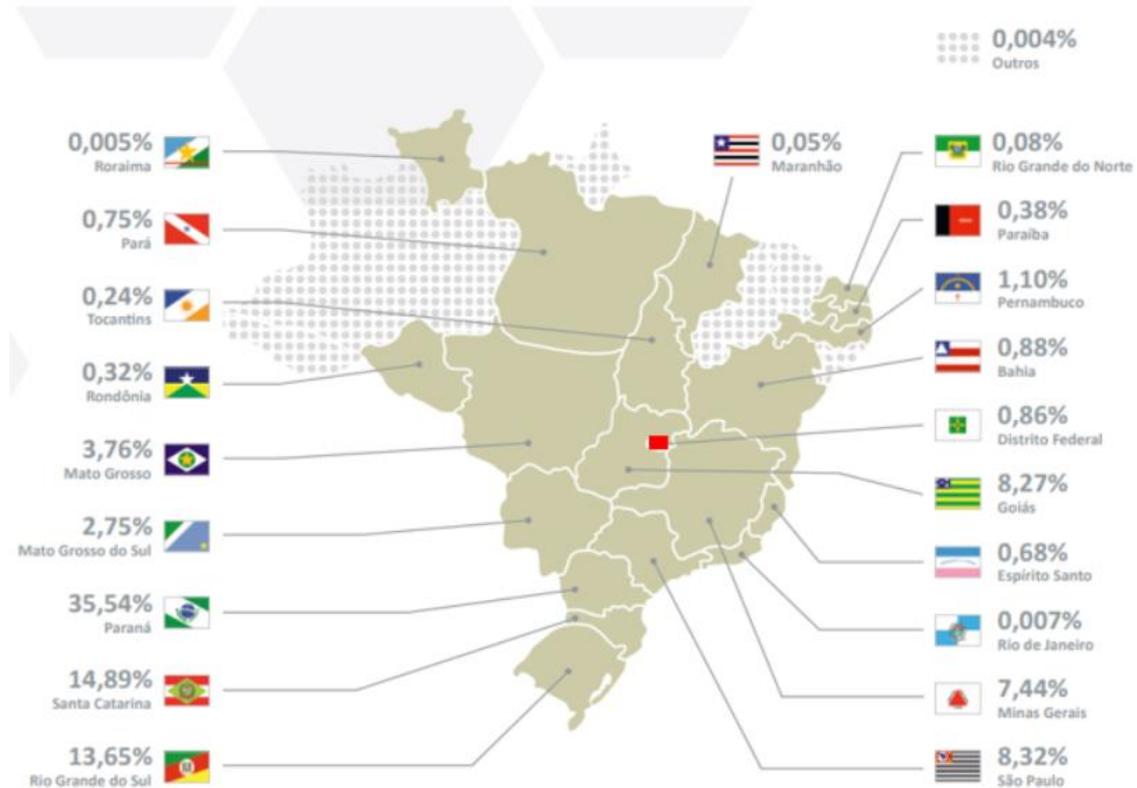


Figura 2 - Abate de frango por unidade federativa (RELATÓRIO ANUAL 2022, ABPA)

No caso do Distrito Federal, sua posição estratégica é um atrativo adicional na hipótese de se tornar um grande produtor nacional de carne de frango. Com duas estações bem definidas, com temperaturas que variam entre 12 e 29 °C, entre o dia e a noite, é de se esperar que a temperatura do solo, na profundidade que se torna mais constante ao longo do ano, a partir de 3 m, seja próxima da média da temperatura atmosférica (~ 21 °C).

Potencialmente, o uso de trocadores de calor terra-ar acarretaria uma redução no uso de energia de sistemas ativos de climatização. Contudo, nota-se uma ausência quase absoluta no uso dessa tecnologia na avicultura nacional. Da mesma forma, não se encontrou relatos de pesquisas que abordem o estudo de sistemas geotérmicos aplicados ao setor de produção de frangos, a despeito com produção anual brasileira na ordem de milhões de toneladas.

Para esse nível de produção, e seguindo as diretrizes da EMBRAPA para a avicultura moderna (ABREU e ABREU, 2011) estima-se que o Brasil opere mais de 150.000 aviários, assumindo uma área média de 600 m² cada. Para este nível de instalações, o emprego da

geotermia tem grande potencial de reduzir emissões de gases do referido setor produtivo e torná-lo mais competitivo num contexto internacional.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste estudo, portanto, é desenvolver um modelo matemático e numérico que possa ser aplicado no projeto de trocadores de calor geotérmicos, bem como avaliar sua operação em escala de tempo diária e sazonal. Para possível adoção da tecnologia pelo setor produtivo do Distrito Federal, essa dissertação aborda, também, aspectos básicos econômicos e ambientais associados como elementos fundamentais na tomada de decisão.

1.2.2 Objetivos específicos

Em relação aos objetivos específicos, busca-se:

- Estruturar um modelo matemático bidimensional transiente capaz de avaliar a mudança de temperatura do ar no interior do trocador de calor terra-ar e sua influência na temperatura do solo ao redor em diferentes tempos de operação;
- Implementar o modelo numérico associado através da discretização pelo método dos volumes de controle;
- Aplicar o modelo numérico no projeto de adequação climática de aviários para a cidade de Brasília/DF.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 REVISÃO SISTEMÁTICA

O uso de trocadores de calor geotérmicos reduz as demandas por energia ativa para resfriar ou aquecer o ar (DIENER et al., 1986; LAKNIZI et al., 2019; KALOGIROU, 2016). O trocador de calor terra-ar (EAHE) é um dispositivo passivo que usa o solo como dissipador ou absorvedor de calor para resfriar ou aquecer o ar ao longo das estações. Assim, diversos grupos de pesquisa estudam, a longo dos anos, a aplicação da tecnologia em diferentes setores econômicos. Os estudos são, basicamente, de natureza puramente teórica, experimental ou combinação das duas. Aqui, são apresentados em ordem cronológica.

Diener et al. (1986) estudaram e modelaram, através do software FORTRAN, um trocador de calor terra-ar em contracorrente para um galinheiro de 12,2 x 91 m, abrigando 30.000 aves, a fim de observar a eficiência do sistema em Virgínia (EUA), onde a temperatura chega abaixo de 2 °C no inverno. O principal objetivo do projeto é aquecer o ar insuflado através da terra e do ar de exaustão. Com um sistema de 300 mm de diâmetro externo e 216 mm no diâmetro interno, em uma total variante entre 9,1 a 45,6 m de comprimento, os autores chegaram a uma efetividade entre 0,49 a 0,65 na sétima semana, concluindo que o sistema é eficiente no controle de temperatura da construção, tanto no inverno com os dois sistemas integrados, quanto no verão, quando apenas o sistema EAHE é acionado.

MWPS (1990) detalha os procedimentos de projeto para este método, onde, tipicamente, empregam-se tubos de 15 a 46 m, com 8 polegadas de diâmetro, para fornecer 8,5 m³/min de ar temperado. Foi observado que o tipo de solo, umidade, profundidade da tubulação, escoamento do ar, clima, e outros fatores afetam a eficiência do trocador de calor.

Zanzin et al (2002), em estudo realizado pela CEMIG na avicultura mineira, determinaram que o consumo específico médio estimado foi de 1,88 kWh para produção de uma caixa de ovos (caixa de 30 dúzias) e 0,16 kWh para a produção de um frango de corte. Verifica-se que o sistema de refrigeração é o que apresentou uma parcela maior no consumo total da agroindústria chegando a 83,0% de toda energia elétrica consumida. A quantidade de frangos abatidos por dia é em média 180.000 cabeças, com um consumo médio medido de 38.650,36 kWh dia, para a agroindústria em estudo, obteve-se um número índice (NI) total de

0,216 kWh/frango abatido e processado. Com um valor médio de peso de 1,3 kg por frango, tem-se um consumo de energia elétrica de 165,2 kWh por tonelada de frango abatido.

Santos e Junior (2004) realizaram o estudo de balanço energético de um galpão de frango. O estudo foi realizado com base em estimativas de entradas e saídas de energia, obtidas durante o acompanhamento de oito lotes de frangos de corte (janeiro/1998 a agosto/1999), em galpão comercial pertencente à Empresa Frango Sertanejo, localizada no município de Sertãozinho – SP. A quantidade média de energia requerida para produzir 1 kg de frango vivo, no sistema estudado, foi igual a 19,9 kWh.

Bansal et al (2009, 2010) avaliaram o desempenho do sistema EAHE para condições climáticas de verão e inverno em climas quentes como o oeste da Índia. O tubo estudado tem comprimento de 23,42 metros e diâmetro de 0,15 m, com velocidade de escoamento do ar entre 2 e 5 m/s, enterrado a 2,7 metros de profundidade. Em modo de aquecimento, os autores observaram aumento da temperatura do ar entre 4,1 e 4,8 °C, e diminuição entre 8 e 12,7 °C no modo resfriamento. A integração do EAHE com resfriamento evaporativo para melhoria de desempenho foi também avaliada do ponto de vista do conforto térmico, considerando o efeito combinado de temperatura e umidade.

Choi et. al (2012), investigaram o efeito de um sistema de aquecimento usando bomba de calor geotérmica (*Geothermal Heat Pump* – GHP) no desempenho da produção e ambiente de alojamento de frangos de corte na Coreia. Os autores compararam o desempenho de tais sistemas com sistema convencional, tendo diesel como fonte primária de energia. Pelos resultados do experimento, concluíram que o sistema GHP poderia aumentar o desempenho na produção de frangos de corte devido ao aumento da qualidade do ar interno. Também concluíram que o sistema GHP apresenta menos emissões de CO₂ e NH₃ com menor custo de energia que o sistema convencional de aquecimento.

Bisoniya et. al (2014) revisaram modelos de cálculo para sistemas de Trocador de Calor Terra-ar (EAHE) aplicados a estufas, currais, edifícios comerciais e residenciais, e concluíram que os trocadores são alternativas promissoras para climatização de edifícios, reduzindo o consumo de eletricidade em até 30%.

Algumas instalações pecuárias obtêm resfriamento no verão e aquecimento no inverno, insuflando o ar de ventilação através de tubos enterrados de 2 a 4 m abaixo da superfície. Estes

sistemas são bastante empregados no centro-norte dos Estados Unidos, resfriando o ar no verão e aquecendo inverno (ASHRAE, 2015).

Lakzini et. al (2015) modelaram e projetaram um trocador de calor terra-ar e avaliaram a economia no consumo de energia, nas condições meteorológicas de Marrocos, utilizando o software *Ansys CFD*. Os resultados mostraram que a temperatura do ar no interior dos aviários localizados em diferentes regiões climáticas (seis cidades) pode ser reduzida para menos de 26 °C em períodos quentes e aquecido acima de 14 °C no período frio. Em seguida, Lazkini et. al (2019) propuseram um estudo analítico de um EAHE com o objetivo de verificar o potencial de economia de energia para uma produção de 10.000 aves. Como resultado, obteve-se valores de 34,7 e 96% para o modo de aquecimento e refrigeração, respectivamente, com um sistema em paralelo composto por 80 tubos com 200 mm de diâmetro e 30 m de comprimento.

Uma análise numérica de um EAHE para fins de refrigeração no sul da Argélia foi investigada por Belatrache et al. (2016), através do programa MATLAB, e concluíram que com uma profundidade ideal de cinco metros, é possível obter diferenças de temperatura de até 20,7 °C entre o ar ambiente e o ar de saída do sistema. No referido estudo, os autores empregaram como trocador de calor de tubos de PVC com comprimento de 25 metros.

Rouag et al. (2018) apresentaram um modelo semianalítico transiente para determinar a temperatura do solo em torno de um EAHE. Num estudo seguinte, o grupo de pesquisa adaptou o modelo para prever o desempenho térmico do trocador de calor geotérmico para resfriamento de ar sob condições transientes (Mehdid et al., 2018). O modelo semianalítico foi validado usando dados experimentais da temperatura do ar ao longo do EAHE.

Moished et. al (2018) realizaram um estudo de caso de EAHE no sul do Iraque. Com a construção de um sistema composto de 2 tubos de PVC enterrados a 2 m de profundidade, analisaram a eficiência do trocador de calor em uma região onde a temperatura máxima e mínima do ar variava entre 52,3 e 18 °C com o solo a uma temperatura média de 30,5 °C. Os autores realizaram testes com ar seco e artificialmente molhado. Ao final dos experimentos, concluíram que durante o dia o sistema com solo molhado resfriou mais o ar do que o sistema seco. Em média, nas horas mais quentes do dia, a temperatura de saída do solo molhado foi de 37,35 °C enquanto no solo seco foi de 38,91 °C. Além disso, durante à noite, o sistema molhado aqueceu mais o ar do que o sistema seco.

Alshelhi et al. (2019) propuseram algo semelhante ao realizar uma análise técnico-econômica de bombas de calor na Arábia Saudita, concluindo que o sistema tem bons retornos econômicos e reduções nas emissões de CO₂.

Mostafaeipour et al. (2021) realizaram uma análise técnico-econômica e de desempenho energético em um EAHE integrado a um edifício residencial. Os autores avaliaram nove configurações diferentes e concluíram que o sistema é eficaz com tempo de retorno do investimento de cerca de três anos.

Hegazi, Abdelrehim e Khater (2021) propuseram o equacionamento e parametrização de um trocador de calor terra-ar (EAHE) otimizado a fim de reduzir os custos de operação de um ar condicionado central situado em um local de clima quente e seco. Com a ajuda do software MATLAB, variáveis como comprimento, diâmetro e quantidade de tubos foram otimizadas para obter maiores patamares de desempenho energético. Os autores ainda trazem uma análise de viabilidade econômica da implementação do sistema, incluindo dados de custos de instalação e operação, além de capital investido e tempo de retorno. A temperatura de saída diminui à medida que o comprimento do tubo e o número de tubos aumentam e o diâmetro de tubo ideal 0,35 m é encontrado para qualquer número de tubos no sistema. Como resultado, obteve-se uma redução de consumo do compressor da central de ar condicionado em 44%, atrelado a redução de custos anuais de cerca de 16,6%.

Verifica-se nesta revisão bibliográfica que a despeito do grande potencial, o setor aviário brasileiro não adota a tecnologia estudada e o setor acadêmico não realizou estudos técnico-econômicos e ambientais do possível emprego de trocadores de calor terra-ar em aviários. Neste contexto, o presente trabalho não só é oportuno como apresenta ineditismo e alarga as fronteiras da pesquisa conduzidas pelo Laboratório de Energia e Ambiente da UnB.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse capítulo, são apresentados os principais conceitos e definições acerca das condições de conforto ambiental na produção de frangos e climatização de aviários empregando-se sistemas geotérmicos na região de interesse. O capítulo finaliza apresentando e detalhando o método utilizado para a modelagem numérica do problema.

3.1 CONFORTO TÉRMICO DOS FRANGOS

As aves são animais que possuem a capacidade limitada de regular sua temperatura corporal. Portanto, é importante que os aviários mantenham temperaturas ambientais próximas às das condições de conforto dos animais para que utilizem o mínimo de mecanismos termorreguladores. A condição ambiental deve ser manipulada para manter os animais em sua faixa de conforto térmico, na maioria das vezes usando técnicas mecânicas como ventiladores, sistemas de climatização, iluminação, entre outros, acarretando elevado consumo de energia elétrica.

Na fase inicial, os animais não têm o sistema termorregulador desenvolvido e por isso necessitam de ar com temperatura entre 33 e 35 °C, evitando assim o estresse por frio, a maior causa de morte nesse período. Com o desenvolvimento do sistema de regulação de temperatura e aumento da reserva energética, a temperatura crítica vai diminuindo, podendo chegar até 22 °C na sexta semana de idade. Segundo Menegali (2009), a taxa de ventilação de ar para fins de renovação varia entre 0,23 e 0,39 m³/h/animal até a terceira semana de vida. As condições internas para frangos de corte estão resumidas na Tabela 1:

Tabela 1 - Conforto Térmico dos Frangos

Temperatura de conforto térmico	18 a 28 °C, na fase adulta	
Temperaturas ideais	1 ^a semana	32-35 °C
	2 ^a semana	29-32 °C
	3 ^a semana	26-29 °C
	4 ^a semana	23-26 °C

	5ª semana	20-23 °C
	6ª semana	20 °C
	7ª semana	20 °C
Umidade	60% e 70%	
Taxa de renovação do ar	Entre 0,23 a 0,39 m³/h	

Autoria Própria (2022)

A Figura 3 traz a relação entre temperatura ambiente e conforto térmico das aves. Quando a temperatura ambiente está abaixo da temperatura de conforto, o animal realiza a termogênese, produzindo calor. Quando a temperatura está maior, a ave realiza o processo contrário, chamando termólise, cedendo calor para o ambiente (BRIDI, 2010). Ambas as situações requerem maior consumo de energia pelos processos termorreguladores, o que diminui a quantidade de energia disponível para a reprodução e ganho de peso.

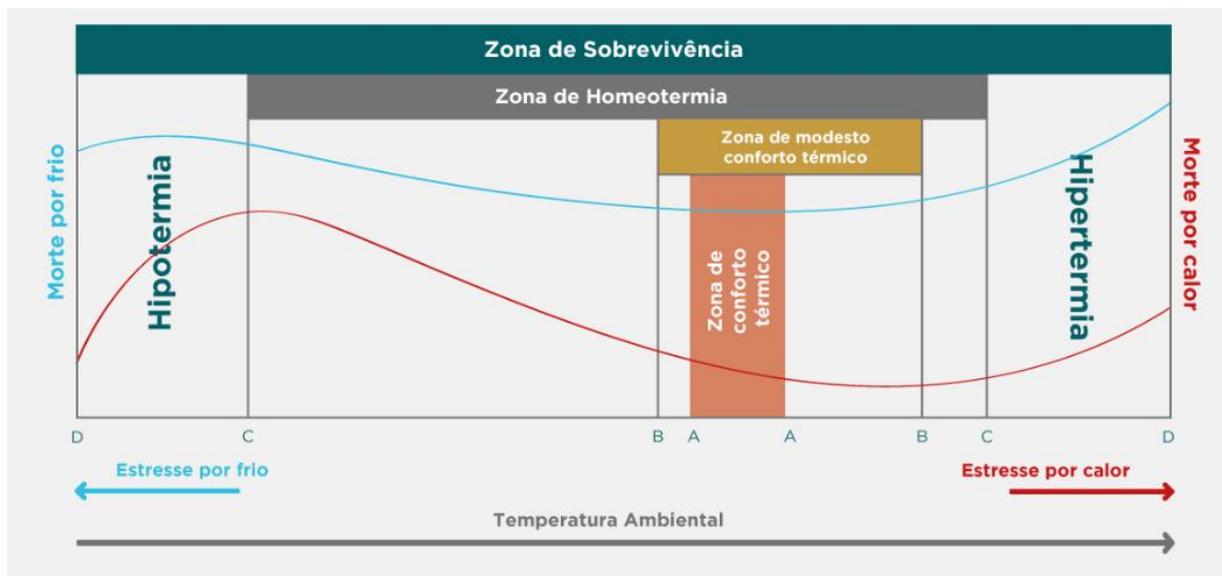


Figura 3 - Zona de Sobrevivência e Homeotermia das aves (BTA, 2020)

Observa-se que a Zona de Conforto Térmico é limitada pelas temperaturas efetivas ambientais na faixa A, isto é, de 18 a 28 °C. A Zona de Homeotermia e Sobrevivência estão representadas pelas faixas C e D, respectivamente. As temperaturas efetivas ambientais que delimitam a faixa B são a Temperatura Crítica Inferior (TCI), em torno de 15 °C, e a Temperatura Crítica Superior (TCS), com valor médio de 32 °C para aves adultas. Fora desses limites, a ave aciona seu mecanismo termorregulatório para incrementar a produção/retenção

ou dissipação do calor corporal. Para temperaturas efetivas ambientais abaixo e acima daquelas definidas na faixa C, o animal não consegue mais regular sua temperatura corporal. Nestes casos, as condições ideais do aviário precisam ser rapidamente restabelecidas para evitar a morte dos animais por hipotermia ou hipertermia.

A otimização de aviários com a implementação de técnicas de condicionamento térmico ambiental é uma alternativa viável e tem superado as desvantagens prejudiciais de alguns elementos climáticos, alcançando maior eficiência na produção de aves. Do ponto de vista termodinâmico, as aves estão em constante troca de calor com o ambiente, no entanto, essa troca só é eficiente quando a temperatura ambiente está entre 26 a 34 °C na fase de inicial e entre 19 a 25 °C na fase de crescimento (ABREU & ABREU, 2011). Nos países tropicais, a temperatura média ambiente é, portanto, mais adequada as fases iniciais de crescimento das aves.

Para manter os aviários na faixa de temperatura adequada ao estágio de rápido ganho de massa, é necessário o emprego de sistemas de climatização do ar. Os sistemas de acondicionamento térmico artificial podem ser através de ventilação forçada por pressão negativa ou positiva, por sistemas de ar condicionado, ventilação positiva associada com nebulizadores, resfriamento evaporativo, dentre outros.

3.2 SOLUÇÕES PASSIVAS

A climatização passiva é a criação e manutenção de determinadas condições climáticas sem a utilização de equipamentos e máquinas térmicas, utilizando de propriedades ambientais dos recursos naturais. São tecnologias integradas as construções que viabilizam as trocas de energia térmica por meios naturais e, quando dimensionados corretamente, reduzem o gasto energético (GONÇALVES E GRAÇA, 2004).

A radiação solar, ao atingir a superfície do planeta também é absorvida pelo solo, que aquece durante a exposição e libera calor para a atmosfera durante a noite. No entanto, devido a sua massa elevada, esse processo é lento em decorrência da inércia térmica. A capacidade de troca de calor do solo depende de suas propriedades, como condutividade, composição, calor específico e difusividade térmica.

As camadas superficiais do solo são as primeiras a aquecer e resfriar, isso torna a variação de temperatura muito grande. Em profundidades maiores, a inércia se torna maior e a troca térmica se torna mais lenta, o que faz com que a temperatura do solo seja menor que aquela da superfície, no verão. No inverno, em regiões temperadas, a temperatura do solo será maior que a temperatura atmosférica. Portanto, a escolha do local de inserção do sistema geotérmico é um parâmetro relevante, visto que diferentes localidades oferecem condições climáticas distintas entre o solo e a atmosfera. Tais condições precisam ser bem avaliadas quando se investiga a potencialidade local para o emprego de sistemas passivos.

Há diversas maneiras de se explorar os recursos naturais para fins de troca térmica, e dentre os que usam por base a ventilação destacam-se a ventilação noturna, natural, resfriamento evaporativos e trocadores de calor terra-ar (EAHE). Este último demonstra ser um dos sistemas mais promissores nas soluções passivas de climatização. Os EAHE são alternativas sustentáveis para aquecimento e resfriamento de ambientes pois consomem energia geotérmica, que é renovável. Além disso, reduzem as emissões de gases por utilizarem o ar como fluido de trabalho em vez de gases refrigerantes e produtos da combustão de hidrocarbonetos.

Existem dois tipos de sistemas, o aberto e fechado, visíveis na Figura 4. No sistema aberto, o solo é usado diretamente para resfriar ou aquecer o meio, podendo ser integrado a outro sistema de refrigeração. Já no sistema fechado, seu uso é indireto com a intermediação de um meio recuperador de calor, utilizando a recirculação do ar para que se atinja a temperatura desejada (FLORIDES, 2007). Os sistemas abertos fornecem ar limpo e fresco, o que é uma vantagem em relação aos sistemas fechados, que recirculam o mesmo ar através dos tubos.

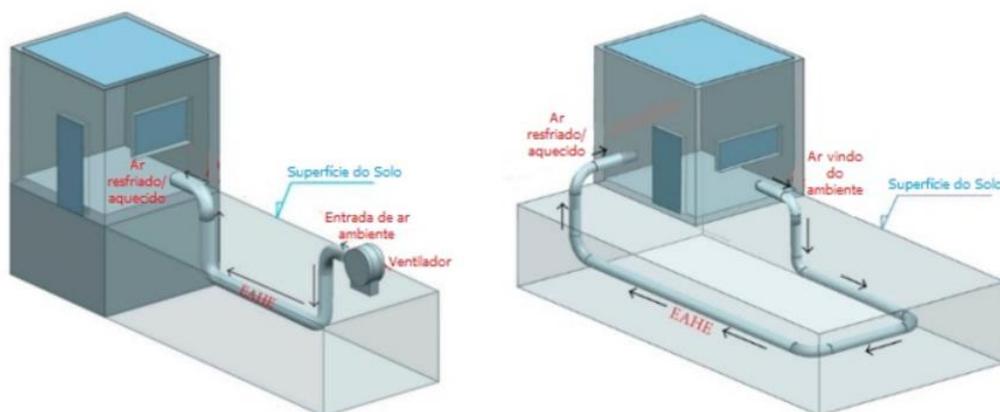


Figura 4 – Trocador de Calor Terra-Ar em sistemas aberto e fechado (Adaptado de Maoz et al, 2019)

Os trocadores de calor são feitos de materiais que possuam longa duração, geralmente feito de PEAD e concreto devido ao custo e durabilidade, este último, em torno de 50 anos. Materiais metálicos, como o cobre e alumínio são interessantes alternativas aos sistemas convencionais.

O comprimento desses trocadores depende do tipo de configuração, da carga térmica do ambiente, condições de solo, clima, variáveis locais, dentre outros. As variáveis que definem o desempenho são o diferencial de temperatura entre a entrada e saída de ar e a taxa de transferência de calor (AGRAWAL et. al, 2018). Em geral, são os fatores que devem ser otimizados a fim de melhorar o desempenho desses sistemas.

Os parâmetros mais importantes no dimensionamento de um trocador de calor terra-ar são: comprimento e diâmetro do tubo, velocidade do ar, temperatura de saída desejada e profundidade da instalação. O sistema EAHE é normalmente composto por um tubo horizontal de 30-60 m enterrado a 2-4 m do nível do solo, com diâmetros que variam entre 0,1-0,5 m, conforme mostrado na Figura 5. Comprimento inferiores a 10 m e superiores a 50 m são evitados, devido a capacidade de troca e custos operacionais, respectivamente (ASCIONE et al., 2011).

O diâmetro das tubulações é fator que mais influencia no desempenho do sistema, e seus valores variam entre 150 e 450 mm, dependendo do fluxo de ar no sistema. Os tubos devem ser posicionados ligeiramente angulados para facilitar a extração da água condensada.

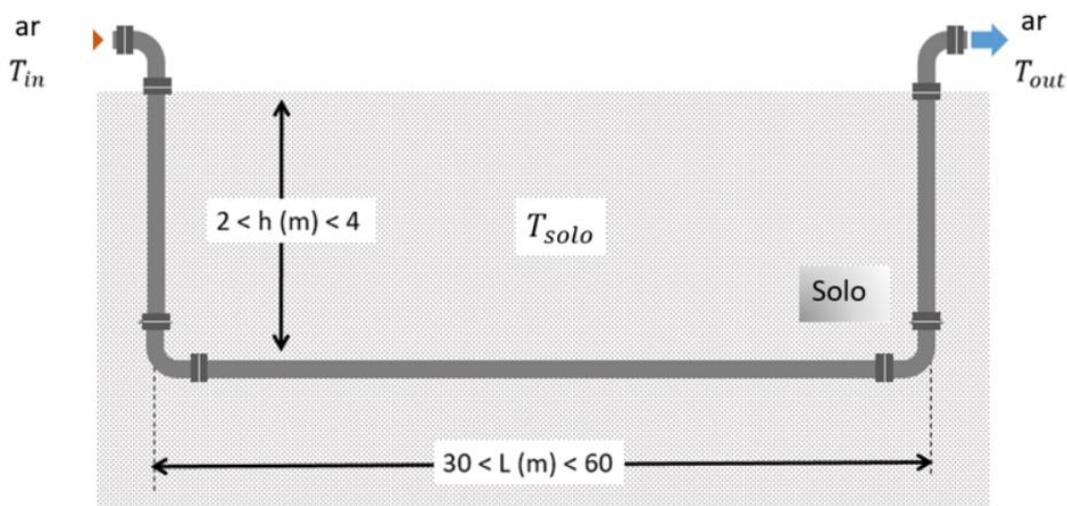


Figura 5 - *Earth-Air Heat Exchanger* (EAHE) (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

Diferentes configurações de sistema também são usadas, dependendo da carga de calor necessária do EAHE (MIHALAKAKOU et al., 2022; MOSTAFAEIPOUR et al. 2021). O comprimento da tubulação pode ser reduzido com instalações que utilizam conexões em paralelo, mas para minimizar a interferência entre vários tubos, recomenda-se uma distância de separação de 30 cm entre eles (KEPES et. al, 2015; FLORIDES, 2007).

A profundidade de deposição dos tubos recomendada é da ordem de 3,5 m (DE JESUS FREIRE, et. Al, 2013). Em profundidades inferiores a 1,5 m da superfície a terra apresenta grande variação de temperatura e insignificantes acima de 4 m.

Do ponto de vista operacional, velocidades do ar entre 0,5 e 2 m/s são adequadas para um bom desempenho do EAHE (NIU et. al, 2014). A temperatura e a vazão mássica de entrada do sistema são determinadas de acordo com o projeto. As propriedades do ar, como densidade, calor específico, viscosidade dinâmica e condutividade térmica, são dados em função da temperatura e pressão. Neste estudo, a temperatura de entrada do ar do sistema é considerada igual a temperatura ambiente (MIHALAKAKOU e SANTAMOURIS & ASIMAKOPOULOS, 1994).

Estudos demonstram que a escolha do material de um trocador bem dimensionado não afeta muito na sua efetividade, tanto no verão quanto no inverno (SAKHRI, MENNI & AMEUR, 2020; BANSAL et. Al, 2009 e 2010; ASCIONE et al., 2011). Devido as características do trocador, a transferência de calor por convecção exerce um papel mais significativo do que transferência de calor por condução. Assim, a seleção do material do tubo é feita com base em disponibilidade, custo de aquisição e manutenção. Os tubos plásticos são mais baratos, mas em contrapartida são mais vulneráveis a sofrerem danos físicos do que os metálicos, que por sua vez resistem a pressão mecânica, mas resultam em um aumento de custo de projeto em 25 a 30%.

O dimensionamento da ventilação geotérmica pode ser realizado por meio de relações de transferência de calor no interior de tubos (INCROPERA et al., 2008; NELLIS E KLEIN, 2009). Na operação do sistema, outros parâmetros precisam ser avaliados, como o comportamento térmico do solo em função do tempo, a queda de pressão do ar e condensação no tubo.

3.3 ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA E AMBIENTAL

A adoção de métodos passivos de climatização requer estudos relacionados aos ganhos econômicos e ambientais. Recomenda-se que os custos de instalação e operação do trocador terra-ar, combinado com os sistemas ativos, devem ser estimados para um período de 20 anos. Os cálculos são realizados com base na análise de custo do ciclo de vida (LCC) do sistema integrado. Os principais fatores para a avaliação são o investimento inicial, os custos de operação e manutenção da climatização, com e sem o sistema geotérmico.

O custo inicial inclui despesas de projeto, construção e instalação, enquanto o custo operacional está relacionado ao gasto de energia elétrica. Os custos de manutenção incluem despesas com inspeções e substituição de peças (BHUSARE et. al, 2020). O custo total do sistema EAHE é estimado com base no mercado brasileiro e é apresentado na Tabela 2. A viabilidade de um projeto pode ser baseada no Período de Retorno (PBP).

Tabela 2 - Custos do EAHE

Componente	Unidade	Custo (R\$)	Tipo de custo
Tubo de alumínio	30-100 metros	12/kg	Inicial
Curvatura de alumínio	6-12	44,41/unidade	Inicial
Escavação	36-48 m ³	40/m ³	Inicial
Mão-de-obra e artigos diversos	-	5% do custo inicial	Inicial
Custo de Energia	kWh	0,33	Operação

Autoria Própria (2022)

Um período de retorno simples (*Payback Period*) para sistemas de energia pode ser obtido através da Equação (1) (FARM ENERGY, 2023), adaptado para trocador de calor terra-ar.

$$PBP = \frac{\text{investimento de capital}}{\text{energia anual economizada pelo EAHE} * \text{tarifa}} \quad (1)$$

Os ganhos de energia do sistema EAHE são estimados pela Equação (2), em que $\Sigma\Delta T$ é a soma dos diferenciais de temperatura, hora a hora, entre o ambiente e temperatura de conforto térmico média dos frangos, ao longo do ano. No modo resfriamento, a soma considera que a temperatura do ar atmosférico é superior à média do conforto térmico dos animais, a forma:

$$E_{EAHE_c} = \dot{m}c_{p_{air}} \left(\sum_0^N \Delta T_c n \right) * \frac{1}{COP}, \quad (2)$$

quando $\Delta T > 0$, COP é o Coeficiente de Performance de sistemas de ar condicionado, neste trabalho considerado igual a 3.

No modo aquecimento, tem-se

$$E_{EAHE_h} = \dot{m}c_{p_{air}} \left(\sum_0^N \Delta T_h n \right), \quad (3)$$

quando $\Delta T < 0$.

Nas equações (2) e (3), c e h referem-se a resfriamento e aquecimento, respectivamente. A variável n refere-se ao número total de intervalos de uma hora em que a temperatura média do ar atmosférico é diferente da temperatura média do ar na saída do trocador de calor. Os dados retirados da base NASA POWER são dados em horas, portanto, $n = 1$ h para cada diferença de temperatura.

Outra vantagem do uso de sistemas passivos é a contribuição no atendimento as políticas de redução de emissões de CO₂. Entre os países que mais emitiram CO₂ desde 1850, o Brasil ocupa a quarta posição, sendo que a maior parte vem do desmatamento (CARBON BRIEF, 2021). Para estimar a emissão anual de CO₂ por geração de energia elétrica, deve multiplicar o consumo de energia elétrica em kWh pelo Fator de Emissão (FE), que é específico para cada país. No caso do Brasil o fator médio anual no ano de 2021 foi de 1kWh=0,1264 kgCO₂ (BRASIL, 2022)

3.4 CLIMA E SOLO DA REGIÃO DE BRASÍLIA/DF

A cidade de Brasília está situada no centro do país, fazendo parte do Planalto Central na região Centro-Oeste do Brasil. Localizada na zona de clima tropical, possui duas estações bem definidas, com chuvas no verão e inverno seco. Segundo a CODEPLAN (2022), as temperaturas médias anuais variam entre 19 °C e 23 °C, podendo chegar a 30 °C nos meses mais quentes, entre setembro e outubro. Já no período mais frio, entre junho e julho, as temperaturas podem chegar a 13 °C. A umidade do ar varia entre 70% a 80% no período chuvoso e entre 45% e 65% no período seco, podendo chegar até a valores menores que 20%. Em relação ao solo, são relativamente planos, com diferentes texturas, profundidades, porosidade e fertilidade.

Souza Jr. (2017) realizou um estudo das propriedades do solo de Brasília. O autor determinou alguns parâmetros térmicos importantes: entre 3 m e 6 m de profundidade, o peso específico natural permanece perto de 14,5 kN/m³ e capacidade de calor específico em torno de 1550 J/kg/K. A condutividade térmica do solo varia entre 1,086 W/m/K a 1342 W/m/K na superfície, elevando para 1,648 W/m/K e 1,780 W/m/K até os 6 m de profundidade.

4. METODOLOGIA

4.1 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

A seguir, apresenta-se a metodologia utilizada para dimensionar e analisar sistemas geotérmicos baseados em trocador de calor terra-ar. O capítulo apresenta a formulação matemática do problema em estudo e o modelo numérico derivado.

4.1.1 Domínio de solução do problema

O trocador geotérmico consiste em um tubo linear enterrado no solo, com o objetivo de realizar trocas térmicas entre o ar insuflado e o solo, conforme detalhado na Figura 5. A troca de energia térmica entre o ar e o solo é realizada através das paredes do tubo. O solo encontra-se inicialmente a uma temperatura conhecida e constante. Após o início da operação, o solo circundante a tubulação sofre variação de temperatura devido a troca de energia térmica entre o tubo e o ar.

A finalidade do modelo proposto é avaliar, de forma transiente, o decaimento de temperatura do ar que escoar dentro da tubulação e as alterações de temperatura do solo associadas em diferentes tempos de operação do trocador. No interior do tubo, as trocas de energia são convectivas e no solo ocorrem por condução. O domínio do problema está detalhado na Figura 6.

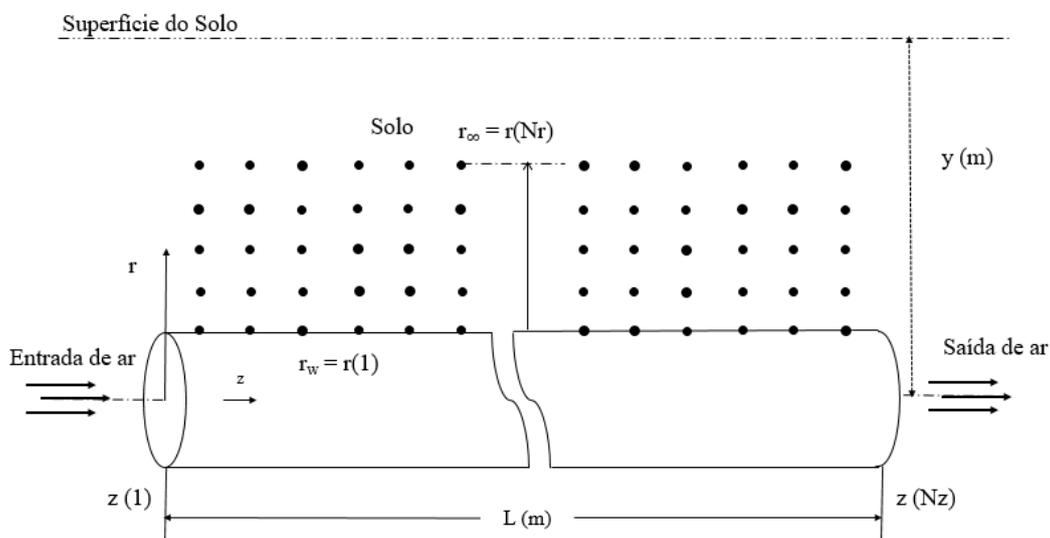


Figura 6 – Domínio de solução do problema (AUTORIA PRÓPRIA, 2023)

Neste estudo, o trocador trata-se de um tubo linear metálico de comprimento L e diâmetro nominal D . O trocador tubular está enterrado a uma profundidade mínima onde a temperatura do solo é mais constante ao longo das estações. A maioria dos trabalhos na área sugerem profundidades superiores a 3,5 metros. Tal temperatura do solo numa dada profundidade deve ser estimada por metodologia específica, via medição ou por algum modelo teórico confiável. A temperatura do solo ao redor do tubo será avaliada até um raio máximo de 1,5 m a partir da parede externa do mesmo, em função da baixa carga térmica do ar, da massa de solo e da baixa condutibilidade do mesmo.

Para a solução numérica, o domínio será dividido em volumes de controle com nós na direção radial e nós na direção axial. O número mínimo de nós na direção radial é 10 (N_r) e na direção axial é 50 (N_z). Algumas considerações foram adotadas, visando simplificar o modelo matemático e a solução numérica:

- O modelo não considera transferência de calor radiativa e latente na superfície do solo e no interior do tubo;
- O tubo está suficientemente enterrado de maneira que o domínio de interesse é caracterizado por duas dimensões;
- A parede do tubo metálico é fina e sua resistência térmica pode ser desconsiderada;
- O efeito térmico das perdas de cargas (atrito) não é levado em consideração;
- A condutividade e capacidade térmica do solo são consideradas homogêneas;
- O ar no tubo é bem misturado e seco, de modo que pode ser considerado com propriedades uniformes na direção radial;
- A temperatura superficial do tubo numa dada posição radial é constante e igual a temperatura do solo;
- O regime de escoamento no tubo é completamente desenvolvido a partir da entrada.

4.1.2 Modelo Analítico em Regime Transiente

A troca de calor entre o ar e a terra, no regime transiente, pode ser expressa em termos de r , θ , z e t , que são relacionadas, respectivamente, a distância radial do centro do tubo, o

ângulo da seção do cilindro, a distância axial da entrada do tubo e o tempo (SHARAN e MADHAVA, 2003).

A expressão matemática da condução de calor transiente em coordenadas cilíndricas é dada pela Equação (4)

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right). \quad (4)$$

Como o comprimento do tubo é muito maior do que seu diâmetro ($L/D \gg 100$), e a temperatura do solo é constante na profundidade desejada, o sistema pode ser tomado como axissimétrico, portanto, $\partial T / (\partial \phi) = 0$.

A Figura 7 mostra o domínio do sistema para as previsões numéricas nas configurações axiais e radiais, juntamente com um volume de controle em torno de um nó interno arbitrário onde o balanço de calor transiente é realizado. Cada volume de controle interno transfere energia para seus vizinhos na direção radial e axial.

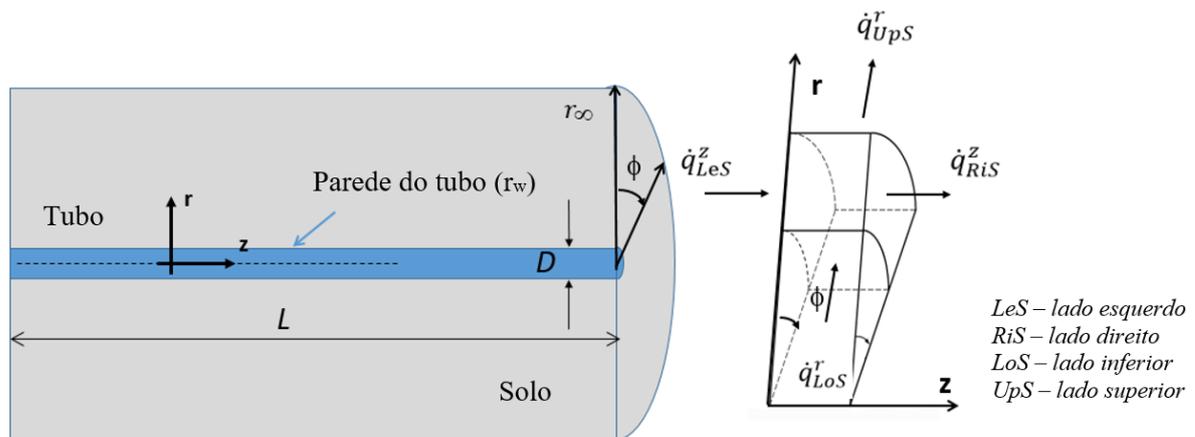


Figura 7 – Domínio do sistema e balanço energético de um volume de controle arbitrário (AUTORIA PRÓPRIA, 2023)

As propriedades do solo são homogêneas e a temperatura inicial do solo é a mesma ao longo do domínio radial. De r_w a uma distância longe do tubo (r_∞), a temperatura do solo não

é perturbada pelo EAHE. O ar é bem misturado radialmente ao longo da direção axial, aproximando-se assim do modo de escoamento *plug-flow*.

A condição inicial ($t=0$) para a temperatura do solo ao redor do tubo ($r_w > r > r_\infty$) é

$$T(r, z, 0) = T_0. \quad (5)$$

A condição de contorno na interface tubo-solo ($r = r_w$) é dada por

$$-k_s \frac{\partial T(r_w, z, t)}{\partial r} = h_c (T_{\text{air}}(z, t) - T_w(r_w, z, t)), \quad (6)$$

onde $T_w(r_w, z, t)$ é a temperatura da parede do tubo (r_w) em qualquer posição axial, h_c é o coeficiente de transferência de calor convectivo entre o ar e a parede do tubo, k_s é a condutividade térmica do solo e $T_{\text{air}}(z, t)$ é a temperatura do ar local que flui através do tubo.

Nos limites do sistema, $z = 0$ e $z = L$, respectivamente, as seguintes condições do solo são mantidas quando ($r > r_w$)

$$\frac{\partial T(r, 0, t)}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

e

$$\frac{\partial T(r, L, t)}{\partial z} = 0. \quad (8)$$

Quando $r = r_\infty$ e $0 > z > L$, tem-se

$$\frac{\partial T(r_\infty, z, t)}{\partial r} = 0. \quad (9)$$

A transferência de energia ar-solo é calculada a partir da Equação (10)

$$\pm \dot{m}_{\text{air}} c_{p,\text{air}} \frac{\partial T_{\text{air}}(z, t)}{\partial z} = 2\pi r_w h_c (T_{\text{air}} - T_w), \quad (10)$$

onde \dot{m}_{air} representa a vazão mássica de ar e $c_{p,\text{air}}$ é o calor específico do ar.

A entalpia do fluido ao longo do tubo depende da temperatura da parede e do coeficiente de calor convectivo do processo de aquecimento ou resfriamento. O ar entra no tubo à temperatura ambiente local. Nenhuma condição de contorno é necessária na saída do tubo, devido ao seu comportamento unidirecional (limite de saída).

4.1.3 Correlações do escoamento interno

O regime de escoamento no tubo é definido pelo número de Reynolds segundo a Equação (11) (INCROPERA *et al.*, 2008)

$$Re = \frac{4\dot{m}_{\text{air}}}{\rho D u'} \quad (11)$$

sendo ρ a massa específica do ar (kg/m^3), u' é a velocidade média do fluido na seção transversal (m/s), D é o diâmetro interno do tubo (m).

Em um escoamento plenamente desenvolvido, o número de Reynolds (Re) crítico, ou seja, que corresponde ao surgimento da turbulência, é aproximadamente 2300. A turbulência intensifica a troca térmica, estabelecendo, portanto, o regime de operação do trocador.

A plataforma EES possui rotinas específicas para o cálculo dos principais parâmetros hidrodinâmicos e térmicos em dutos circulares (NELLIS E KLEIN, 2009). As correlações foram estabelecidas combinando-se soluções analíticas e dados experimentais e são consideradas adequadas no estudo de trocadores do tipo terra-ar. Os comprimentos de entrada hidrodinâmico e térmico precisam ser estimados antes de se empregar as rotinas do código EES pois se limitam a escoamento totalmente desenvolvido. Em regime turbulento a razão entre o

comprimento de entrada hidrodinâmico e o diâmetro pode ser estimado como $x/D = 3,8Re^{1/6}$. Para $2300 < Re < 11 \times 10^7$, $14 < \frac{x}{D} < 56$ e um tubo com 250 mm de diâmetro, o comprimento de entrada seria entre 3,5 a 14 m, medidas inferiores ao comprimento estimado dos trocadores, isto é, 100 m.

A estimativa do número de Nusselt (Nu) requer uma condição de fronteira, e no caso do trocador geotérmico, considera-se que a temperatura da parede do trocador é igual a temperatura da camada de terra envolvendo o tubo.

Para cálculo do número de Nusselt, existem algumas correlações simples, na literatura. No entanto, elas podem ocasionar erros em torno de 25%. Esses erros podem ser reduzidos a menos de 10% utilizando relações mais complexas e precisas, como a modificação da segunda equação de Petukhov (ÇENGEL, 2008), expressa pela Equação (12), quando $0,5 \leq Pr \leq 2000$ e $3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6$,

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}. \quad (12)$$

O fator de atrito (f) para tubos lisos, com rugosidade entre 0 e 0,05, pode ser determinado a partir da Equação (13) (LI, SEEM AND LI, 2011)

$$f = 4 \left(\frac{-0,0015703232}{\ln(Re)} + \frac{0,3942}{\ln^2(Re)} + \frac{2,534}{\ln^3(Re)} \right). \quad (13)$$

Determinado o número de *Nusselt*, o coeficiente médio de convecção \bar{h} , em W/m²K, é dado pela Equação (14)

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D}, \quad (14)$$

em que k é a condutividade térmica do fluido (W/m°C).

O fluido perde energia dinâmica ao escoar na tubulação, devido a fricção entre si e entre as paredes, e essa perda é denominada perda de carga. Para obter os valores de perda de carga (ΔP), utiliza-se a Equação (15) (NELLIS E KLEIN, 2009)

$$\Delta P = \frac{fL\rho u^2}{2D}. \quad (15)$$

A potência do ventilador (FP) necessária para vencer a perda de carga do fluido dentro da tubulação é estimada por

$$FP = \frac{\Delta P \dot{m}}{\rho \eta}, \quad (16)$$

em que η é a eficiência do ventilador, igual a 0,7.

As estimativas do coeficiente convectivo e da perda de carga ao longo do trocador de calor são obtidas através da rotina “*PipeFlow_local*” na plataforma EES, na forma descrita abaixo, onde os dados de entrada e saída estão resumidos na Tabela 3:

- call PipeFlow_Local(Fluid\$, T, P, m_dot, x, RelRough: h_T_x, h_H_x, dPdx)

Tabela 3 – Dados de entrada e saída da rotina PipeFlow_local

Dados de Entrada	
Fluid\$	pode ser qualquer fluido presente na base de dados do EES, sendo gás ideal ou fluido real
T	temperatura do fluido na posição x (K)
P	pressão na posição x (Pa)
m_dot	vazão mássica (kg/s)
D	diâmetro do tubo (m)
x	posição na direção axial do tubo (m)
RelRough	rugosidade do tubo (entre 0 e 0,05)

Dados de Saída

h_{T_x}	coeficiente de transferência de calor local (W/m ² -K), assumindo que a parede do tubo está a uma temperatura constante (limite inferior)
h_{H_x}	coeficiente de transferência de calor local (W/m ² -K), assumindo um fluxo de calor constante na parede do tubo (limite superior)
dPdx	gradiente de pressão local (Pa)

Adaptado de Nellis e Klein (2009)

Obs.: No regime turbulento os coeficientes de calor (h_{T_x} e h_{H_x}) são semelhantes.

4.1.4 Comportamento térmico do Solo

O conhecimento da distribuição de temperatura do solo e o balanço energético na superfície é relevante para o resfriamento e aquecimento do ar com a utilização desse método passivo. É importante obter a temperatura do solo na superfície, em diferentes profundidades e ao longo das estações.

A capacidade de troca de calor do solo depende de suas propriedades, como condutividade, composição, calor específico, difusividade térmica e a diferença relativa das temperaturas do ar e do solo. Alguns parâmetros podem ser obtidos através de um programa auxiliar do EnergyPlus chamado *CalcSoilSurfTemp*. EnergyPlus é um software desenvolvido pelo Departamento Americano de Eficiência Energética e Energia Renovável (EERE).

A partir da definição do tipo e cobertura do solo e da inserção do arquivo climático local, o código retorna os valores da temperatura média do solo próximo à superfície, a amplitude térmica do solo e a constante de fase da superfície. A temperatura do solo, em algum local específico, em uma dada profundidade, pode ser estimada usando a Equação (17) (KASUDA E ACHENBOCH apud HEGAZI, ABDELREHIN e KHATER, 2021)

$$T_{soil} = T_m - A_s \exp \left[-y \left(\frac{\pi}{365 \alpha_s} \right)^{\frac{1}{2}} \cos \left\{ \frac{2\pi}{365} \left[d - d_0 - \frac{y}{2} \left(\frac{365}{\pi \alpha_s} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \right], \quad (17)$$

sendo T_m a temperatura média anual da superfície do solo, α_s é a difusividade térmica do solo (m^2/dia), A_s é a amplitude térmica da superfície do solo ($^{\circ}\text{C}$), y representa a profundidade em que o tubo está enterrado (m), d_0 é uma constante de fase da temperatura de superfície do solo (dia) e d é o dia selecionado do ano (dia).

4.2 MODELO NUMÉRICO

Diversos modelos numéricos podem ser usados para simular e realizar previsões sobre o desempenho de um trocador geotérmico. Baseados em equações diferenciais, esses modelos descrevem principalmente a transferência de calor por condução no solo e também a convecção no interior do tubo.

Segundo Tittelen, Achard e Wurtz (2009), os métodos numéricos aplicados ao EAHE são divididos em duas categorias. A primeira considera que apenas uma parte da geometria é influenciada pelos tubos, e o segundo considera a influência em todo o domínio.

O modelo numérico proposto neste trabalho se enquadra na primeira categoria e considera principalmente as condições de contorno do solo a partir da equação de balanço energético na superfície e a presença do trocador de calor terra-ar, além da convecção forçada no interior do tubo. O modelo é transiente, considerando uma geometria axial bidimensional, em que o solo tem uma dada temperatura, valor inicial, no tempo zero da integração. A medida em que o solo interage energeticamente com o ar que flui no interior do tubo, sua temperatura é alterada. A uma determinada distância radial, é considerado que o solo não é perturbado pela presença dos tubos.

4.2.1 Método dos volumes de controle

O conjunto de equações apresentado na seção anterior deve ser resolvido por algum método numérico. O método dos volumes de controle tem por objetivo a solução de equações diferenciais parciais através da transformação em problema algébrico discretizando-se do domínio contínuo.

Esse modelo foi baseado no método dos volumes de controle implementado na plataforma EES e citado por Klein e Nellis (2013). As extensas funções de propriedades matemáticas e termofísicas no EES permitem a simulação eficiente de problemas relacionados à energia.

A função básica fornecida pelo EES é a solução numérica de equações algébricas e diferenciais lineares e não lineares. O EES utiliza equações em vez das atribuições que são usadas em uma linguagem de programação formal. O EES resolve sistemas de equações (ou seja, relações entre variáveis) automaticamente, o que libera o usuário de ter que desenvolver sua própria técnica iterativa para resolver um conjunto de equações não lineares.

Para condução de calor transiente, onde $dy / dt = f(t, y)$, o programa pode encontrar a solução $y = \int f(t, y)dt$, através da seguinte linha de comando, expressa pela Equação (18)

$$y = y(0) + \text{INTEGRAL}(f(t, y); t; t_{\text{ini}}; t_{\text{fin}}; \Delta t). \quad (18)$$

O EES usa uma variante do método de Newton para resolver milhares de equações algébricas e diferenciais não-lineares. A integração se encerra quando a mudança nas variáveis, durante iterações consecutivas, é reduzida a 10^{-9} , ou o resíduo relativo das variáveis é menor que 10^{-6} .

No presente estudo, deve-se transformar a derivada parcial geométrica, do lado direito da Equação (4), em sua contraparte algébrica através de algum esquema de volumes de controle para que a solução possa ser obtida usando o comando integral em EES. A solução numérica pode ser obtida após a divisão do domínio do sistema em grande número de volumes de controle de formato cilíndrico. Conforme ilustrado na Figura 7, o balanço de energia para qualquer nó interno arbitrário (i, j) pode ser dado por

$$\frac{dT_{i,j}}{dt} = \frac{1}{(\Delta V_s \rho_s c_s)_{i,j}} \left(\dot{q}_{i,j}^{\text{LoS}} + \dot{q}_{i,j}^{\text{UpS}} + \dot{q}_{i,j}^{\text{LeS}} + \dot{q}_{i,j}^{\text{RiS}} \right). \quad (19)$$

A Equação (19) aplicada aos nós internos, juntamente com aqueles relacionados aos limites do sistema podem ser resolvidos usando o "*Integral Command*" na plataforma do EES,

após a formulação do fluxo de calor em termos da temperatura dos nós vizinhos. Para a direção radial, a condução de calor através de uma dada interface do volume de controle é calculada usando

$$\dot{q}_{i,j}^r = k_s A_r \frac{(T_{i-1,j} - T_{i,j})}{\Delta r}, \quad (20)$$

em que $A_r = f(r, \emptyset)$.

Após a discretização, as áreas das interfaces são calculadas e armazenadas em um vetor para uso posterior. Para a direção axial,

$$\dot{q}_{i,j}^z = k_s A_z \frac{(T_{i,j-1} - T_{i,j})}{\Delta z}. \quad (21)$$

A áreas das interfaces nas direções axiais dependem da posição radial do volume de controle, de tal forma que $A_z = f(r, \emptyset)$. Após a discretização, as áreas axiais são calculadas e armazenadas em um vetor.

A substituição das Equações (19), (20) na Equação (21) leva à Equação (22), para qualquer nó interno (i, j)

$$\frac{dT_{i,j}}{dt} = F(T_{i-1,j}; T_{i,j}; T_{i+1,j}; T_{i,j-1}; T_{i,j+1}; A, \Delta z; \Delta r; \Delta V_s; \rho_s; c_s; k_s), \quad (22)$$

para $i = 2 \dots (n_r - 1)$ e $j = 2 \dots (n_z - 1)$, onde n_r e n_z corresponde ao número de nós no domínio do sistema (Fig. 2).

Os volumes de controles nas fronteiras reivindicam estratégias adequadas devido aos seus tamanhos e ao tipo de interação térmica. Nas imediações da parede do tubo, no solo, são submetidos ao seguinte balanço térmico

$$\left(\frac{\Delta V_s \rho_s c_s}{k_s}\right)_{1,j} \frac{dT_{1,j}}{dt} = \dot{q}_{1,j}^{UpS} + 2\pi r_w h_c (T_{air} - T_{1,j}), \quad (23)$$

para $j = 1 \dots n_z$.

Longe do tubo, na direção radial, a temperatura limite é a do solo não perturbado. A condição limite em $z = 0$ para $r > r_w$, seguindo a Equação (7) é

$$T_{i,1} = T_{i,2}. \quad (24)$$

E em $z = L$ para $r > r_w$ como reivindicado pela Equação (8), é

$$T_{i,n_z} = T_{i,n_z-1}. \quad (25)$$

4.2.2 Parâmetros do modelo numérico

As previsões numéricas foram realizadas com base nos principais parâmetros apresentados na Tabela 4. O galpão selecionado tem capacidade para 9.500 aves, medindo 12 m de largura por 50 m de comprimento. A vazão mássica, parâmetro principal, foi definida a partir da taxa de ventilação mínima para renovação de ar requerida pelas aves.

Tabela 4 - Parâmetros do modelo

Parâmetro	Valores	Observação
Raio do tubo (r_a)	100 a 500 mm	Função da perda de carga
Distancia radial arbitrária (r_w)	1,5 a 5,0 m	
Comprimento do trocador (L)	30 a 100 m	
Condutividade do solo (k_s)	1,3 (W/mK)	
Difusividade do solo (α_s)	$5,7 \times 10^{-7}$ (m ² /s)	
Capacidade específica do solo (c_s)	1550 (J/kgK)	

Vazão mássica de ar (\dot{m}_a)	0,5 a 2,0 (kg/s)	Função da taxa de ventilação
Coefficiente de convecção médio (h)	30 a 300 (W/m ² K)	
Número de Reynolds (Re)	150.000 – 550.000	Função da potência do ventilador
Capacidade específica do ar (C_p)	1005 J/kgK	
Potência do Ventilador (W)	100 a 10000 W	Função da perda de carga
Temperatura do ar/ambiente (T)	de 10 a 40 °C	

Autoria Própria (2022)

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 VALIDAÇÃO

O código foi validado comparando as previsões numéricas com a distribuição analítica de temperatura para transferência de calor em cilindro oco quando o regime permanente é atingido. A solução analítica para a condução de calor nessa geometria é (INCROPERA et. al, 2008):

$$T(r) = T_{s2} + \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln \frac{r}{r_2}, \quad (26)$$

em que $T(r)$ é a temperatura através do cilindro, T_s é a temperatura das superfícies e r é o raio. Utiliza-se o subíndice (1) para interno e (2) para a externa.

Para as previsões numéricas, empregou-se um cilindro oco de 10 m de comprimento, feito de terra, com raios internos e externos iguais a 0,05 m e 1,0 m, respectivamente, como demonstrado na Figura 8:

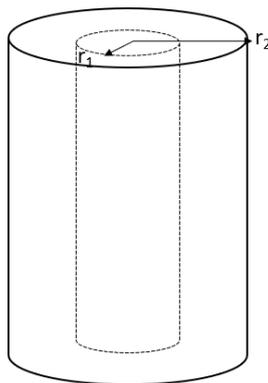


Figura 8 - Cilindro oco feito de terra (AUTORIA PRÓPRIA, 2023)

Os seguintes valores foram adotados para a terra, 1.471 kg/m^3 , 1.550 J/kg/K e $5,7 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, para, respectivamente, a densidade, calor específico e difusividade térmica. A temperatura

da superfície interna foi considerada igual a 60 °C e a superfície externa em 22 °C. O domínio do sistema foi dividido em 20 volumes de controle, para essa validação.

A Figura 9 mostra as previsões analíticas e numéricas em termos de diferença adimensional de temperatura (θ). Como se pode observar, os resultados são bastante semelhantes, diferindo em menos de 0,1%. Através dessa análise foi possível validar o código referente a condução no solo circundante trocando energia com o trocador terra-ar.

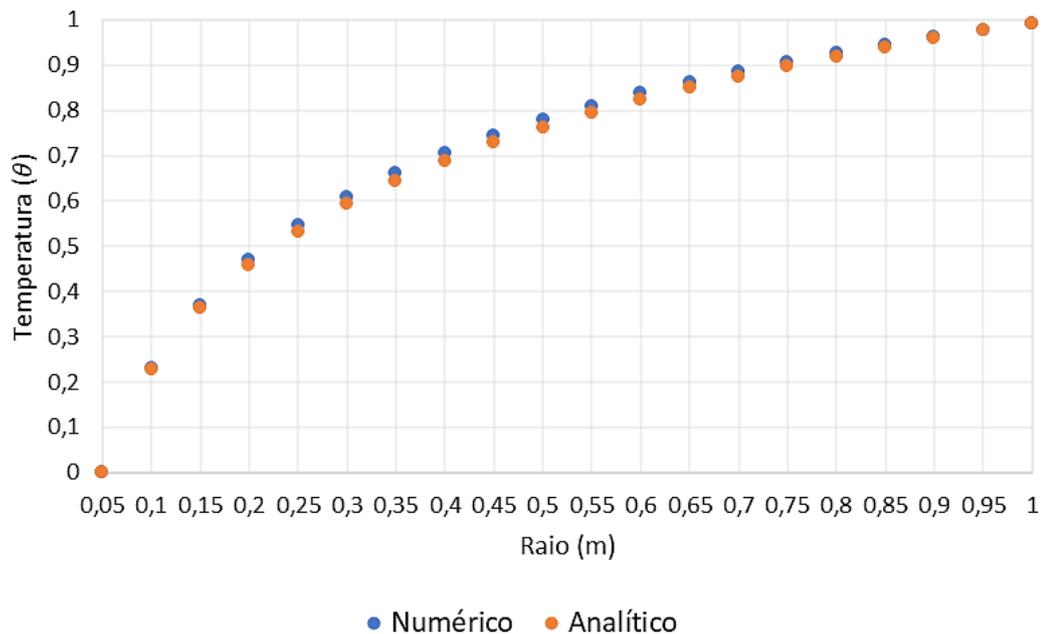


Figura 9 - Resultados obtidos por vias numérica e analítica (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

As previsões do código também foram comparadas ao resfriamento transiente do ar medido experimentalmente por Mehdid et al. (2018). A investigação experimental foi realizada em EAHE horizontal, instalado na Universidade de Biskra, sul da Argélia.

Para tal análise, foi utilizado um tubo linear de PVC de 47 metros de comprimento e 0,11 m de diâmetro, enterrado a 3 m de profundidade, onde a temperatura do solo é aproximadamente 22 °C. O ar entra no sistema com uma velocidade constante de 3,5 m/s e sua temperatura de entrada aumenta gradativamente durante as 6 horas de operação. Para essa validação, o domínio do sistema foi dividido em 100 volumes de controle, a fim de obter valores próximos aos sensores instalados no experimento.

A Figura 10 apresenta a comparação dos resultados experimentais obtidos pelos autores com os valores retornados pelo código desenvolvido nesse estudo, após 1 hora. Nota-se que as diferenças de valores são pequenas, em média, inferiores a 3,7%. Após essa validação, pode-se concluir que o código pode ser empregado para dimensionamento e operação de EAHE.

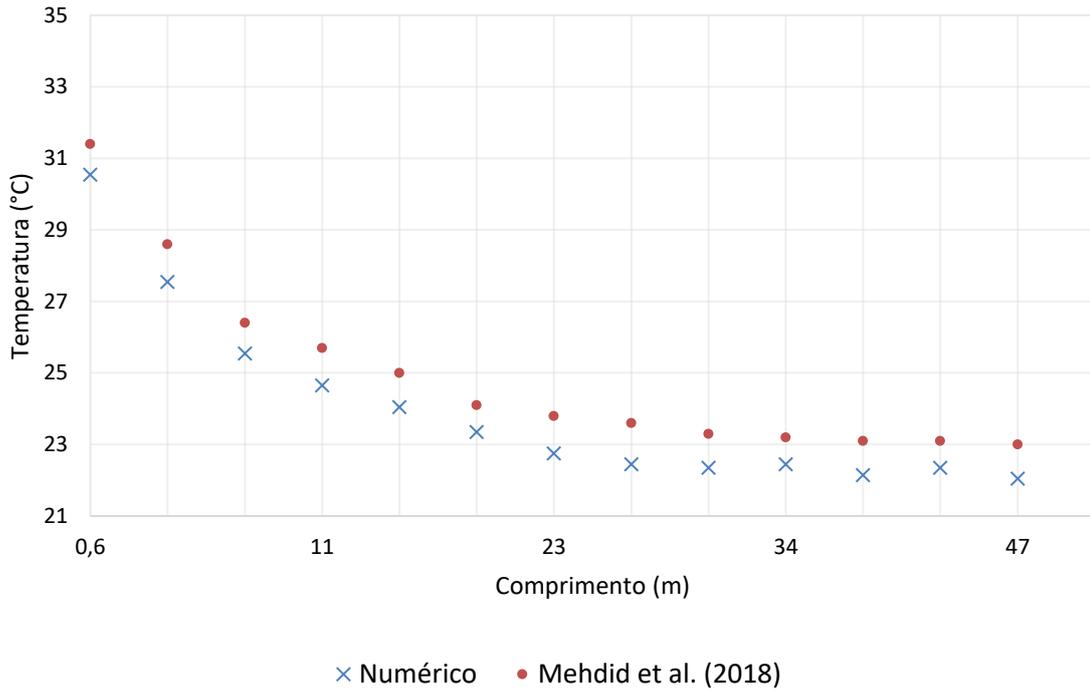


Figura 10 - Comparação de resultados numéricos e experimentais (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

5.2 GEOMETRIA DO TROCADOR (DxL)

A efetividade do trocador de calor terra-ar, em função do comprimento do tubo, pode ser avaliada considerando-se um sistema com razão de capacitância nula, isto é, a capacitância do solo é muito superior à do ar, assim

$$\frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{solo}} = 1 - \exp\left(-\frac{U\pi DL}{\dot{m}_{ar}c_{p,ar}}\right). \quad (27)$$

Considerando-se $\dot{m}_{ar} = 1,25 \text{ kg/s}$, $c_{p,ar} = 1005 \text{ J/kgK}$, $U = 35 \text{ W/m}^2\text{K}$, $D = 200 \text{ mm}$, $T_{in} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ (temperatura de entrada) e $T_{solo} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ (temperatura do solo), obteve-se o perfil de decaimento da temperatura do ar conforme ilustrado na Figura 11:

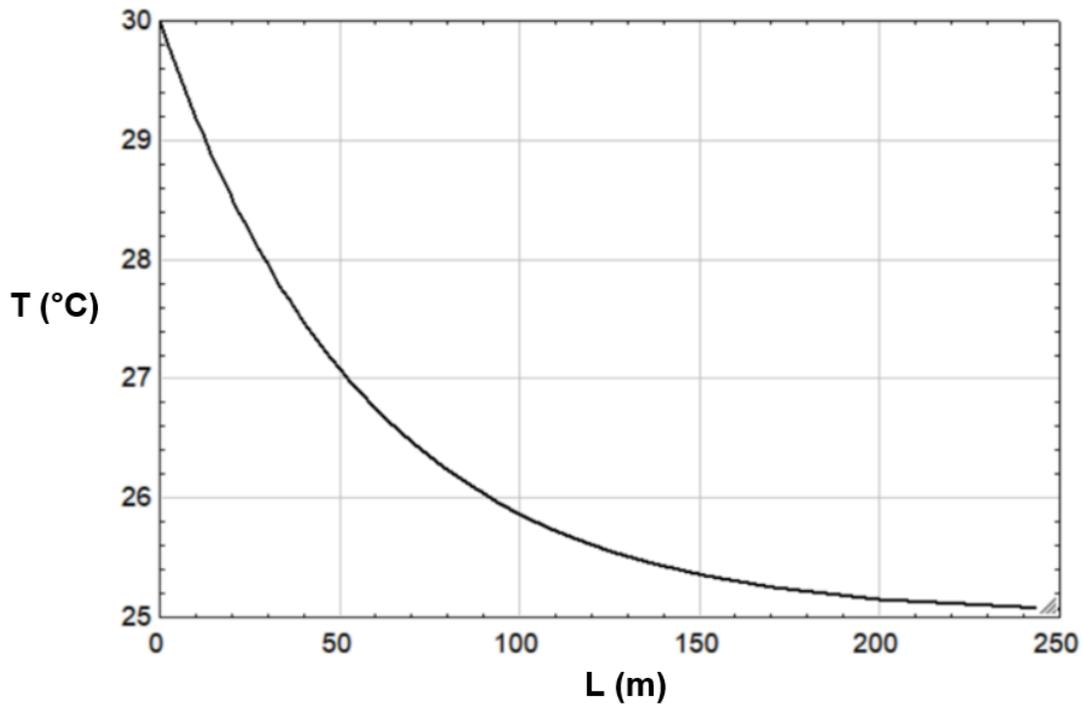


Figura 11 - Decaimento da temperatura do ar em função do comprimento do trocador de calor terra-ar (AUTORIA PRÓPRIA, 2023)

Como observado, a mudança de temperatura do ar ao longo do tubo ocorre de forma exponencial. Desta forma, para o ar atingir a temperatura do solo seriam necessários longos comprimentos de tubo. É necessário, portanto, estabelecer um valor de efetividade que se torne atrativo ao modelo de negócio do setor, do ponto de vista econômico, o emprego de trocadores de calor geotérmicos. A Figura 12 apresenta os cálculos da efetividade e NUT – Número de Unidades de Transferência, em função do comprimento do trocador de calor terra-ar para as condições estabelecidas na Figura 11.

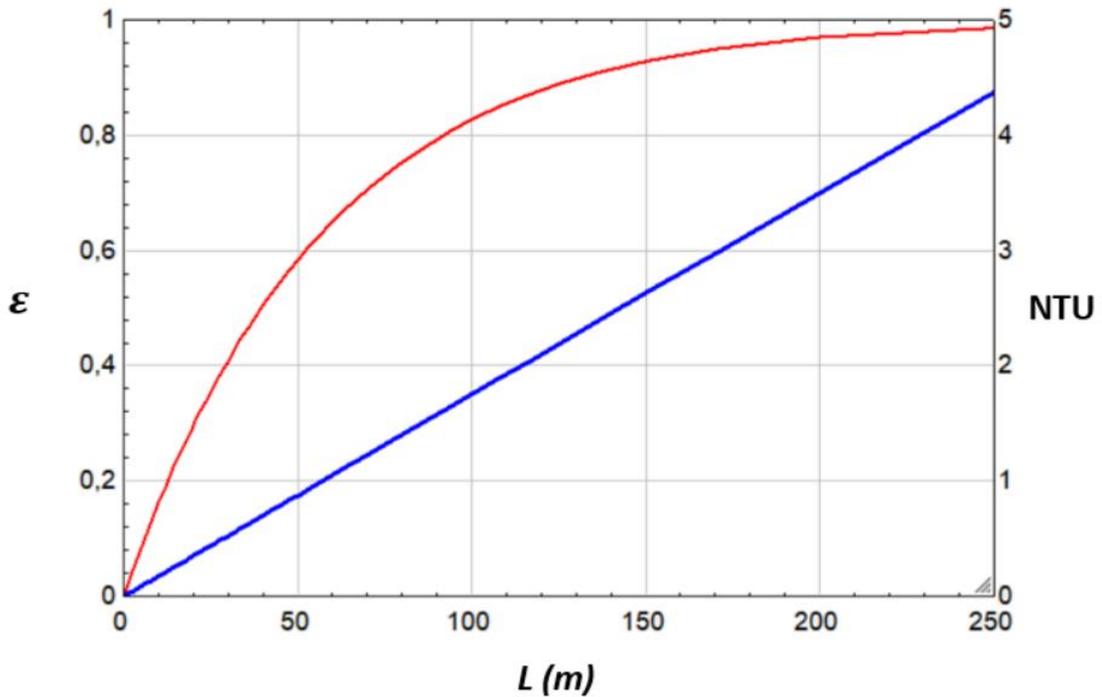


Figura 12 – Efetividade (—) e NUT (—) do trocador em função do comprimento do tubo (AUTORIA PRÓPRIA, 2023)

Os ganhos em termos de NUT para valores de efetividade superior a 0,8 são mínimos, ao mesmo tempo que o trocador demanda tubos com comprimentos muito superiores a 100 m. Na faixa de efetividade entre 0,6 e 0,8, equivalentes a NUT's de 1 a 2, respectivamente, seriam utilizados trocadores com no máximo 100 m de comprimento, compatível com as dimensões dos aviários. Cabe destacar, a condutância (UA) é um parâmetro fundamental na definição da geometria do trocador de calor, considerando-se os custos energéticos para insuflar o ar (perda de carga). Há, portanto, necessidade de se maximizar a condutância para um dado comprimento de tubo e, paralelamente, avaliar a perda de carga.

A redução no diâmetro do tubo acarreta elevados valores de queda de pressão, conforme ilustrado na Figura 15. Os valores de condutância e perda de carga foram normalizados empregando-se o máximo valor aferido entre os diâmetros de tubo de 100 e 500 mm.

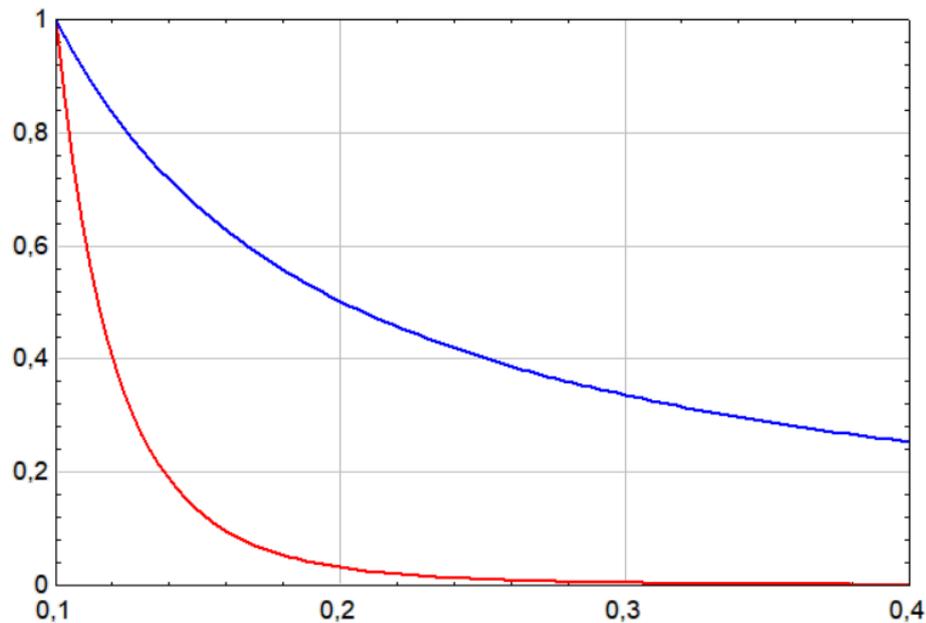


Figura 13 - Perda de carga (—) e condutância (—) normalizadas em função do diâmetro do tubo (AUTORIA PRÓPRIA, 2023)

Perdas de carga elevadas exigem ventiladores mais potentes e conseqüentemente maior custo operacional. O diâmetro de 100 mm tem melhor desempenho de troca de energia, mas com perda de carga da ordem de 570 kPa. Diâmetros superiores a 200 mm exigem baixa potência, com valores insignificantes entre 300 e 400 mm. Contudo, para se atingir valores elevados de NUT (> 4) e efetividade ($> 0,95$), seriam necessários comprimentos de tubo superiores a 200 m, elevando os custos de instalação. Tais predições foram realizadas empregando-se a equação da efetividade do trocador juntamente com a rotina “*pipe-flow*” da biblioteca da plataforma EES (detalhada em anexo).

Na Figura 14 tem-se a temperatura do ar de saída do tubo em relação ao comprimento, após 1h de operação, para diâmetros variando entre 100 e 500 mm e comprimento entre 10 e 100 metros. As predições foram realizadas pelo modelo transiente, considerando $\dot{m}_{ar} = 1,12$ kg/s, $c_{p,ar} = 1005$ J/kgK, $T_{in} = 33$ °C (temperatura de entrada) e $T_{solo} = 22,3$ °C (temperatura do solo).

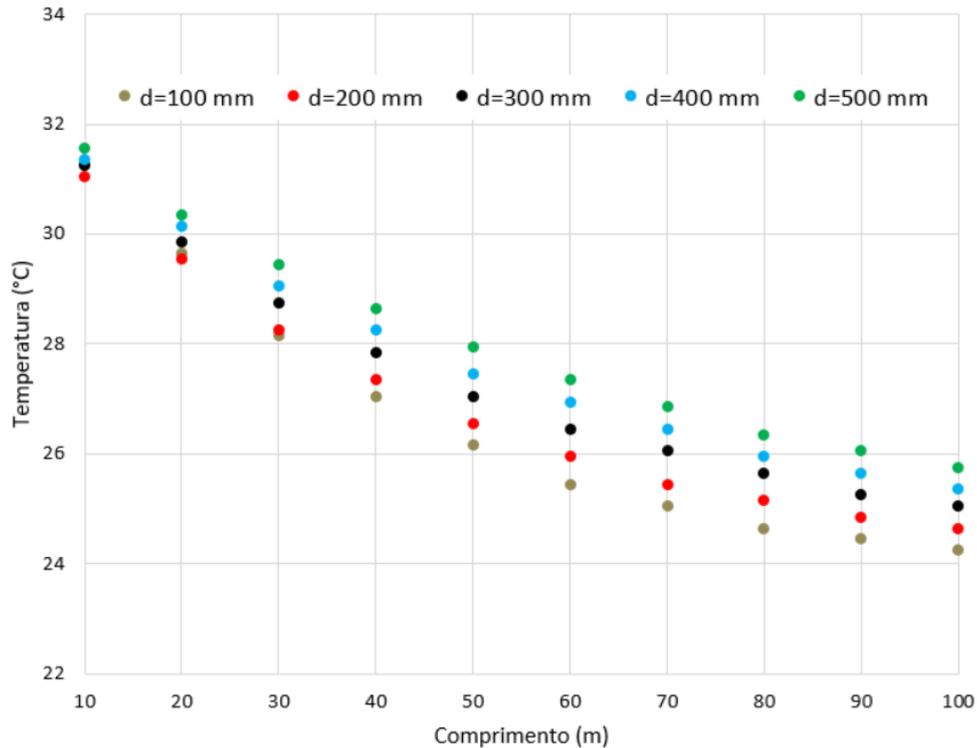


Figura 14 - Influência do comprimento na temperatura de saída do ar (AUTORIA PRÓPRIA, 2022).

Nota-se que o maior decaimento de temperatura ocorre nos primeiros metros, sendo necessário cada vez maiores comprimentos para reduzir menores diferenciais de temperatura.

A redução no diâmetro, dentro da faixa de Re prevista pelo modelo, implica maior troca térmica devido ao aumentando da turbulência do ar no interior do tubo. Elevados número de Reynolds também implicam excessiva perda de carga no trocador. Na Figura 15 é apresentada a relação entre a efetividade e o comprimento do tubo, para quatro valores de diâmetro, entre 100 e 500 mm. Os resultados foram obtidos através de simulações no modelo transiente. Nota-se que para menores diâmetros tem-se maiores rendimentos de troca.

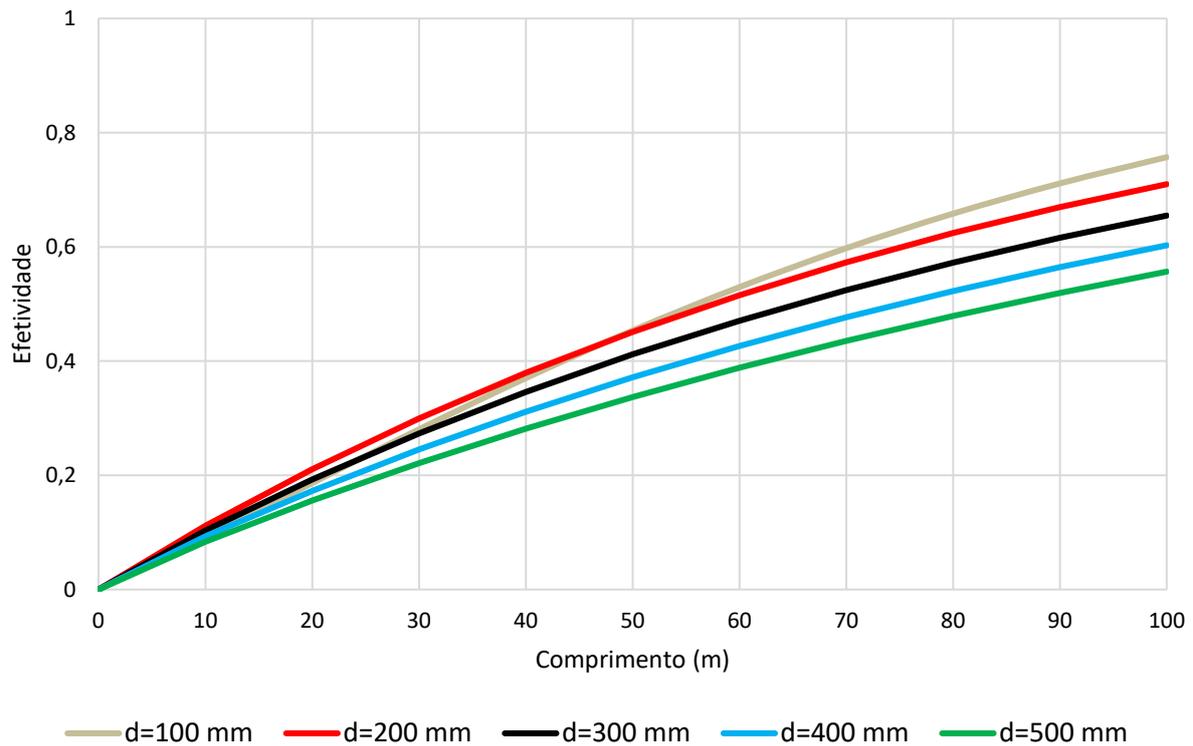


Figura 15 - Influência do diâmetro na efetividade do trocador de calor (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

5.3 DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DO TROCADOR

Aqui, avaliaram-se o rendimento e o custo de instalação e operação dos trocadores de calor em função do diâmetro e comprimentos dos tubos para um período de cinco anos. O período de cinco anos parece conservador, pela falta de dados reais sobre emprego de tubos metálicos em trocadores terra-ar. Sistemas com tubos de material plástico teriam vida útil próximas a 50 anos (BISONIYA et al., 2014; HOLLMULER e LACHAL, 2001).

Foram selecionados cinco valores de diâmetro, entre 100 e 500 mm. Como critério de escolha, seriam aceitáveis configurações com efetividade superior a 0,6. Os resultados obtidos podem ser visualizados na Tabela 5:

Tabela 5 - Resultados de efetividade e custo para diferentes diâmetros e comprimentos do trocador de calor terra-ar

Diâmetro (mm)	Rendimento	Comprimento (m)	Custo (R\$)
100	0,65	80	100.000+
	0,71	90	100.000+
	0,75	100	100.000+
200	0,62	80	49.500
	0,66	90	55.550
	0,71	100	61.590
300	0,57	80	17.700
	0,61	90	19.800
	0,66	100	21.950
400	0,52	80	15.590
	0,57	90	17.440
	0,60	100	19.290
500	0,48	80	16.330
	0,52	90	18.270
	0,56	100	20.210

Autoria Própria (2022)

Na Figura 16 são expostas as curvas de relação entre custo e efetividade dos diâmetros analisados, para tubos com comprimento de 100 m.

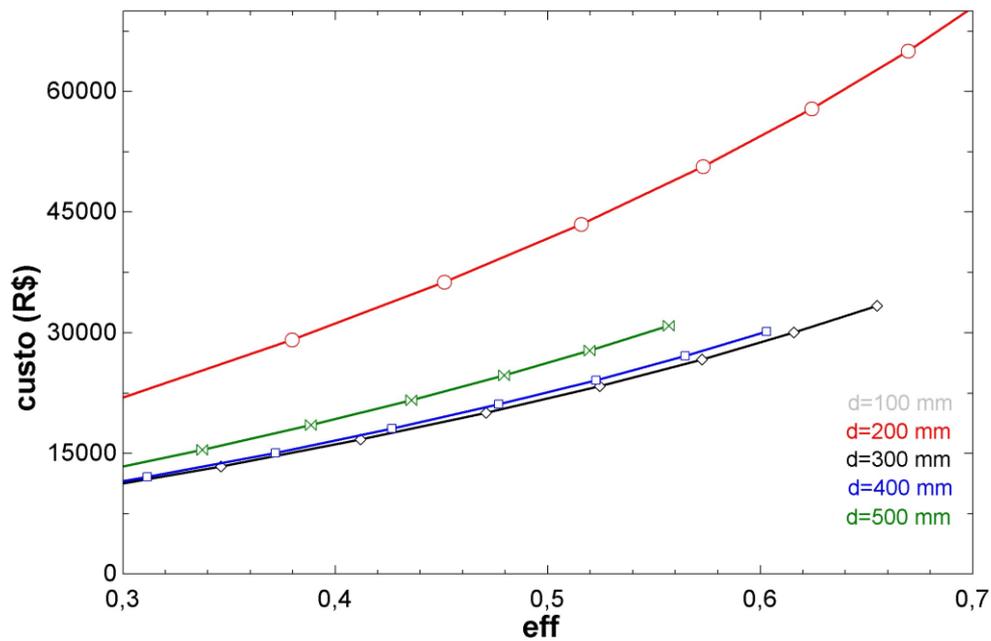


Figura 16 - Curva de custo x rendimento de diferentes diâmetros (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

Observa-se que o diâmetro que atende os requerimentos estabelecidos, isto é, efetividade de troca superior a 0,6, combinado com menor custo, é o equivalente a 300 mm. A curva referente ao diâmetro de 100 mm não aparece devido a discrepância de valores de custo, dada a perda de carga excessiva. Considerando as medidas comerciais de tubos metálicos, escolheu-se o diâmetro nominal de 12 polegadas, com espessura de 3 mm, que resulta em peso teórico de 7,5 kg/m. Para diâmetro de 12 polegadas e comprimento de 100 metros, gera-se uma perda de carga de 386 Pa, exigindo potência de ventilador de 563 W (~0,75 cv).

5.4 PERFIL DE TEMPERATURA DO SOLO

5.4.1 Potencial Geotérmico do Brasil

A aplicação eficiente da energia geotérmica pode diferir em todo o país devido a latitude, maritimidade, massas de ar e outros fatores climáticos. O território brasileiro é dividido, basicamente, em seis climas (BRASIL ESCOLA, 2023):

- Equatorial: quente e úmido, predominante principalmente na região Norte do país. Possui alto índice de umidade e altas temperaturas, com médias que variam entre 25°C e 28°C.
- Semiárido: quente e seco, com chuvas escassas e mal distribuídas, ocorrem em grande parte da região Nordeste. Possui baixa umidade e elevadas temperaturas, variando entre 25°C e 27°C.
- Tropical: abrange quase todo o território, é marcado por duas estações do ano bem definidas, uma quente e úmida e a outra mais fria e seca. A amplitude térmica varia entre 5 °C e 7 °C, com temperaturas oscilando entre 18 °C e 27 °C, podendo superar os 30 °C em meses quentes.
- Tropical de altitude: ocorre nos planaltos elevados da região Sudeste e é caracterizado por temperaturas mais amenas, variando entre 15°C e 22 °C. Há o registro de geadas no inverno pela ação de massas de ar frias em algumas localidades.
- Tropical atlântico: ocorre no litoral leste brasileiro, caracterizado por elevada umidade e chuvas intensas, que se concentram nos meses de inverno. Médias de temperatura variam entre 18°C e 26°C.
- Subtropical: ocorre na região Sul do Brasil e marcado pelas baixas temperaturas, inverno frio e eventual ocorrência de geada e precipitação na forma de neve. Clima mais ameno do território, com temperaturas que variam em torno de 18 °C até valores negativos.

A Figura 17 mostra o território brasileiro e para cada tipo de clima foi escolhida uma cidade representativa, conforme destacado na Tabela 6, juntamente com as médias de temperatura do solo a profundidade de 4 metros. O uso de sistemas geotérmicos, contudo, não é determinado pela temperatura absoluta do solo, mas entre a diferença de temperatura deste com o ar atmosférico nas profundidades em que a temperatura do solo é mais constante (geotermia).



Figura 17 – Território Brasileiro (AUTORIA PRÓPRIA, 2023)

Tabela 6 - Cidades Seleccionadas do Brasil e temperatura do solo a 4 m

Ref.	Clima	Cidade	Temperatura média do solo (°C)
1	Equatorial	Cachimbo/PA	30,86
2	Tropical de altitude	Belo Horizonte/MG	22,25
3	Semi-árido	Jacobina/BA	31,55
4	Tropical Atlântico	Rio de Janeiro/RJ	27,00
5	Tropical	Cuiabá/MT	28,15
6	Subtropical	Curitibanos/SC	19,33

Autoria Própria (2022)

A Figura 18 mostra a temperatura do solo ao longo do ano para as cidades listadas na Tabela 6. Verifica-se que em áreas tropicais e subtropicais do país a temperatura do solo oscila entre 18 e 28 °C. Os estados brasileiros localizados nesses climas respondem por mais de 70% da produção avícola do país.

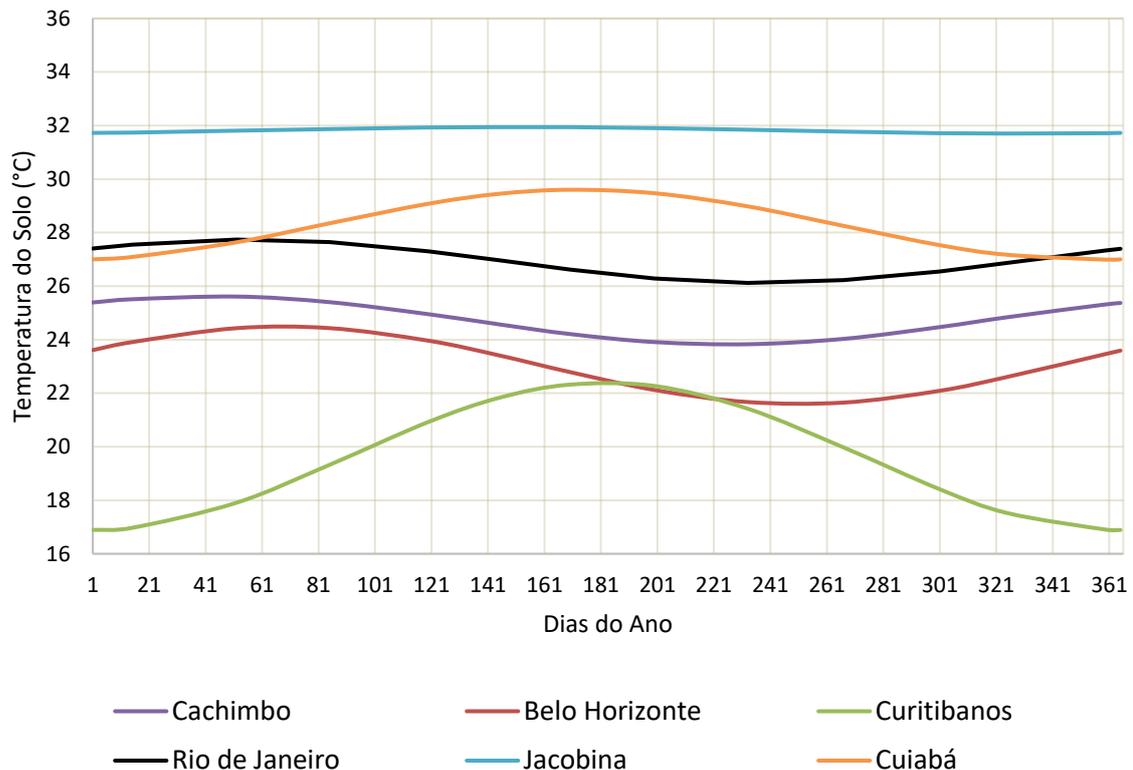


Figura 18 - Temperatura do solo, a 4 m, nas cidades representativas (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

5.4.2 Potencial Geotérmico de Brasília/DF

A cidade de Brasília/DF está localizada na latitude $5,87^\circ$ e longitude $-47,93^\circ$, com uma altitude de 1060 metros. O arquivo climático utilizado para extração de dados é do tipo *Typical Meteorological Years* (TMY), com dados derivados entre 2004 e 2018. O ano típico TMY consiste em 12 meses reais, a seleção destes 12 meses é feita a partir de dados de um período mínimo de 10 anos e preferencialmente de 30 anos, podendo ser composto por meses de diversos anos.

Algumas variáveis necessárias para a definição da temperatura do solo podem ser obtidas através de um programa auxiliar do EnergyPlus. O programa dispõe de 4 tipos de solo:

Heavy and Saturated, Heavy and Damp, Heavy and Dry e Light and Dry. Cada tipo de solo apresenta características próprias, segundo o manual do programa, descritas na Tabela 7:

Tabela 7 - Características térmicas dos tipos de solos

Tipo de solo	k_s (W/m.K)	α_s ($m^2/s \cdot 10^{-7}$)
Heavy and Saturated	2,42	7,81056
Heavy and Damp	1,30	5,5728
DHeavy and Dry	0,865	4,45824
Light and Dry	0,346	2,4192

Adaptado de Energy Plus (2020)

Conforme as informações acerca do solo da região de Brasília-DF, é possível deduzir que o tipo de solo é semelhante ao padrão *Heavy and Dump*. Em relação a cobertura do solo, foi escolhido um solo com vegetação e levemente úmido, representado pelo tipo *Covered and Moist*.

Com a inserção dos dados de solo e arquivo climático, o programa auxiliar retorna três parâmetros característicos do solo, necessários para a modelagem de um sistema geotérmico: temperatura média anual da superfície do solo, amplitude média da superfície do solo e constante de fase da temperatura de superfície do solo. Os resultados obtidos foram:

- Temperatura média anual da superfície do solo (°C): 23,78
- Amplitude média da superfície do solo (°C): 8,60
- Constante de fase da temperatura de superfície do solo: 137

Na Figura 19, observam-se as oscilações de temperatura para diferentes profundidades de um solo localizado em Brasília/DF ao longo de um ano. Na superfície, possui maior variação, atingindo de 15 a 33 °C, acompanhando as temperaturas ambientes. Com o aumento da profundidade, a curva se mantém mais constante e com variações insignificantes a partir de 4 m. Dessa maneira, o trocador de calor terra-ar é inserido como o objetivo de aproveitar essa grande inercia térmica do solo e utiliza-la para resfriar ou aquecer o ambiente através do escoamento de ar que escoar nos tubos.

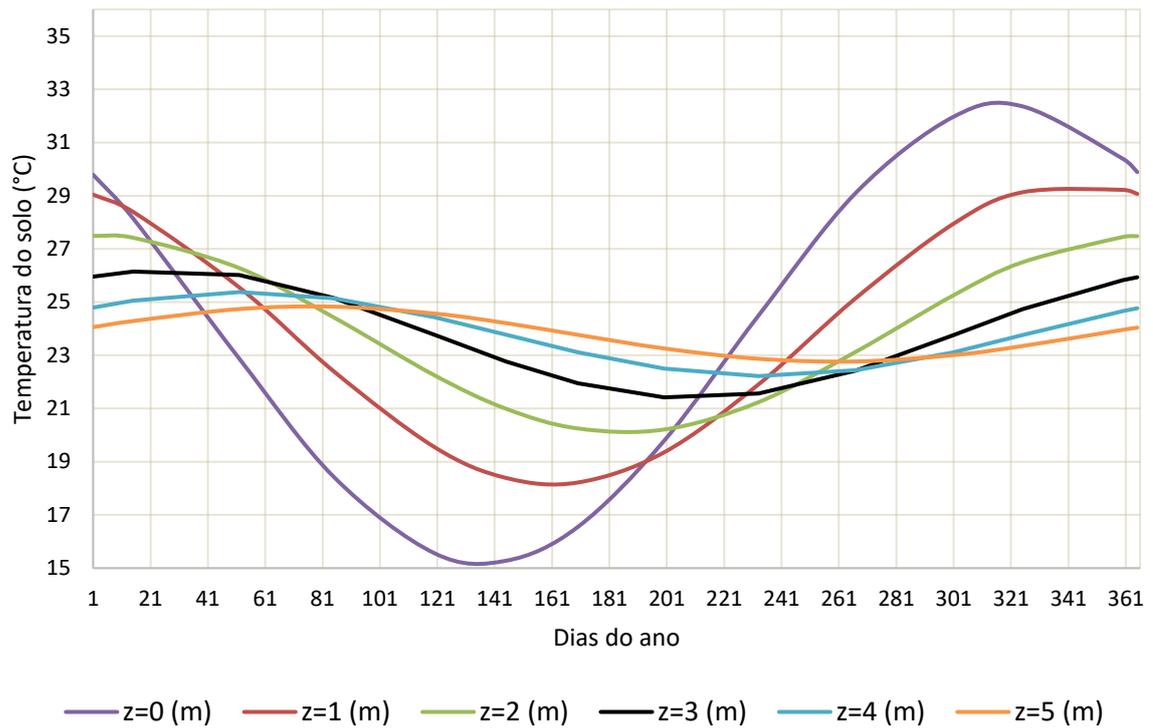


Figura 19 - Temperatura do solo em Brasília/DF, em diferentes profundidades (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

O uso eficiente da energia geotérmica também está fortemente ligado à diferença entre a temperatura do ar e do solo. Na região de Brasília, a temperatura do solo oscila entre 22 a 26 °C. A temperatura máxima do ar varia de 26 a 30 °C e a mínima entre 10 a 18 °C. A diferença diária entre a temperatura do ar e do solo favorece a aplicação de energia geotérmica, particularmente durante o inverno e a primavera. O verão e o outono apresentam temperaturas amenas durante o dia e baixa temperatura à noite (≤ 18 °C).

Na Figura 20 tem-se as médias diárias de temperaturas ambientes (NCEI, 2022) e do solo a uma profundidade de 4 metros, para a cidade de Brasília/DF.

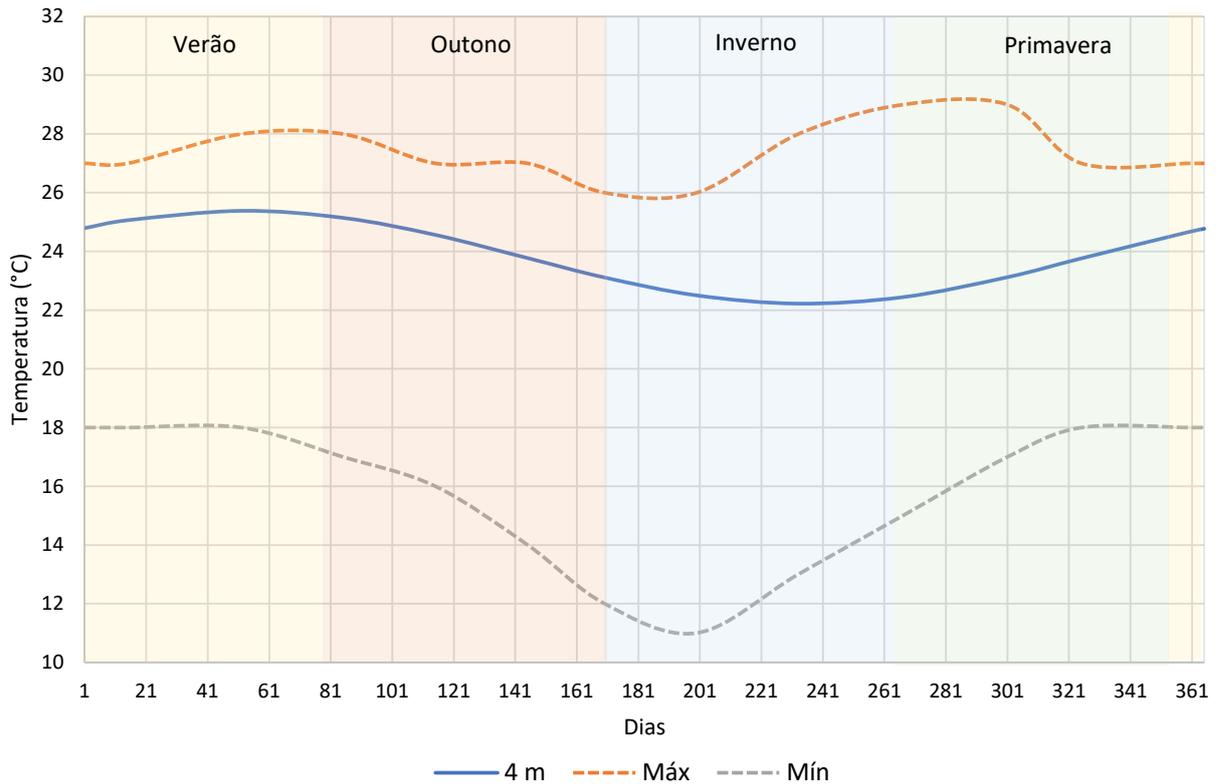


Figura 20 - Perfis de temperatura do solo e do ar em Brasília ao longo das estações (AUTORIA PRÓPRIA)

É possível observar que a amplitude térmica anual do solo é de 2 °C, em média, enquanto a amplitude de temperatura média ambiente do ar chega até 15 °C. Esse comportamento sugere a possibilidade de utilização dessa inércia térmica do solo como método passivo de resfriamento e aquecimento de ar, que quando integrados a sistemas ativos, agem reduzindo o trabalho necessário para climatização.

5.5 APLICAÇÃO DA EAHE EM BRASÍLIA – ESTUDO DE CASO

A cidade de Brasília tem um clima ameno, favorável à produção de frango em grande escala. Além disso, a temperatura do solo quase estável (~23,5 °C) ao longo do ano facilita a aplicação do EAHE para diminuir o consumo de energia do sistema ativo de refrigeração para o controle térmico de aviários.

Os resultados obtidos foram retornados pelo código desenvolvido de acordo com as condições detalhadas na Tabela 8:

Tabela 8 - Condições do modelo

Parâmetro	Valores
Raio do tubo (r_a)	150 mm
Distancia radial arbitrária (r_w)	1,5 m
Comprimento do trocador (L)	100 m
Condutividade do solo (k_s)	1,3 (W/mK)
Difusividade do solo (α_s)	$5,7 \times 10^{-7}$ (m ² /s)
Capacidade específica do solo (c_s)	1550 (J/kgK)
Vazão mássica de ar (\dot{m}_a)	1,12 (kg/s)
Coefficiente de convecção médio (h)	33,8 (W/m ² K)
Número de Reynolds (Re)	252.045
Capacidade específica do ar (C_p)	1005 J/kgK
Potência do Ventilador (W)	563 W
Temperatura do ar/ambiente (T)	33 °C, inicialmente
Numero de nós na direção axial (Nz)	50
Número de nós na direção radial (Nr)	10

Autoria Própria (2022)

5.5.1 Temperatura de saída do sistema após 10 horas com temperatura de entrada constante

A Figura 21 mostra a temperatura do ar ao longo do comprimento do tubo após 10 h de operação contínua, no inverno. A temperatura do ar de entrada é de 33 °C, considerando o pior cenário registrado no inverno, e que esse nível de temperatura excessiva, prevaleça por muitas horas. Nota-se, no início do tempo, que a maior queda de temperatura ocorre na primeira metade do tubo, de 33 a 24,7 °C. Na segunda metade do trocador, a temperatura cai para 22,8 °C. Após 5 e 10 h de operação, a temperatura de saída do aumenta em função do aumento de temperatura do solo que envolve o trocador. Esse aumento de temperatura de saída mostra que

a eficiência do sistema pode diminuir ao longo da operação contínua do trocador, em situações extremas de calor.

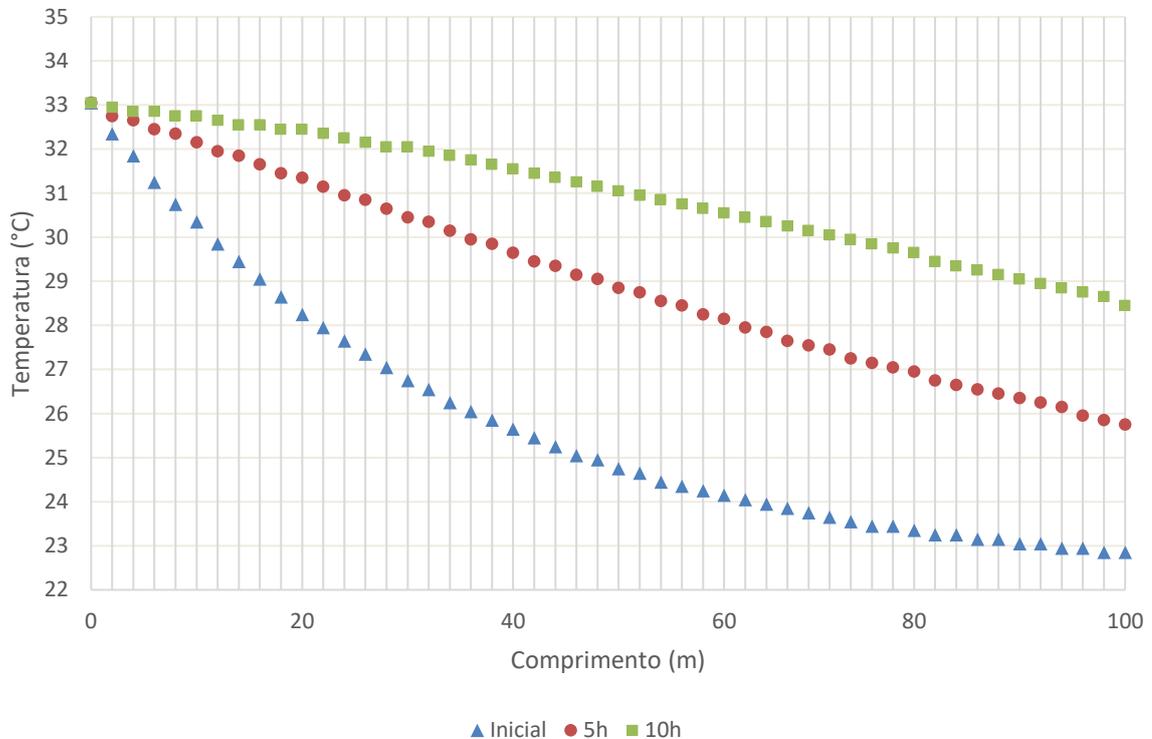


Figura 21 - Decaimento da temperatura durante a operação contínua, no inverno (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

Esse comportamento se repete para o verão, quando a temperatura do solo a 4 metros de profundidade é de 25 °C. O decaimento da temperatura pode ser visualizado no gráfico da Figura 22. Na primeira hora de operação, a temperatura cai de 33 para 27 °C na primeira metade do tubo e depois decai para 25,8 °C na saída. Depois de 5 horas, o ar resfria apenas 3 °C nos primeiros 50 metros, e chega na saída com 27,8 °C. Depois de 10h a temperatura de saída é apenas 3,1 °C inferior à de entrada.

Essa avaliação foi feita levando em consideração que a temperatura de entrada do sistema é igual a 33 °C por 10 h. Naturalmente, essa condição de contorno não ocorre de fato. A temperatura ambiente atinge níveis superiores a 30 °C apenas por poucas horas no período da tarde e com o cair da noite há uma queda acentuada da temperatura ambiente real. Dessa forma, um novo estudo foi feito, dessa vez considerando variações reais de temperatura. Esses resultados sugerem um possível uso intermitente do trocador, quando condições extremas de

temperatura do ar prevalecerem por longos períodos de tempo, de forma a não degradar a eficiência do trocador. A operação diária do trocador de calor, deve, portanto, ser realizada com a condição alterada ao longo do dia

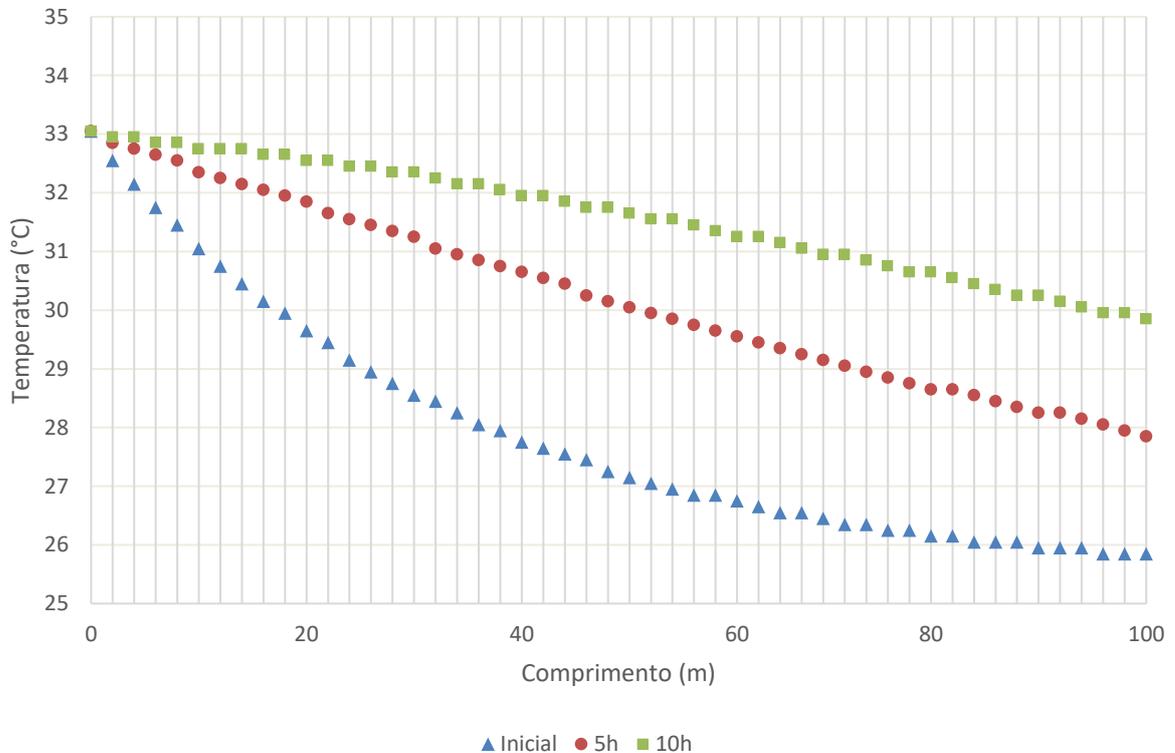


Figura 22 - Decaimento da temperatura durante a operação contínua, durante o verão
(AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

5.5.2 Perfil De Temperatura do Solo Perturbado

O objetivo desta análise é verificar o comportamento da temperatura do solo quando perturbado pelo escoamento de ar. A Tabela 9 mostra a temperatura do solo em contato com o tubo, ($N_r=1$), ao longo do comprimento da tubulação ($N_z = 1$ até $N_z = 50$). A temperatura do solo a uma profundidade de 4 metros da superfície é cerca de $22,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, no inverno.

As propriedades do solo foram consideradas constantes, com a temperatura da parede externa do tubo igual a temperatura do solo, no início do tempo. Também se desconsidera a condução entre a parede do tubo, por se tratar de uma espessura muito pequena com condutibilidade elevada e conseqüentemente uma resistência térmica desprezível se comparada com a do solo. Para essa avaliação, a temperatura de entrada do sistema foi mantida em $33\text{ }^{\circ}\text{C}$,

por 10 horas. Novamente, esse cenário é extremo, mas útil para se verificar como a temperatura do solo é alterada dinamicamente pelo trocador de calor terra-ar.

Tabela 9 - Temperatura do solo ao redor do tubo, em grau Celsius, no inverno

Tempo (h)	z=20 (m)	z=40 (m)	z=60 (m)	z=80 (m)	z=100 (m)
0	22,25	22,25	22,25	22,25	22,25
1	23,85	23,15	22,85	22,55	22,35
2	25,25	24,15	23,55	23,05	22,55
3	26,45	25,15	24,25	23,55	22,75
4	27,55	26,05	24,95	24,15	23,05
5	28,45	26,85	25,75	24,75	23,35
6	29,15	27,65	26,45	25,35	23,75
7	29,85	28,25	27,15	25,95	24,15
8	30,35	28,95	27,75	26,55	24,55
9	30,85	29,45	28,35	27,15	24,95
10	31,15	29,95	28,85	27,7	25,35

Autoria Própria (2022)

Após dez horas de operação, a temperatura do solo a 20 metros da entrada atingiu 31,15 °C, com ar de entrada fixo em 33 °C. Na saída, a temperatura do solo foi pouco alterada (25,3 °C), registrando aumento de apenas 3,05 °C. Confirmando o exposto na seção 5.6.1, a eficiência do sistema reduz com o passar das horas, nas condições apresentadas.

5.5.3 Temperatura de saída do sistema após 24 horas com variações reais de temperatura

Para um cenário mais real, foi avaliada a temperatura de saída do ar ao longo de 24 horas de operação do trocador, considerando a temperatura ambiente variando ao longo do dia, em dias representativos das quatro estações do ano. As condições se mantêm as mesmas descritas na Tabela 8. Os dias selecionados estão descritos na Tabela 10.

Tabela 10 - Dias selecionados do ano

Estação do ano	Número do dia	Dia selecionado
Verão	51	21/02
Outono	131	11/05
Inverno	261	18/09
Primavera	321	17/11

Autoria Própria, (2022)

Na Figura 23, estão expostos os resultados da temperatura de saída do trocador comparados as temperaturas ambientes medidas para o dia selecionado no verão, que foram retirados da base NASA POWER, referentes a marcações realizadas no ano de 2021.

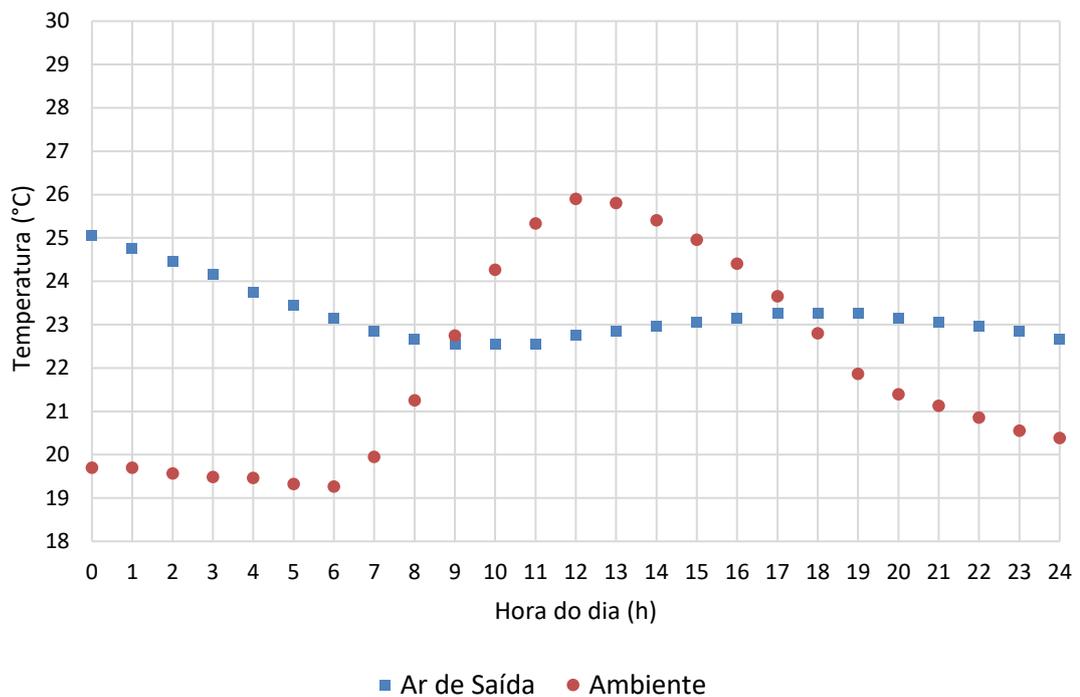


Figura 23 - Temperatura do ar na entrada e saída do trocador ao longo de um dia no verão
(AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

Para a hora zero (0h) do dia, bem como do estado inicial não perturbado do solo, a temperatura do ar ambiente, que está abaixo de 20 °C, é elevada pelo trocador de calor para níveis próximo de 25 °C. Nesta fase, o sistema geotérmico está transferindo calor para o ar. Após seis horas de operação, a temperatura do ar ambiente é mínima e próxima a 19 °C. O

trocador de calor atua para elevar esse valor a 23 °C, isto é, promove um aquecimento da ordem de 4 °C, reduzindo os gastos com sistemas ativos, caso a temperatura do ar desejada para o aviário seja de 25 °C, por exemplo.

Após a sexta hora, a temperatura do ar ambiente experimenta rápida elevação atingindo o pico de 26 °C, as 12 horas de um dia de verão. Neste momento, o sistema geotérmico permite reduzir a temperatura do ar em 3,0 °C. Na hora 12 de operação, o ar atmosférico se encontra em 26 °C e a temperatura de saída do ar do trocador de calor é de 23 °C, operando, portanto, no modo resfriamento. Caso a temperatura de saída do ar para o aviário seja estipulada em 25 °C, há pouca necessidade de resfriamento do mesmo, considerando que na entrada está a 26 °C. Desta forma, apenas uma parte do ar deve ser direcionada para o trocador de calor e posteriormente misturada ao ar ambiente para se chegar no nível de temperatura desejado.

Essa estratégia, naturalmente, pode ser colocada em prática com auxílio de um sistema de automação para controle da temperatura de entrada do aviário, pela mistura de ar atmosférico com aquele de saída do sistema geotérmico. Obviamente, quando essa estratégia não for suficiente para ajustar a temperatura desejada, deve-se valer de sistemas ativos de climatização, aquecendo (combustor/aquecedor elétrico) ou resfriando (ar-condicionado/sistema evaporativo) o ar.

A partir da 18^a hora de operação, a temperatura do ar ambiente reduz para 20 °C (hora 24) e o trocador de calor passa a aquecer o ar atmosférico de forma que a temperatura de saída para o aviário seja mantida próxima dos 25 °C desejado. A temperatura do ar após a passagem pelo sistema geotérmico atinge a marca de 23 °C. O sistema de aquecimento ativo, portanto, precisa elevar a temperatura em apenas 2 °C para satisfazer os requerimentos do aviário.

É importante destacar que, no decorrer da operação do sistema geotérmico, a temperatura do solo, nas vizinhanças do trocador de calor, é dinamicamente alterada pelas interações energéticas com o ar, ora disponibilizando energia térmica, ora retendo.

As maiores variações diárias de temperatura em Brasília, ocorrem, contudo, no inverno. Observando os dados da Figura 24, verifica-se uma amplitude térmica da ordem de 19 °C, em 24 horas. Essa variação provoca maior estresse térmico nos frangos, reduzindo

consideravelmente a produtividade. Com o uso do trocador geotérmico, a temperatura do ar pode ser ajustada para valores próximos de 23,5 °C.

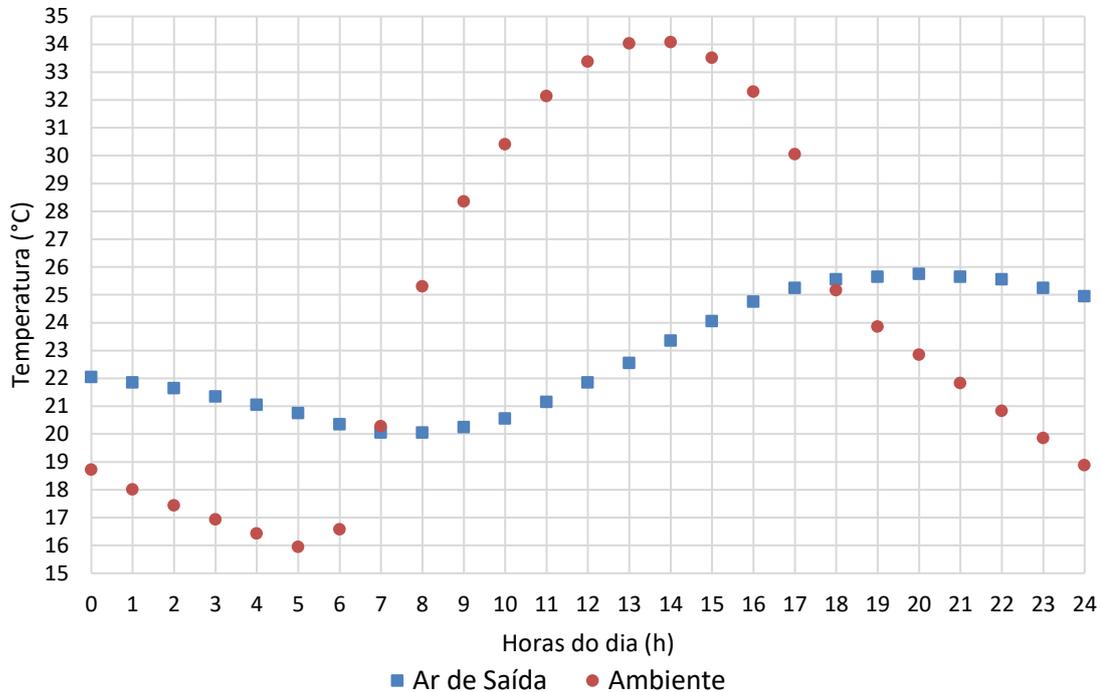


Figura 24 - Temperatura do ar na entrada e saída do trocador ao longo de um dia no inverno.
(AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

Quando a temperatura atmosférica atinge o máximo de 34 °C (13-14h), o potencial de resfriamento do sistema geotérmico é de 11 °C. Na temperatura mínima de 15 °C (4-6h), o potencial de aquecimento do ar chega a 4 °C. Ao longo do dia, a temperatura de saída do ar que passa no sistema geotérmico estaria nos extremos 20-25 °C, se a efetividade do trocador fosse acima de 90%. Pequenos ajustes na temperatura do ar que adentra o aviário seriam providenciados por sistemas ativos. O gasto energético é, portanto, bem menor se comparado com os ajustes necessários pelos sistemas ativos operando nos extremos diários de temperatura 16-34 °C.

No outono, Figura 25, as amplitudes térmicas diárias também são altas, chegando a 16 °C. Mesmo com a oscilação de temperatura durante o dia, a temperatura de saída do ar se mantém a uma média de 23 °C. O máximo potencial de resfriamento registrado nesse dia é igual a 7,3 °C e o potencial de aquecimento chega a 10 °C.

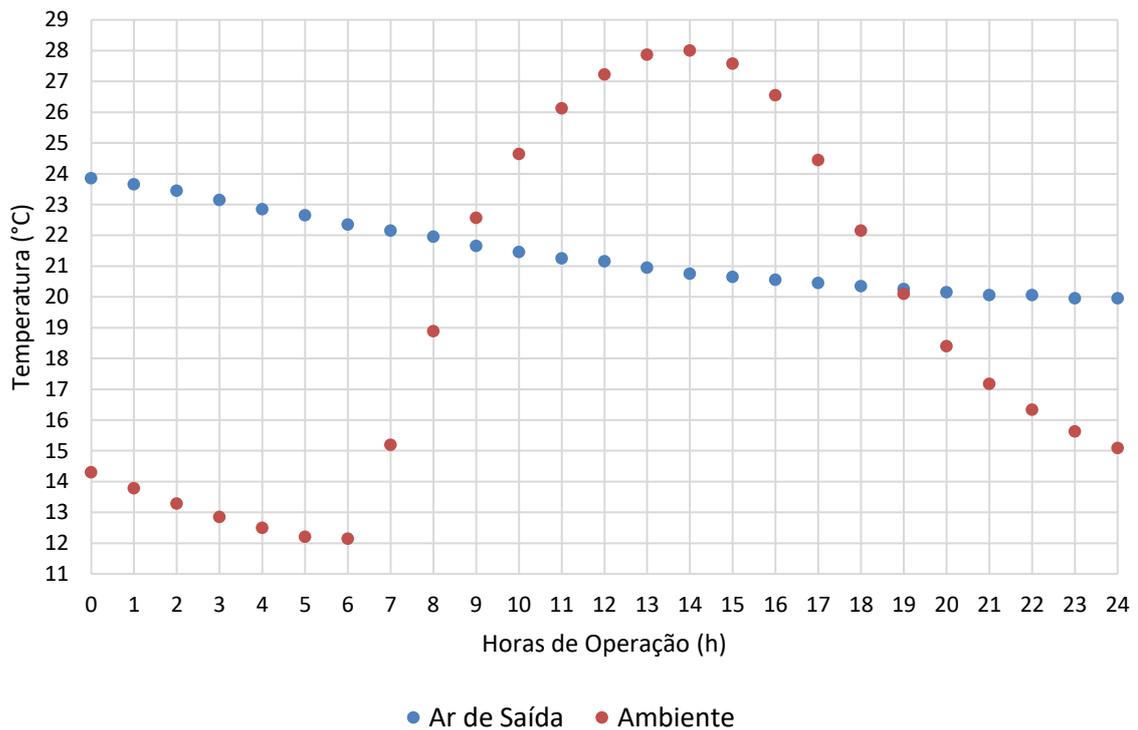


Figura 25 - Temperatura do ar na entrada e saída do trocador ao longo de um dia no outono (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

Na primavera, Figura 26, o potencial de resfriamento é até 3,2 °C, quando a temperatura máxima do ar atmosférico de 25,2 °C é atingida. O potencial de aquecimento é até 3,7 °C quando a temperatura mínima é cerca de 18,7 °C.

Dessa forma, observa-se que o maior potencial de utilização do trocador de calor terra-ar é durante as estações inverno e outono, entre os meses de março e setembro, quando se as maiores variações de temperatura ambiente. É interessante observar que, para qualquer estação do ano, o ar de saída do sistema geotérmico pode atingir médias de temperatura da ordem de 23 °C, que é a média de temperatura do solo a uma profundidade de 4 metros. Neste caso, os sistemas ativos atuam para, em média, elevar a temperatura do ar em apenas 2 °C antes do ar adentrar o aviário.

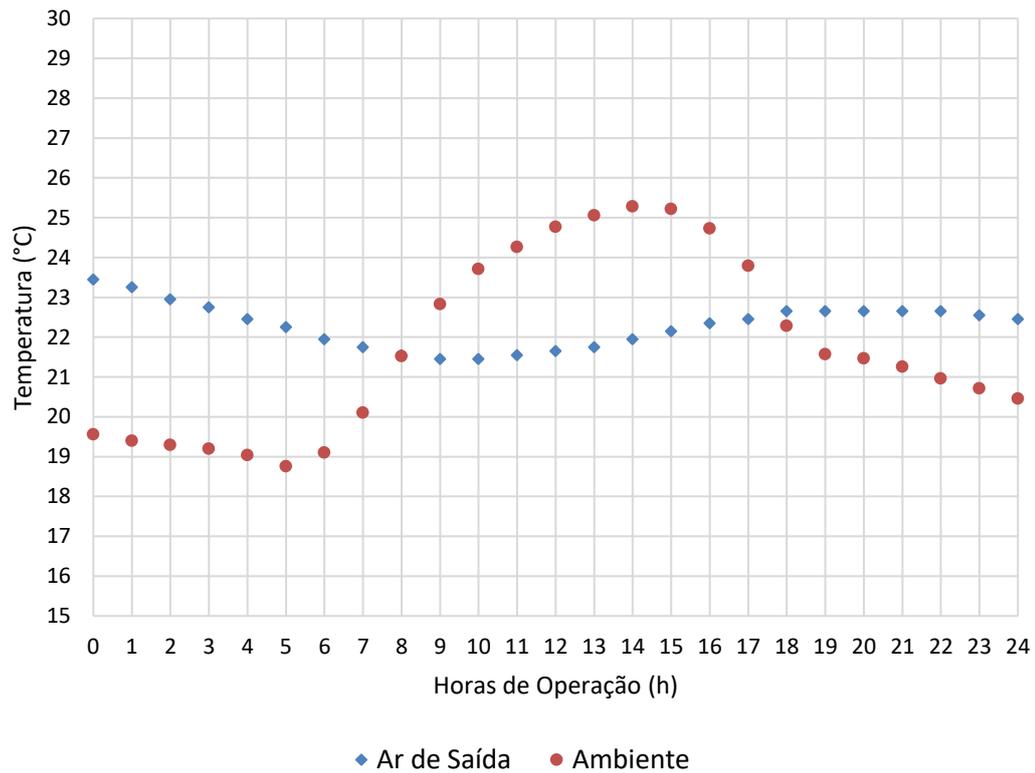


Figura 26 - Temperatura do ar na entrada e saída do trocador ao longo de um dia na primavera (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

5.5.4 Análise de 48h de Operação

A capacidade regenerativa do solo nas proximidades do tubo precisa ser investigada num cenário de operação contínua do sistema geotérmico. Neste estudo, foi estipulado um período de 48 horas, no verão e no inverno, para a cidade de Brasília/DF. A contagem tem início às 12h do primeiro dia. Analisou-se o perfil radial de temperatura do solo ao redor do tubo a uma distância axial de 4 metros da entrada do mesmo. Nestas simulações, foram mantidas as condições de contorno e iniciais da Tabela 8. Importante destacar também, que a temperatura do ar atmosférico que entra no sistema geotérmico é alterada de hora em hora, conforme dados obtidos pela base NASA POWER.

No início da operação referente ao verão, Figura 27, a temperatura do solo, radialmente, é de aproximadamente 26,5 °C (linha roxa). A temperatura nas proximidades do tubo (na cota axial 4 m) vai diminuindo gradativamente até atingir 24°C após 24 horas de operação do sistema geotérmico. Essa redução ocorre devido predominância de baixas temperaturas de entrada do

ar atmosférico, principalmente no período noturno. Com 30 horas de operação, a temperatura do solo se eleva, de próximo de 24 °C (linha azul cheia) para próximo de 25 °C (linha pontilhada verde). Neste período, o solo está absorvendo energia do ar atmosférico. Contudo, entre 30 e 36 horas, ocorre uma inversão na regeneração e o solo passa a ceder energia para o ar atmosférico. Este modo de operação prevalece até as 42 horas, quando o solo atinge sua menor temperatura (< 23 °C). O ciclo regenerativo inverte novamente, pois, entre 42 e 48 h, o solo passa a receber energia do ar atmosférico e sua temperatura, nas proximidades do tubo, é de aproximadamente 23,5 °C. Nota-se que a temperatura do solo na distância radial de aproximadamente 70 cm da superfície do tubo não é alterada num ciclo de 48h de operação.

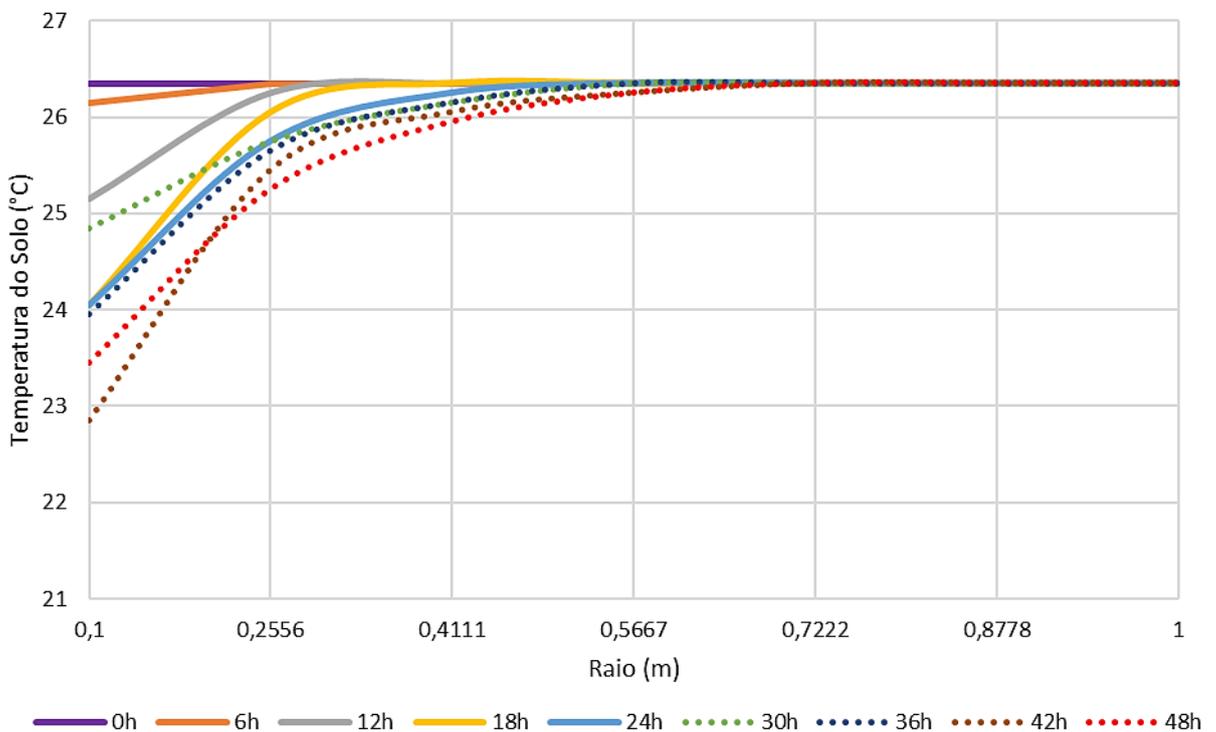


Figura 27 - Temperatura do solo ao redor do tubo, no verão (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

No inverno, Figura 28, o solo se encontra estável a uma temperatura de em torno de 23,3 °C. A temperatura vai aumentando até atingir 31,7 °C nas primeiras 6 horas de operação. Esse rápido aumento ocorre em decorrência das altas amplitudes térmicas de entrada do ar, aumentando para valores próximos a 33 °C após 30 horas. Após a operação de 48 horas, o

diferencial de temperatura é de 2,9 °C na superfície do tubo. A oscilação de temperatura não é percebida a uma distância radial superior a 0,72 m.

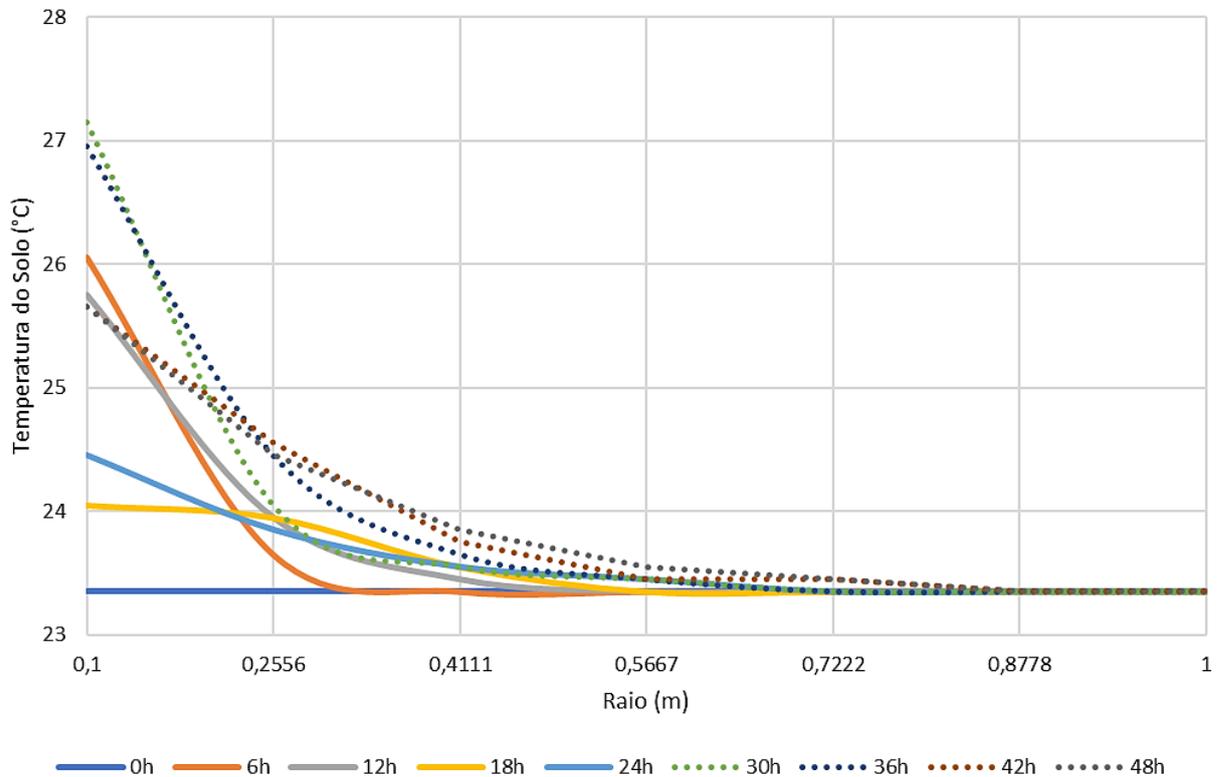


Figura 28 - Temperatura do solo ao redor do tubo, no inverno (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

Em ambas as estações, verificou-se que o solo não se regenera por completo, em termos energéticos, em ciclos de 48 h de operação. Pausas na operação do sistema seriam necessárias para que o solo volte a condição inicial. A alteração de temperatura, contudo, é sempre inferior a 5 °C, possivelmente demandando pouco tempo para uma completa regeneração.

Outra observação a ser feita é que mesmo com o solo não retornando a temperatura do início da operação, as relações entre o diferencial de temperatura de saída do sistema e a temperatura do ar de entrada ainda são vantajosas, como visto nas Figura 29 e Figura 30. A temperatura do ar na saída se mantém com pouca variação durante o decorrer das horas, comparado com a temperatura do ambiente externo.

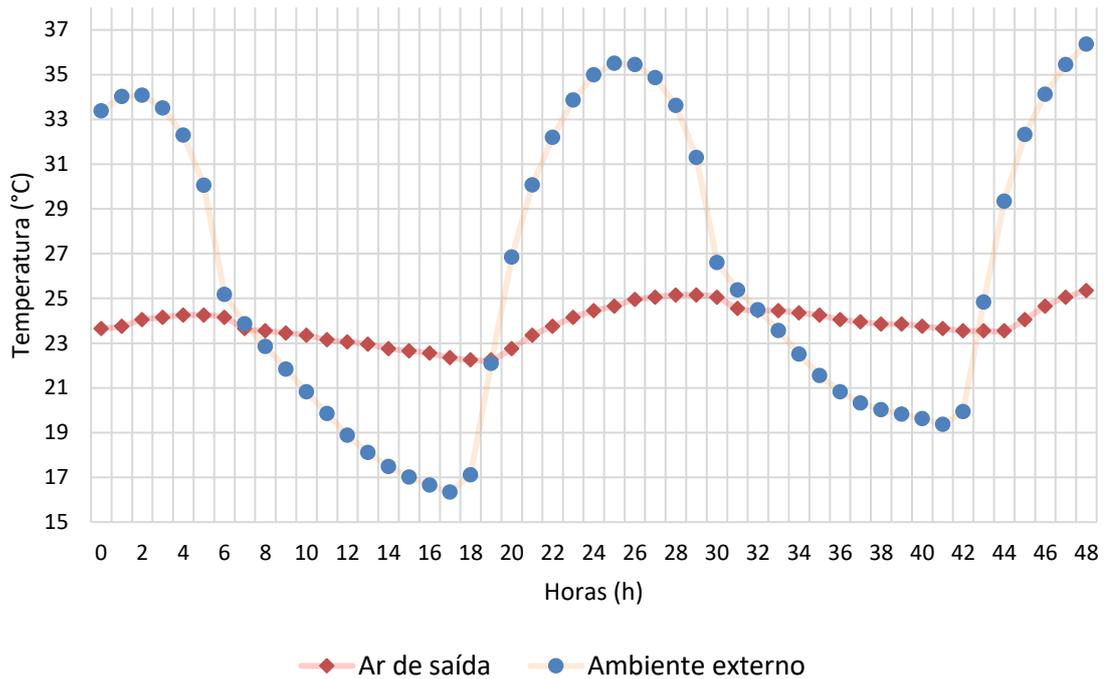


Figura 29 - Temperatura do ar ambiente e de saída do trocador de calor, no inverno
(AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

A média de temperatura de saída do ar do sistema é 23,8 °C, enquanto a média de temperatura do ar externo é igual a 26,35 °C, no inverno, mas com grande oscilação de temperatura. No verão, o ar sai em média de 24,2 °C e a temperatura ambiente com média de 23,8 °C.

Uma estratégia operacional para sistemas de trocadores geotérmicos é usa-los em modo intermitente, com ele ligado e desligado por períodos menores que 12 horas (PURI, 1986), permitindo que o solo se regenere durante o período desligado. Mas a variação de temperatura ambiente ao longo de 24 horas também contribui para a regeneração.

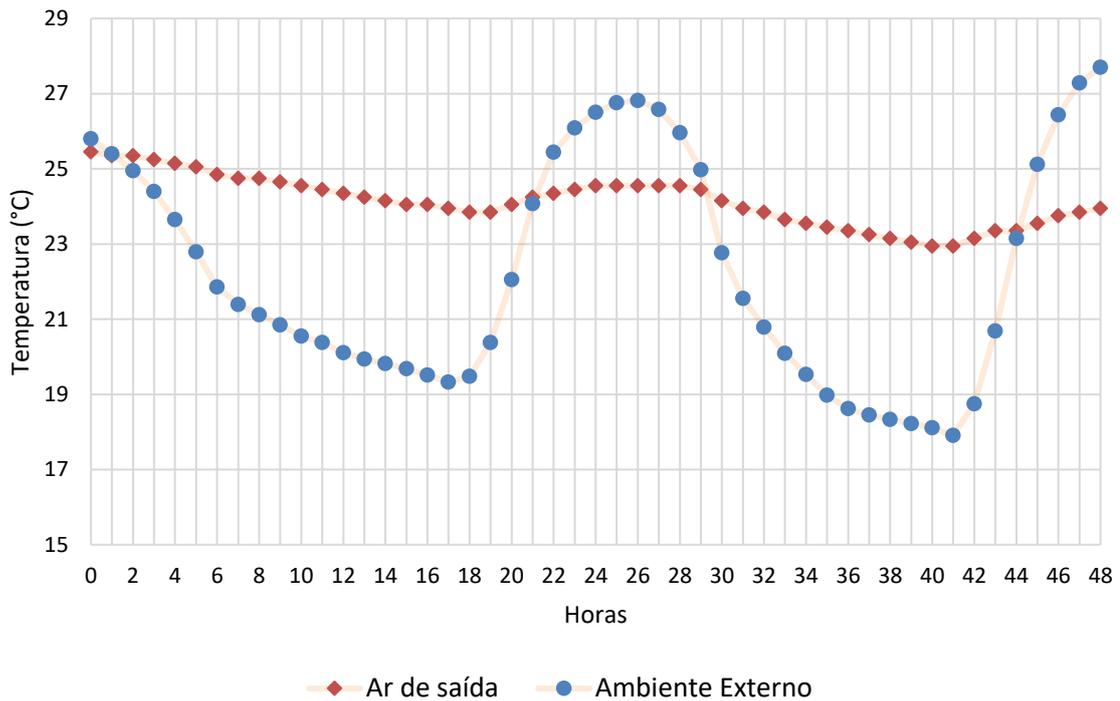


Figura 30 - Temperatura do ar ambiente e de saída do trocador de calor, no verão (AUTORIA PRÓPRIA, 2022)

5.5.5 Análise Econômica

A instalação e emprego sistemático de trocadores terra-ar em aviários precisa trazer ganhos econômicos e ambientais para serem considerados uma opção viável ao modelo de negócio do produtor. Os gastos operacionais para resfriamento e aquecimento do ar por sistemas ativos, exclusivamente, ou combinado com sistema geotérmico devem ser estimados para auxiliar na tomada de decisão da empresa.

Na Figura 31 estão plotadas as temperaturas horárias anuais para 2021, retirados da base NASA POWER, em comparação com a temperatura anual do solo e a faixa de temperatura de conforto dos frangos, que varia entre 33 e 20 °C, dependendo da idade da ave. Para facilitar a análise, será assumido que a temperatura média de conforto para o aviário é de 25,5 °C, sabendo que, numa fazenda de criação de frangos, os galpões estão em diferentes estágios de produção. Uma parte da produção tem animais recém introduzidos nos aviários, alguns na metade do ciclo de ganho de massa e outros próximo do abate.

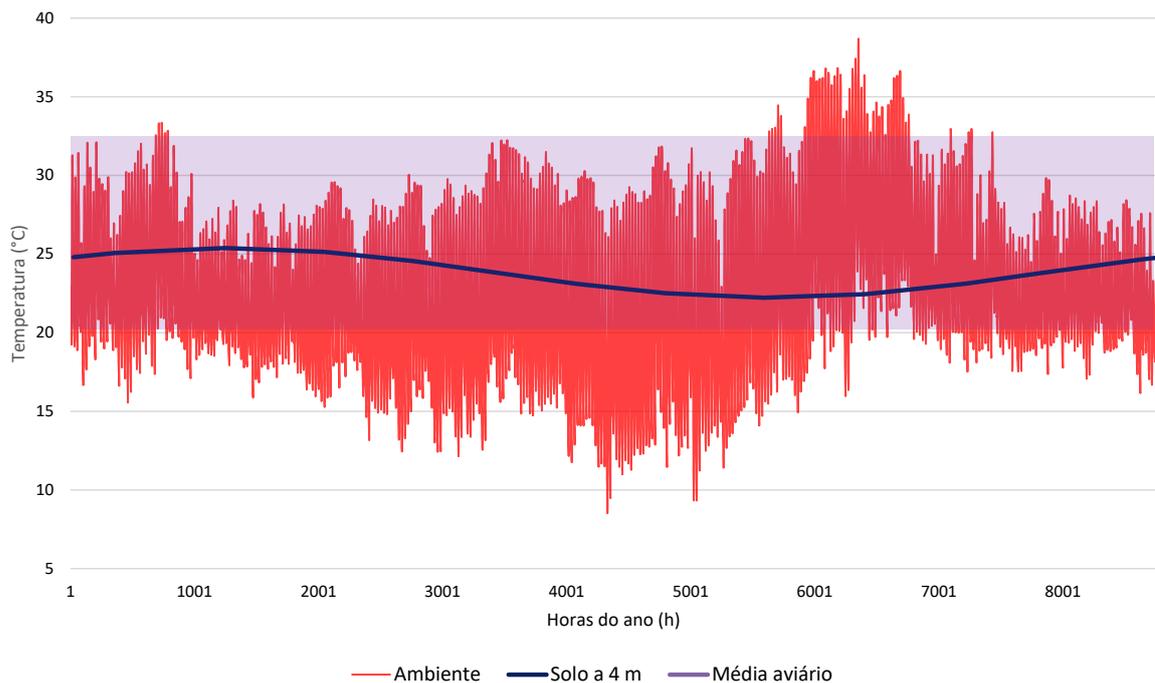


Figura 31 - Temperaturas horárias em 2021 (AUTORIA PRÓPRIA, 2023)

O sistema geotérmico, portanto, deve trazer a temperatura do ar ambiente para o mais próximo possível da temperatura média de conforto dos frangos de corte (25,5 °C).

Aplicando-se os valores de temperatura média horária mostrada na Figura 31, nas equações (2) e (3), estimam-se os seguintes valores de energia ativa evitada para aquecimento e resfriamento do sistema, respectivamente, 39 MWh e 3,4 MWh, acumulativa para um ano de operação do aviário instalado na cidade de Brasília/DF. Considerando a tarifa de energia elétrica atual para Brasília/DF igual a 0,33 R\$/kWh, para produtores rurais, e aplicando a equação do *PayBack* Simples, obtém-se um período de retorno de 1,2 anos para o sistema EAHE, considerando apenas a energia economizada.

Em relação as emissões de CO₂, estima-se que o trocador geotérmico reduz em cerca de 5,3 toneladas por ano para uma produção de 9.500 frangos. Num cenário em que o Distrito Federal elevaria em 1% sua capacidade de exportação, implicaria a produção de 100 mil toneladas de frango adicionais (base anual). Considerando o peso médio de 2,5 kg, por ave, a produção adicional em número de aves seria de 40 milhões de unidades. As emissões evitadas de CO₂, para esse incremento de produção seria de aproximadamente 22,3 mil toneladas. Assim, a produção de aves no Distrito Federal contribuiria para as metas de desenvolvimento

sustentável da ONU, bem como poderia ser fonte de recursos via comercialização de créditos de carbono.

6. CONCLUSÕES

Essa pesquisa foi realizada com o intuito de propor uma alternativa sustentável a produção de frangos de corte no Brasil. Mais especificamente, o estudo detalhou o emprego de sistemas geotérmicos aplicados a climatização de aviários na região do Distrito Federal.

Para isso, foi desenvolvido um código numérico para avaliar, dinamicamente, desempenho térmico de trocadores de calor terra-ar. A partir resultados obtidos, pode-se concluir que o sistema geotérmico de resfriamento e aquecimento de ar é viável para a aplicação de climatização em galpões de frangos de corte, uma vez que possibilita ajustar a temperatura do ar para valores próximos da média requerida em aviários (25,5 °C). Trocadores de calor com 100 m de comprimento apresentam efetividade acima de 65% e baixíssima perda de carga, reduzindo custos operacionais da planta geotérmica.

As predições numéricas indicaram alteração da temperatura do solo no entorno do trocador de calor após ciclos de 48 horas de operação, no verão e inverno. Ao longo do dia o solo acumula energia do ar, operando como refrigerador e a noite como aquecedor. Nestes casos, o solo não foi capaz de se regenerar termicamente, indicando a necessidade de redução estratégica no fluxo de ar que passa pelo sistema geotérmico. Em qualquer situação, os sistemas ativos precisam ser acionados para realizar pequenos ajustes na temperatura do ar que adentra os aviários.

A mitigação das emissões de CO₂ é igual a 5,3 toneladas de CO₂ por ano na produção de 9500 aves. O retorno do sistema é igual 1,2 anos, considerando um *payback* simples. Num cenário onde o DF deseje aumentar em 1% suas exportações de frangos, a redução nas emissões de CO₂ seriam da ordem de 22,3 mil toneladas.

O modelo proposto se mostrou uma ferramenta capaz de avaliar e desempenho térmico de trocadores de calor terra-ar. Sugere-se, como trabalhos futuros, empregar o modelo no projeto preliminar de sistemas geotérmicos aplicados em construções residenciais e comerciais, *data centers*, edificações de ensino, ginásios esportivos e afins.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abreu V.M.N, Abreu P.G. (2011). **Os desafios da ambiência sobre os sistemas de aves no Brasil**. Revista Brasileira de Zootecnia v. 40, págs. 1-14. [ISSN 1806-9290 \(em inglês\)](#)
- Agrawal, K.K.; Bhardwaj, M.; Misra, R.; Agrawal, G.D.; Bansal, V. **Optimization of operating parameters of earth air tunnel heat exchanger for space cooling: Taguchi method approach**. Geotherm. Energy 2018, 6, 1–17. <http://dx.doi.org/10.1186/s40517-018-0097-0>
- Alshehri, F., Beck, S., Ingham, D., Ma, L., & Pourkashanian, M. (2019). **Techno-economic analysis of ground and air source heat pumps in hot dry climates**. Journal of Building Engineering, 100825. [doi:10.1016/j.jobbe.2019.100825](https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2019.100825)
- Ascione, F., Bellia, L., & Minichiello, F. (2011). **Earth-to-air heat exchangers for Italian climates**. Renewable Energy, 36(8), 2177–2188. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.01.013>
- Associação Brasileira de Proteína Animal – ABPA (2022). **Relatório Anual 2022**. Disponível em: <https://abpa-br.org/relatorios/>
- Associação Brasileira de Proteína Animal – ABPA (2023). **Exportações de carne de frango encerram 2022 com recorde**. Disponível em: <https://abpa-br.org/exportacoes-de-carne-de-frango-encerram-2022-com-recorde/>
- Bansal, V., Misra, R., Agrawal, G. D., & Mathur, J. (2009). **Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for winter heating**. Energy and Buildings, 41(11), 1151–1154. [doi:10.1016/j.enbuild.2009.05.0100](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.05.0100)
- Bansal, V., Misra, R., Agrawal, G. D., & Mathur, J. (2010). **Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for summer cooling**. Energy and Buildings, 42(5), 645–648. [doi:10.1016/j.enbuild.2009.11.000](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.11.000)
- Baxevanou, C.; Fidaros, D.; Bartzanas, T.; Kittas, C. (2017). **Energy Consumption and Energy Saving Measures in Poultry**. Energy and Environmental Engineering. p. 29-36, [doi: 10.13189/eee.2017.050201](https://doi.org/10.13189/eee.2017.050201).
- Beef Point (2021). **FAO: Projeções para o mercado de carnes**. Disponível em: <https://www.beefpoint.com.br/fao-projecoes-para-o-mercado-de-carnes/>
- Belatrache, D., Bentouba, S., & Bourouis, M. (2017). **Numerical analysis of earth air heat exchangers at operating conditions in arid climates**. International Journal of Hydrogen Energy, 42(13), 8898–8904. [doi:10.1016/j.ijhydene.2016.08.22](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.08.22)
- Belloufi, Y., Zerouali, S., Rouag, A., Aissaouin, F., Atmani, R., Brima, A. & Moumami, N. (2022). **Transient assessment of an earth air heat exchanger in warm climatic conditions**. Geothermics, v. 104. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2022.102442>
- Benhammou, M.; Draoui, B. **Parametric study on thermal performance of earth-to-air heat exchanger used for cooling of buildings**. Renew. Sustain. Energy Rev. 2015, 44, 348–355. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.12.030>

Bhusare, Hitendra & Agrawal, Kamal & Misra, Rohit & Das, Ghanshyam. (2020). **Techno-Economic Analysis of Earth Air Heat Exchanger System for Building Cooling in Hot and Dry Climate of Rajasthan (India)**. International Journal of Scientific & Engineering Research, 10. [ISSN 2229-5518](https://doi.org/10.2229-5518)

Bisoniya, T. S., Kumar, A., Baredar, P. **Study on Calculation Models of Earth-Air Heat Exchanger Systems**(2014). *Journal of Energy*, Article ID 859286, 15 pages. <https://doi.org/10.1155/2014/859286>.

BRASIL, 2023 - **Inventário Nacional de Emissões e Remoções Antrópicas de Gases de Efeito Estufa**. Relatório de Referência Setor Energia. Subsetor Emissões Fugitivas. Categoria Petróleo e Gás Natural. Brasil: Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovações, 2022.

Bridi, A.M. (2010). **Adaptação e aclimatação animal**. Universidade Estadual de Londrina.

Bta Aditivos (2020). Cuidados essenciais no controle de temperatura dos aviários em dias de calor. Disponível em: <https://www.btaaditivos.com.br/br/blog/cuidados-essenciais-no-controle-de-temperatura-dos-aviarios-em-dias-de-calor/115/>

Carbon Brief – Clear on Climate (2021). Analysis: **Which countries are historically responsible for climate change?**. Disponível em: <https://www.carbonbrief.org/analysis-which-countries-are-historically-responsible-for-climate-change/>

Chel, A., & G.N.Tiwari. (2009). **Performance evaluation and life cycle cost analysis of earth to air heat exchanger integrated with adobe building for New Delhi composite climate**. Energy and Buildings, 41(1), 56–66. [doi:10.1016/j.enbuild.2008.07.000](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.07.000)

Choi, H. C., Salim, H. M., Akter, N., Na, J. C., Kang, H. K., Kim, M. J., ... Suh, O. S. (2012). **Effect of heating system using a geothermal heat pump on the production performance and housing environment of broiler chickens**. Poultry Science, 91(2), 275–281. [doi:10.3382/ps.2011-01666](https://doi.org/10.3382/ps.2011-01666)

Cobo, M. J., López-Herrera, A. G., Herrera-Viedma, E., & Herrera, F. (2011). **Science mapping software tools: Review, analysis, and cooperative study among tools**. Journal of the American Society for Information Science and Technology, 62(7), 1382–1402. [doi:10.1002/asi.21525](https://doi.org/10.1002/asi.21525)

Cui, Y, Theo, E., Gurler, T., Su, Y., Saffa D. (2020). **A comprehensive review on renewable and sustainable heating systems for poultry farming**, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, Volume 15, Issue 1, February 2020, Pages 121–142, <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctz048>

De Jesus Freire, A.; Coelho Alexandre, J.L.; Bruno Silva, V.; Dinis Couto, N.; Rouboa, A. **Compact buried pipes system analysis for indoor air conditioning**. Appl. Therm. Eng. 2013, 51, 1124–1134. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.09.045>

Departamento de Agricultura dos Estados Unidos – USDA (2022). **Aves e Produtos Semestrais**. Disponível em <https://usdabrazil.org.br/relatorios/>

Department of Energy Efficiency and Renewable Energy (2021). **EnergyPlus. Version 9.6.0**. Available at: <https://energyplus.net/downloads>

Diener, R. G., Avery, J. F., Moseley, J. L., & McNeer, M. L. (1986). **Analysis for an underground heat exchanger for poultry buildings**. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 34(3), 187–198. [https://doi.org/10.1016/S0021-8634\(86\)80017-8](https://doi.org/10.1016/S0021-8634(86)80017-8)

Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária – EMBRAPA (2022). **Qualidade da Carne de Aves**. Disponível em <https://www.embrapa.br/qualidade-da-carne/carne-de-aves>.

Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária – EMBRAPA (2022b). **Estatísticas Brasil Frangos de Corte**. Disponível em <https://www.embrapa.br/suinos-e-aves/cias/estatisticas/frangos/brasil>

Empresa De Assistência Técnica E Extensão Rural Do Distrito Federal – EMATER. **Avicultura: em cinco anos, cresce 180% número de produtores com sistema semi-intensivo no DF, 2021**. Disponível em: <https://emater.df.gov.br/avicultura-em-cinco-anos-cresce-180-numero-de-produtores-com-sistema-semi-intensivo-de-producao-no-df/>

Farm Energy (2011). **Estimating payback for energy efficiency**. Iowa State University – Extension and Outreach. PM 2089S. Disponível em: [PM-2089S.pdf \(osu.edu\)](https://www.extension.iastate.edu/energy/PDF/PM-2089S.pdf)

Ferrarez, A.H. (2009). **Análise da Viabilidade do uso de biogás como fonte energética na cadeia produtiva de frango de corte na zona da mata de Minas Gerais**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola – Universidade Federal de Viçosa, Brasil.

Florides, G., & Kalogirou, S. (2007). **Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications**. *Renewable Energy*, 32(15), 2461–2478

Gonçalves, H. e Graça, J. (2004). **Conceitos Bioclimáticos Para Os Edifícios Em Portugal**. DGGE/IP-3E. Lisboa, novembro 2004. doi:10.1590/S0034-71672006000500016.

Hegazi, A.A.; Abdelrehim, O., Khater, A (2021). **Parametric Optimization of Earth-Air Heat Exchangers (EAHEs) for Central Air Conditioning**. *International Journal of Refrigeration*, 129, 278-289. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.05.009>

Hollmuller, P., & Lachal, B. (2001). **Cooling and preheating with buried pipe systems: monitoring, simulation and economic aspects**. *Energy and Buildings*, 33(5), 509–518. doi:10.1016/s0378-7788(00)00105-5

Incropera, F.P; Dewitt, D.P; Bergman, T.L; Lavine, A.S. (2008). **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa**, 6ªed, LTC, 657p., Rio de Janeiro.

Kalogirou, Soteris A. (2016) **Engenharia de Energia Solar: Processos e Sistemas**. 2.ed. Tradution of Luciana Arissawa. Rio de Janeiro, Brazil: Elsevier.

Kepes Rodrigues, M.; da Silva Brum, R.; Vaz, J.; Oliveira Rocha, L.A.; Domingues dos Santos, E.; Isoldi, L.A. **Numerical investigation about the improvement of the thermal potential of an Earth-Air Heat Exchanger (EAHE) employing the Constructal Design method**. *Renew. Energy* 2015, 80, 538–551. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2015.02.041>

Klein, S. A., Nellis, G. **Mastering EES**. In f-Chart software, Madison, MI, USA, 2013; pp. 1–843.

Laknizi, A., ElMaakoul, A., Ben Abdellah, A., Bouya, M., Dhimdi, S., & Said, S. (2015). **Evaluation of earth-air heat exchanger for cooling and heating a poultry house: Case study in Morocco**. 2015 3rd International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC). doi:10.1109/irsec.2015.7455040

- Laknizi, A., Mahdaoui, M., Abdellah, A. B., Anoune, K., & Bouya, M. (2019). **Energy Performance and Environmental Impact of an Earth-Air Heat Exchanger for Heating and Cooling a Poultry House**. *Advanced Intelligent Systems for Sustainable Development (AI2SD'2018)*, 149–157. [doi:10.1007/978-3-030-12065-8_15](https://doi.org/10.1007/978-3-030-12065-8_15).
- Li, Y., Arulnathan, V., Heidari, M.D., Pelletier, N. (2022). **Design considerations for net zero energy buildings for intensive, confined poultry production: A review of current insights, knowledge gaps, and future directions**, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 154, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111874>.
- Li, P., Seem, J.E. and Li, Y. (2011). **A New Explicit Equation for Accurate Friction Factor Calculation of Smooth Tubes**. *International Journal of Refrigeration*. DOI:10.1016/j.ijrefrig.2011.03.018
- Maoz, M., Ali, S., Muhammad, N., Amin, A., Sohaib, M., Basit, A., & Ahmad, T. (2019). **Parametric Optimization of Earth to Air Heat Exchanger Using Response Surface Method**. *Sustainability*, 11(11), 3186. doi:10.3390/su11113186
- Mehdid, C.-E., Benchabane, A., Rouag, A., Moumami, N., Melhegueg, M.-A., Moumami, A., Brima, A. (2018). **Thermal design of Earth-to-air heat exchanger. Part II a new transient semi-analytical model and experimental validation for estimating air temperature**. *Journal of Cleaner Production*, 198, 1536–1544. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.07.063>
- Menegali, I. (2009). **Avaliação de Diferentes Sistemas de Ventilação Mínima sobre a Qualidade do ar e Desempenho de Frangos de Corte**. Tese de Doutorado, Viçosa, Brasil.
- Mihalakakou, G., Santamouris, M., & Asimakopoulos, D. (1994). **Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers**. *Solar Energy*, 53(3), 301–305. doi:10.1016/0038-092x(94)90636-x
- Mostafaeipour A, Goudarzi H, Khanmohammadi M, et al. **Techno-economic analysis and energy performance of a geothermal earth-to-air heat exchanger (EAHE) system in residential buildings: A case study**. *Energy Sci Eng*. 2021;9:1807–1825. <https://doi.org/10.1002/ese3.952>
- MWPS. (1990). **Mechanical ventilating systems for livestock housing**. MidWest Plan Service, Ames, IA.
- Nações Unidas do Brasil (2023). **Os Objetivos de Desenvolvimento Sustentável no Brasil**. Disponível em: <https://brasil.un.org/pt-br/sdgs>
- National Centers for Environmental Information - NCEI (2022). **Past Weather – Brasília/DF**. Disponível em <https://www.ncei.noaa.gov/>
- Nazareno, A.C.; Pandorfi, H.; Almeida, G.L.P.; Giongo, P.R.; Pedrosa, E.M.R.; Guiselini, C. (2009). **Avaliação do conforto térmico e desempenho de frangos de corte sob regime de criação diferenciado**. *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*, v. 13, n. 6, p. 802–808. <https://doi.org/10.1590/S1415-43662009000600020>
- Nellis, G., Klein, S. (2009). **Heat Transfer**. New York, USA: Cambridge University Press. 1107p.

Niu, F., Yu, Y., Yu, D., & Li, H. (2015). **Heat and mass transfer performance analysis and cooling capacity prediction of earth to air heat exchanger**. *Applied Energy*, 137, 211–221. doi:10.1016/j.apenergy.2014.10.00

Tittlein, P.; Achard, G.; Wurtz, E. (2009). **Modelling earth-to-air heat exchanger behaviour with the convolutive response factors method**, 86(9), 1683–1691. doi:10.1016/j.apenergy.2009.02.010

Rouag A., Benchabane A., Mehdid C., **Thermal design of Earth-to-Air Heat Exchanger. Part I a new transient semi-analytical model for determining soil temperature**, *Journal of Cleaner Production*, Volume 182, 2018, Pages 538-544, <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.02.089>.

Sakhri, Nasreddine; Menni, Younes; Ameer, Houari (2020). **Effect of the pipe material and burying depth on the thermal efficiency of earth-to-air heat exchangers**. *Case Studies in Chemical and Environmental Engineering*, (), 100013–. doi:10.1016/j.cscee.2020.100013

Sharan, G. and Madhavan, T. (2003). **Simulation of Performance of Earth-Tube Heat Exchanger Using A Mathematical Model**. *Journal of Agricultural Engineering*, v.40, p.8-15.

Silva, A.; Nääs, I. de A. **Equipamentos para aquecimento e refrigeração**. Em: Mendes, A. A.; Nääs, I. de A.; Macari, M. **Produção de frangos de corte**. Campinas: FACTA, 2004. 356p.

Souza JR, R. P. **Estudo Paramétrico da Resposta Térmica de Grupos de Estacas Trocadoras de Calor em um Solo Tropical Típico do DF**. 2017. 166 f. Universidade de Brasília, 2017.

Zanin, A., Souza, S. N. M. De, Kolling, E. M. *et al.* **Perfil do consumo de energia elétrica no abate de frangos de corte: estudo de caso**. In: ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL, 4., 2002, Campinas. **Proceedings online...** Disponível em: http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC000000022002000200037&lng=en&nrm=abn

APÊNDICE A – ANÁLISE BIBLIOMÉTRICA

A finalidade da análise bibliométrica é avaliar quantitativamente e qualitativamente a produção científica no estudo das tecnologias de aproveitamento de energia geotérmica para fins de climatização de construções, gerando redução de consumo energético e emissões de gases poluentes a atmosfera. Para a execução, foi utilizado um software chamado SciMat, que permite realizar diversos tipos de análises de mapeamento científico.

O primeiro passo é escolher o banco de dados entre os muitos disponíveis on-line. As bases de dados mais importantes são ISI WoS, Google Scholar, Scopus e MEDLINE, onde são armazenados trabalhos, documentos científicos e citações e permite a busca e recuperação de dados (COBO et. al, 2011). Para este trabalho, a base de dados Scopus foi escolhida por ser a maior base de dados de resumos e citações da literatura.

As palavras-chave inseridas para visualizar a produção científica na área de geotermia foram *geothermal*, *pipes*, *cooling and heating*, e trouxeram um total de 4055 publicações até 2022. Para estreitar ainda mais esses números, foi adicionado o termo *energy efficiency*, que é o foco da pesquisa, de modo que o número de publicações foi reduzido para 2610 publicações de artigos científicos, artigos de conferências, revistas e livros. Após a retirada de duplicatas e artigos irrelevantes, restaram 2535 itens.

A Figura 32 mostra a evolução do número de publicações ao longo dos anos, entre os anos de 1976 e 2022. A primeira publicação está datada no ano de 1976. Nota-se que esta área de pesquisa permaneceu estagnada e quase inexistente por quase 25 anos, totalizando apenas 17 publicações entre 1976 e 2000. É notório o crescimento nos últimos 20 anos, principalmente no aumento exponencial no período entre 2014 e 2022 concentrando cerca de 89% das publicações.

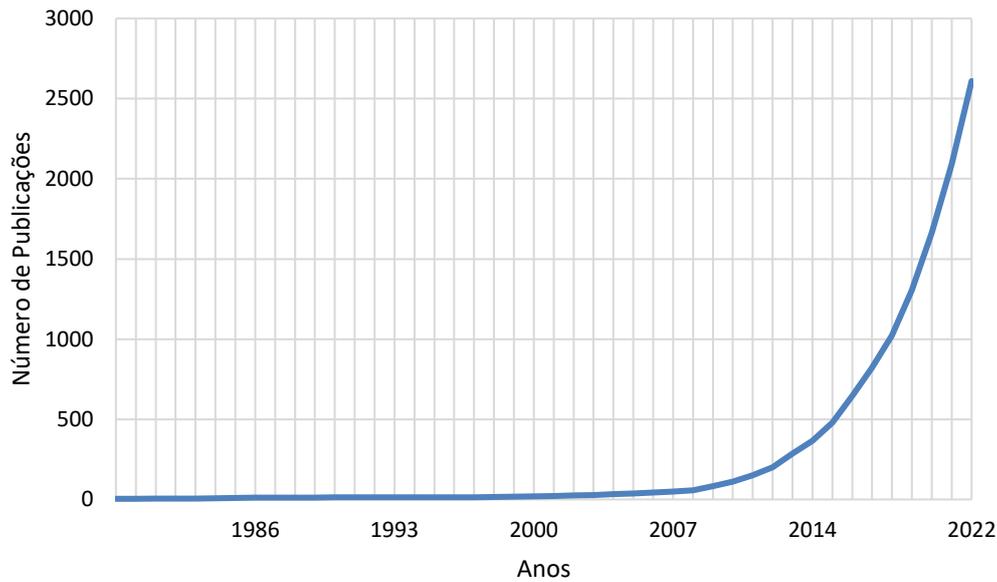


Figura 32 - Número de publicações ao longo dos anos (AUTORIA PRÓPRIA, 2023)

Ao realizar o levantamento envolvendo as granjas de frango, os resultados são ainda menores. Ao pesquisar os termos *poultry house*, a pesquisa retornou apenas 26 resultados. Acrescentando *EAHE* e *Brazil*, tem-se apenas um resultado.

Como o objetivo desta análise é baseado na unidade de palavras, ainda na fase de pré-processamento, foram definidos grupos de palavras, primeiro em modo automático e depois separando-os por um e dois caracteres semelhantes. Este processo permite o agrupamento de palavras semelhantes e a correção de possíveis erros ortográficos, de forma a otimizar os resultados. Os documentos também foram separados em períodos, o primeiro foi de 1976 a 1999, e têm um intervalo de tempo mais longo devido ao pequeno número de publicações. Os períodos seguintes foram intervalados a cada 7 anos, como detalhado na Tabela 11:

Tabela 11 - Períodos e número de publicações

Período	Publicações
1976-2000	17
2001-2008	37
2009-2015	373
2016-2022	2101

Autoria Própria (2023)

É possível ver na Figura 33 o mapa de sobreposição gerado pelo SciMat, que também pode ser entendido como a evolução das palavras-chave. O número centrado no círculo corresponde ao número de palavras-chave, e os círculos, por sua vez, representam os pontos. O número entre parênteses é o índice de estabilidade e a seta horizontal representa o número de itens compartilhados por ambos os períodos. Na parte superior, a seta de entrada representa o número de novos itens e a seta de saída representa os itens que não são mostrados no período seguinte (COBO et al., 2012)

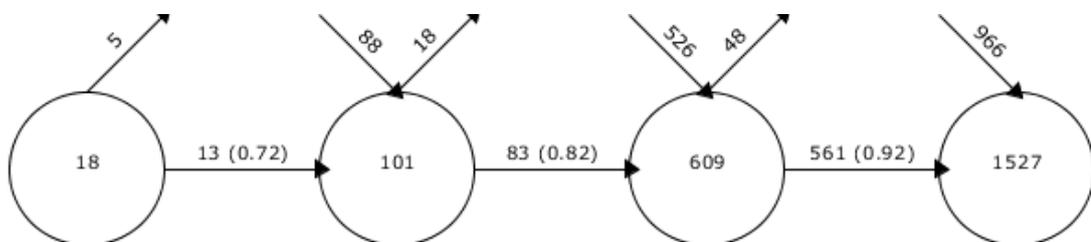


Figura 33 - Mapa sobreposto (AUTORIA PRÓPRIA por SciMat, 2023)

Esse resultado confirma que o crescimento do interesse pelo tema ocorreu nos últimos 14 anos. Esse crescimento é notado pelo aumento do número de palavras-chave entre os períodos e também pelo número de palavras que saem muito menor do que o número de novas palavras que entraram. O último período se destaca, com o crescimento das palavras inseridas em mais de 54% em relação ao período anterior, enfatizando assim a demanda por novas pesquisas na geração de energia limpa e eficiência energética.

Ao analisar o mapa de evolução, nota-se que o principal aglomerado formado nesse resultado estava relacionado às bombas de calor geotérmicas, sistemas que atuam como trocador de calor entre um fluido e o solo. Nota-se também que a maioria desses estudos trata de sistemas híbridos, onde há a integração de fontes fotovoltaicas e geotérmicas. Também é possível perceber que o tema da eficiência energética vem sendo comentado desde o início dos anos 2000 e que está diretamente relacionado à otimização dos sistemas de refrigeração.

Entre este último período e o período 2016-2022 há um crescimento expressivo de novos temas, entre eles, áreas relacionadas a nano fluidos, investimentos, recursos renováveis e emissões de gases. No último período, também houve uma transição na abordagem da pesquisa, mas ainda relacionada aos temas do período anterior.

Também é interessante notar que nos últimos anos um *cluster* apareceu de forma significativa: a simulação computacional. Isso está relacionado ao desenvolvimento de novas tecnologias que permitam a realização de dimensionamento e modificação de geometrias e a verificação da viabilidade sem custos de produção ou testes físicos. A otimização também é uma área que está se expandindo, enfatizando a grande demanda para modificar sistemas que atinjam níveis mais altos de eficiência energética.

A ferramenta também fornece visualização de clusters relacionados à palavra selecionada. A Figura 34 mostra a rede temática relacionada à palavra-chave *GEOTHERMAL ENERGY*, que é a mais interessante para o estudo proposto.

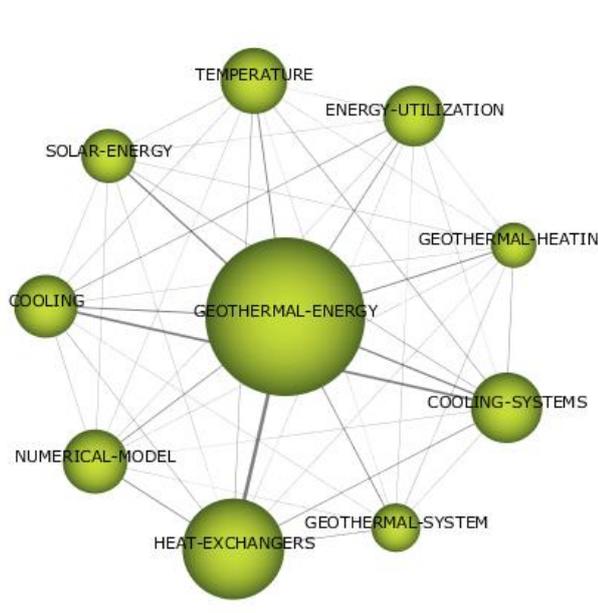


Figura 34 – Rede Temática (AUTORIA PRÓPRIA por SciMat, 2023)

Nota-se que existem relações entre todos os elementos da rede, mostrando que há integridade e alta coerência entre os artigos pertencentes a esse cluster. Percebe-se também a sólida relação entre o tema central e os nós de trocadores de calor, sistemas de resfriamento, aquecimento e modelos numéricos, mostrando que é viável continuar a desenvolver estudos e sistemas envolvendo essas áreas.

O tema relacionado aos sistemas geotérmicos para aproveitamento energético é em um momento em que, juntamente com outras fontes renováveis, há um crescimento constante na produção científica e em busca de novas abordagens. A alta ocorrência de palavras como

ENERGIA GEOTÉRMICA, BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS, TROCAS DE CALOR, RESFRIAMENTO, AQUECIMENTO e especialmente EFICIÊNCIA ENERGÉTICA, demonstra a coerência e relevância do tema entre os artigos analisados.

O surgimento de palavras como INVESTIMENTOS, EMISSÕES DE GASES e RECURSOS RENOVÁVEIS demonstra a preocupação em investir e desenvolver formas menos poluentes e mais otimizadas de gerar e utilizar energia. O aparecimento da palavra NANOFLUIDOS indica a necessidade de melhorar os sistemas existentes, uma vez que esses fluidos proporcionam melhor troca de calor e trabalho eficiente.

Também é possível avaliar que a aplicação de sistemas geotérmicos ocorre principalmente na geração de energia e ar condicionado em edificações, mas a análise de aplicação em outros sistemas é viável. Isso é destacado pela alta ocorrência simultâneas com temas relacionados à energia solar, como SOLAR-ENERGY e HIBRID-SYSTEMS.

O estudo da energia térmica da Terra começou a ser estudado por volta do final da década de 70, e à medida que os danos ambientais causados pelo uso desenfreado de energia de fontes não renováveis e altas emissões de gases foram visualizados, foi necessário direcionar os estudos para desenvolver formas limpas de produzir e consumir energia. Notavelmente, nos últimos 15 anos esses esforços têm sido enfatizados, o que é facilmente visto no aumento exponencial de publicações sobre o tema neste período.

Conclui-se então que o estudo de sistemas geotérmicos aplicados na otimização de sistemas de refrigeração para diferentes finalidades é totalmente viável e relevante para o desenvolvimento de pesquisas no uso de energias renováveis, proporcionando assim a redução dos impactos ambientais e do desperdício de energia.

APÊNDICE B – MODELAGEM NUMÉRICA

Earth tubes - 2D cylindrical coordinates, transient

Auxiliary equations for cylindrical coordinates

$$V_{i,j} = A_{z,j} \cdot \Delta Z$$

$$A_{z,j} = (\pi/4) \cdot (r_{j+1}^2 - r_j^2)$$

$$A_{r,j} = L_{arc,j} \cdot \Delta Z$$

$$L_{arc,j} = \theta \cdot (r_{j+1} + r_j) / 2$$

$$A_{r,j} = \theta \cdot \Delta Z \cdot (r_{j+1} + r_j) / 2$$

$$\Delta V_j = \Delta Z \cdot \theta \cdot (r_j^2 - r_{j-1}^2)$$

Inputs

k_{soil} = soil thermal conductivity [W/m-K]
 ρ_{soil} = soil density [kg/m³]
 $c_{p,soil}$ = 1550 [J/kg-K]
 α = soil thermal diffusivity [m²/s]
 R_{soil} = outer ground radius [m]
 T_{soil} = outer ground radius [K]
 ΔP_{air} = air pressure differential [atm]
 P_{air} = air pressure [Pa]
 $c_{p,air}$ = cp(Air; T=300 [K])
 \dot{m}_{air} = mass flow [kg/s]
 L_{tub} = tube length [m]
 D_{tub} = tube diameter [m]
 $T_{air,in}$ = inlet air temperature [K]
 h_T = air convection coefficient [W/m²-K]

Outputs

\dot{q}_r = radial heat flow [W]
 \dot{q}_z = axial heat flow [W]
 $dT/dt_{i,j}$ = transient temperature [K/s]
 $T_{i,j}$ = temperature at node [K]

Function to define the size of control volum

Function $c_{func}(j; N_z)$

$c := 1$

If ($j = 1$) Then $c := 0,5$

If ($j = N_z$) Then $c := 0,5$

$c_{func} := c$

End c_{func}

Function $T_{air,f}$ (time)

verão, dia 52, 12h de 21/02 a 12h de 22/02

inverno, dia 261 - 18/09

$$T_{air,f} := T_{air}$$

End $T_{air,f}$

soil data

$$\alpha = 5,7 \times 10^{-7} \text{ [m}^2/\text{s]}$$

$$k_{soil} = 1,3 \text{ [W/m-K]}$$

$$\rho_{soil} = 1471,4 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$c_{p,soil} = 1550 \text{ [J/kg-K]}$$

$$R_{soil} = 1,5 \text{ [m]}$$

Call t_{earth} (261 [days]; 4 [m]; T_{soil}) *inverno*

air data

$$\delta P_{air} = 0,5 \text{ [atm]}$$

$$P_{air} = \left(1 \text{ [atm]} + \delta P_{air} \right) \cdot \left| 101325 \cdot \frac{\text{Pa}}{\text{atm}} \right|$$

$$c_{p,air} = \mathbf{Cp} (\text{Air}; T = 300 \text{ [K]})$$

$$\dot{m}_{air} = 1,15 \text{ [kg/s]}$$

$$L_{tub} = 100 \text{ [m]}$$

$$D_{tub} = 30 \text{ [cm]} \cdot \left| 0,01 \cdot \frac{\text{m}}{\text{cm}} \right|$$

$$T_{air} = \mathbf{ConvertTemp} (\text{C}; K \text{ } 33,2 \text{ [C]}) \text{ } *inverno*$$

$$\text{RelRough} = 0$$

Call **pipeflow** ('Air'; T_{air} ; P_{air} ; \dot{m}_{air} ; D_{tub} ; L_{tub} ; RelRough; h_T ; h_H ; ΔP ; Nusselt_T; f; Re)

inicial condition

$$T_{ini} = T_{soil}$$

only radial direction; T is not a function of z

$$\theta_{deg} = 360 \text{ [Degree]}$$

$$\theta = \theta_{deg} \cdot \left| 0,017453293 \cdot \frac{\text{rad}}{\text{Degree}} \right|$$

$$\text{Biot} = R_{soil} \cdot \frac{h_T}{k_{soil}}$$

$$\tau_{diff} = \frac{R_{soil}^2}{4 \cdot \alpha} \cdot \left| 0,000277778 \cdot \frac{h}{s} \right|$$

number of nodes in radial direction

$$N_r = 10 \text{ [-]}$$

$$r_1 = \frac{D_{tub}}{2}$$

$$r_i = r_{i-1} + \delta R \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } N_r)$$

*radial Surface areas Ar = theta*r*z*

$$Ar_1 = \theta \cdot r_1 \cdot \delta Z$$

$$Ar_{10} = \theta \cdot r_{10} \cdot \delta Z$$

$$Ar_i = \theta \cdot \left[\frac{r_i + r_{i-1}}{2} \right] \cdot \delta Z \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } N_r-1) \quad \textit{need to check area for the hal control volumes}$$

nodes in axial direction

$$N_z = 50 \text{ [-]}$$

$$z_i = (i - 1) \cdot \left[\frac{L_{tub}}{N_z - 1} \right] \quad (\text{for } i = 1 \text{ to } N_z)$$

$$\delta Z = \frac{L_{tub}}{N_z - 1}$$

axial surface areas Az = theta(r_ext^2-r_int,2)*

$$AZ_1 = \theta \cdot (0,25 \cdot (r_2 + r_1)^2 - r_1^2)$$

$$AZ_{10} = \theta \cdot (r_{10}^2 - 0,25 \cdot (r_{10} + r_9)^2)$$

$$AZ_i = \theta \cdot 0,25 \cdot ((r_{i+1} + r_i)^2 - (r_i + r_{i-1})^2) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } N_r-1)$$

*internal Control volumes V=f(r)*deltaZ*theta*

$$V_i = \delta Z \cdot \theta \cdot \left[\left[\frac{r_{i+1} + r_i}{2} \right]^2 - \left[\frac{r_i + r_{i-1}}{2} \right]^2 \right] \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } N_r-1)$$

radius average

$$r_{\text{avg};1} = \frac{r_2 + r_1}{2}$$

$$r_{\text{avg};n} = \frac{r_{10} + r_9}{2}$$

*external control volumes - V=f(r)*deltaZ*theta*

$$V_1 = \delta Z \cdot \theta \cdot (r_{\text{avg};1}^2 - r_1^2)$$

$$V_{10} = \delta Z \cdot \theta \cdot (r_{10}^2 - r_{\text{avg};n}^2)$$

energy balance for the flowing air $\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_{\text{out}} - h_{\text{in}})$

$$T_{\text{air};1} = T_{\text{air};f} (\text{time})$$

$$T_{\text{air};j} = T_{\text{air};j-1} - 3,142 \cdot D_{\text{tub}} \cdot \delta Z \cdot \frac{h_T}{\dot{m}_{\text{air}} \cdot c_{p,\text{air}}} \cdot \left[\frac{T_{\text{air};j} + T_{\text{air};j-1}}{2} - \left[\frac{T_{1j} + T_{1j-1}}{2} \right] \right] \quad (\text{for } j = 2 \text{ to } N_z)$$

heat transfer from air to the soil at tube wall

$$\dot{q}_{r;1j} = h_T \cdot c_{\text{func}}(j; N_z) \cdot Ar_1 \cdot (T_{\text{air};j} - T_{1j}) \quad (\text{for } j = 1 \text{ to } N_z)$$

heat transfer in soil in radial direction, internal nodes (inner radius)

$$\dot{q}_{r;ij} = \frac{k_{\text{soil}}}{\delta R} \cdot (c_{\text{func}}(j; N_z) \cdot Ar_i \cdot (T_{i-1j} - T_{ij}) + c_{\text{func}}(j; N_z) \cdot Ar_{i+1} \cdot (T_{i+1j} - T_{ij})) \quad (\text{for } j = 1 \text{ to } N_z)$$

; i = 2 to N_r-1)

checked!!!

heat transfer in soil in radial direction, external nodes (upper radius)

$$\dot{q}_{r;N_rj} = 0 \quad (\text{for } j = 1 \text{ to } N_z)$$

heat transfer in soil in axial direction

internal nodes

$$\dot{q}_{z;ij} = \frac{k_{\text{soil}}}{\delta Z} \cdot AZ_i \cdot (T_{ij+1} - 2 \cdot T_{ij} + T_{ij-1}) \quad (\text{for } i = 1 \text{ to } N_r; j = 2 \text{ to } N_z-1)$$

external node at the left boundary (air entrance)

$$\dot{q}_{z,i;1} = 0 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to } N_r)$$

external node at the right boundary (air exit)

$$\dot{q}_{z,i;N_z} = 0 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to } N_r)$$

Transient temperature for internal nodes

$$dT_{ij} = \frac{1}{\rho_{\text{soil}} \cdot c_{p;\text{soil}} \cdot V_i} \cdot (\dot{q}_{r,ij} + \dot{q}_{z,ij}) \quad (\text{for } i = 1 \text{ to } N_r ; j = 1 \text{ to } N_z)$$

solving integrals

$$\Delta t = 100 \text{ [s]}$$

$$t_{\text{fin}} = 48 \text{ [h]} \cdot \left| 3600 \cdot \frac{\text{s}}{\text{h}} \right|$$

$$T_{ij} = T_{\text{ini}} + \int_0^{t_{\text{fin}}} (dT_{ij}) \, d \text{ time} \quad (\text{for } j = 1 \text{ to } N_z ; i = 1 \text{ to } N_r)$$

efficiency

$$\dot{Q}_{\text{max}} = T_{\text{soil}} - T_{\text{air}} \quad \text{maximum possible heat transfer rate}$$

$$\dot{Q} = T_{\text{air},40} - T_{\text{air}} \quad \text{actual heat transfer rate}$$

$$\text{eff} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{max}}}$$

$$\Delta T_t = T_{\text{air},40} - T_{1,40}$$