CEFET/RJ
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO

UTILIZAÇÃO DE CHAMINÉS SOLARES E TROCADORES DE CALOR TERRA-AR PARA REDUÇÃO DE CUSTOS COM REFRIGERAÇÃO

Erick Sabino de Oliveira

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de mestre.

Orientador: Daduí Cordeiro Guerrieri
Coorientador: José Luiz Zanon Zotin

Rio de Janeiro,
Janeiro de 2024

UTILIZAÇÃO DE CHAMINÉS SOLARES E TROCADORES DE CALOR TERRA-AR PARA REDUÇÃO DE CUSTOS COM REFRIGERAÇÃO

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de mestre.

Erick Sabino de Oliveira

Banca Examinadora:

Presidente, Professor D.Sc. Daduí Cordeiro Guerrieri (CEFET/RJ) (Orientador)

Professor D.Sc. José Luiz Zanon Zotin (CEFET/RJ) (Coorientador)

Professor D.Sc. Cristina Gomes de Souza (CEFET/RJ)

Professor D.Sc. Igor Leão dos Santos (CEFET/RJ)

Professor D.Sc. Enio Pedone Bandarra Filho (UFU)

Rio de Janeiro,

Janeiro de 2024

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

O48 Oliveira, Erick Sabino de
Utilização de chaminés solares e trocadores de calor terra-ar para redução de custos com refrigeração / Erick Sabino de Oliveira. — 2023.
106f. + anexo : il. color. , enc.

Dissertação (Mestrado) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.
Bibliografia : f. 97-106
Orientador: Daduí Cordeiro Guerrieri
Coorientador: Jose Luiz Zanon Zotin

1. Sustentabilidade. 2. Energia solar. 3. Energia solar – Sistema passivo. 4. Refrigeração. I. Guerrieri, Daduí Cordeiro (Orient.). II. Zotin, Jose Luiz Zanon. (Coorient.). III. Título.

CDD 363.7

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

DEDICATÓRIA

É com imensa alegria e gratidão que dedico esta dissertação às duas mulheres extraordinárias que iluminaram minha jornada de estudos com amor, apoio e inspiração. À minha querida mãe, Odilea Moreira, a fonte inesgotável de sabedoria e incentivo, que sempre acreditou em mim, mesmo nos momentos de dúvida. Sua força e dedicação são a bússola que guiou meus passos, e esta conquista é tão sua quanto minha.

À minha amada, Karen Sousa, companheira de todas as horas, cujo amor e compreensão tornaram cada desafio mais leve e cada vitória mais significativa. Sua presença é a chama que aquece meu coração, e esta jornada acadêmica foi enriquecida pela sua presença constante.

Agradeço por serem a âncora que me sustentou nos momentos difíceis e o vento que impulsionou minhas velas nos momentos de triunfo. Esta dissertação é dedicada a você.

AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi desenvolvido com o apoio da Coordenação de Aperfeicionamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Finance Code 001.

Agradeço ao meu orientador, Daduí Cordeiro Guerrieri, e ao meu co-orientador, por acreditarem no meu potencial, por dedicarem tempo e esforço em orientar-me e por serem parte essencial desta jornada acadêmica. Esta conquista não seria possível sem o apoio e a orientação preciosos que recebi de vocês..

RESUMO

UTILIZAÇÃO DE CHAMINÉS SOLARES E TROCADORES DE CALOR TERRA-AR PARA REDUÇÃO DE CUSTOS COM REFRIGERAÇÃOs

Nos últimos anos, tem sido cada vez mais evidente o aumento de eventos climáticos extremos, que são causados, em grande parte, pelo ser humano e suas atividades. A crescente preocupação mundial com o consumo desenfreado de combustíveis fósseis tem levado a inserção do conceito de sustentabilidade em diversas áreas, inclusive na rotina da população e nos processos industriais. Processos de aquecimento e resfriamento de ar e água são responsáveis por cerca de 49% do consumo total de energia das edificações em todo o mundo. Para reduzir essa carga térmica, existem métodos de ventilação e refrigeração passiva, como a chaminé solar e o trocador de calor terra-ar (EAHE), que podem ser combinados para amplificar seus benefícios individuais. Este estudo teve como objetivo analisar a viabilidade da combinação de um EAHE de 2 metros de profundidade e um sistema de chaminé solar de 1,6 metros de altura, como uma alternativa sustentável para reduzir os custos de energia associados ao resfriamento/aquecimento. Para isso, foi avaliado o potencial de refrigeração do solo no estado de Dakota do Norte, nos Estados Unidos, devido ao histórico de monitoramento do solo para a agricultura e à facilidade de obtenção de dados históricos. A partir dessas informações, o sistema chaminé solar e EAHE foi dimensionado e especificado, e seu funcionamento foi simulado com dados coletados nas estações meteorológicas de Dakota do Norte. A análise dos resultados incluiu a vazão mássica de ar induzida pela chaminé solar, a temperatura do ar na saída do trocador de calor, que poderá ser utilizado para refrigeração total ou parcial, dependendo das características da habitação, e a capacidade térmica do solo para arrefecer ou aquecer o ar. Para realizar a avaliação da redução do consumo de energia em refrigeração e aquecimento, foi simulado também a carga térmica proveniente da relação do clima com a habitação e calculado a carga térmica que a chaminé poderia inserir ou remover desse sistema. Foram identificadas as condições climáticas essenciais para a utilização do sistema, o qual demonstrou uma redução significativa no consumo de energia. Durante o inverno, essa redução foi observada em 50% dos casos, enquanto no verão atingiu 66% dos cenários avaliados. Essa melhoria resultou em uma diminuição no consumo de energia, variando entre 25% e 50%. Em resumo, este estudo apresenta uma solução sustentável para reduzir o consumo de energia em processos de resfriamento de edificações, por meio da combinação de técnicas de refrigeração passiva, como a chaminé solar e o EAHE, e a utilização da capacidade térmica do solo.

Palavras-chave: sustentabilidade; energia solar; trocadores de calor terra-ar; sistema de resfriamento passivo; conforto térmico

ABSTRACT

USE OF SOLAR CHIMNEYS AND EARTH-TO-AIR HEAT EXCHANGERS TO REDUCE COOLING COSTS

In recent years, the increase in extreme weather events has become increasingly evident, largely caused by human activity. The global concern about the unchecked consumption of fossil fuels has led to the integration of sustainability concepts in various areas, including in the routine of the population and industrial processes. Heating and cooling processes for air and water account for approximately 49% of the total energy consumption of buildings worldwide. To reduce this thermal load, there are passive ventilation and cooling methods, such as the solar chimney and the earth-air heat exchanger (EAHE), which can be combined to amplify their individual benefits. This study aimed to analyze the viability of combining a 2-meter deep EAHE and a 1.6-meter tall solar chimney system as a sustainable alternative to reduce energy costs associated with cooling/heating. The potential for soil cooling in North Dakota, USA, was evaluated due to the soil monitoring history for agriculture and the ease of obtaining historical data. Based on this information, the solar chimney and EAHE system were dimensioned and specified, and their operation was simulated using data collected from meteorological stations in North Dakota. The analysis of the results included the mass flow rate of air induced by the solar chimney, the air temperature at the heat exchanger outlet, which could be used for total or partial cooling depending on the housing characteristics, and the thermal capacity of the soil for cooling or heating the air. To evaluate the energy consumption reduction in cooling and heating, the thermal load from the interaction between the climate and the dwelling was also simulated and the thermal load that the chimney could add to or remove from the system was calculated. The necessary climatic conditions for the system's operation were identified, and it demonstrated a noteworthy reduction in energy consumption. This reduction was observed in 50% of cases during winter and in 66% of cases during summer. This improvement led to an energy consumption decrease ranging from 25% to 50%.In summary, this study presents a sustainable solution to reduce energy consumption in building cooling processes by combining passive cooling techniques such as the solar chimney and EAHE and using the thermal capacity of the soil.

Keywords: sustainability; solar energy; earth-air heat exchangers; passive cooling system; thermal comfort

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Publicações anuais 18

Figura 2 – Desenho esquemático da ventilação por ação das correntes de vento 22

Figura 3 – Modelagem popular em chaminés solares 23

Figura 4 – Comportamento genérico da temperatura do solo 26

Figura 5 – Construção física de um trocador de calor terra-ar 27

Figura 6 – Desenho esquemático de um EAHE 28

Figura 7 – EAHE de circuito aberto e fechado 30

Figura 8 – Desenho esquemático da habitação com a chaminé solar e o EAHE 31

Figura 9 – Camadas de um painel solar 35

Figura 10 – Representação do dome terrestre e uma chaminé solar 45

Figura 11 – Representação da variação na declinação sola 46

Figura 12 – Diagrama de resistências 48

Figura 13 – Resumo da metodologia de cálculo da radiação incidente na chaminé solar 49

Figura 14 – Resumo do processo iterativo 50

Figura 15 – Localização das estações meteorológicas 54

Figura 16 – Dados de medições ausentes no *dataset* 56

Figura 17 – *Boxplot dos dados de temperatura do solo* 57

Figura 18 – *Boxplot* da temperatura do solo pós remoção dos outliers 57

Figura 19 – Quantidade de medições por ano 58

Figura 20 – Média horária de energia solar para cada mês nas estações meteorológicas de Bowman e Fargo 59

Figura 21 – Gráfico de radar para os atributos da temperatura do solo em profundidade entre Janeiro e Junho 61

Figura 22 – Gráfico de radar para os atributos da temperatura do solo em profundidade entre Julho e Dezembro 62
Figura 23 – Temperatura média do solo em cada mês 64
Figura 24 – Gráfico de radar para os atributos climáticos entre Janeiro e Junho 64
Figura 25 – Gráfico de radar para os atributos climáticos entre Julho e Dezembro 65
Figura 26 – Temperatura média do ar ao longo do ano (ºC) 66
Figura 27 – Gráfico de densidade de distribuição da radiação solar ás 12h (W/m^2) 67
Figura 28 – Rosa dos ventos 67
Figura 29 – distribuição de densidade da pressão atmosférica (mb) 68
Figura 30 – Melhor inclinação para cada hora e mês 71
Figura 31 – Aumento/redução da energia captada pelo uso da inclinação máxima 72
Figura 32 – Média horária de radiação solar incidente para o grupo de meses de inverno 73
Figura 33 – Média horária de radiação solar incidente para os meses de verão 75
Figura 34 – Distribuição mensal da temperatura na saída do EAHE 78
Figura 35 – Média mensal Geral da temperatura 79
Figura 36 – Média horária para todo o dataset da temperatura do solo, do ar e da saída do EAHE 81
Figura 37 – Temperatura média na saída do EAHE durante o inverno 82
Figura 38 – Temperatura média na saída do EAHE durante o verão 83
Figura 39 – Distribuição mensal da vazão de ar 84
Figura 40 – Média mensal geral da vazão 85
Figura 41 – Média horária Geral da vazão 86
Figura 42 – Média horária da vazão no inverno 87
Figura 43 – Média horária da vazão no verão 87
Figura 44 – Percentual de casos onde a utilização do sistema contribuiu para a climatização 89
Figura 45 – Potência média mensal do EAHE 90
Figura 46 – Potência média mensal da chaminé solar 91
Figura 47 – Potência média horária do EAHE 92
Figura 48 – Potência média horária da chaminé solar 93

Figura 49 – Média horária da carga térmica requerida para a habitação 94
Figura 50 – Percentual de energia geral 95
Figura 51 – Energia elétrica gerada pelo painel 96
Figura 52 – Redução no consumo de energia com o painel solar da chaminé 96

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tempo para remoção de contaminantes suspenso no ar, adaptado de (CHINN; SEHULSTER, 2003) 20

Tabela 2 – Estações meteorológicas 53

Tabela 3 – Nomenclatura e descrição das variáveis 55

Tabela 4 – Resumo estatístico da temperatura do solo 63

Tabela 5 – Aumento do recebimento de energia solar em função da inclinação da chaminé 70

Tabela 6 – Meses com registro de incidência solar com base na hora 74

Tabela 7 – Condições mínimas de temperatura do ar e de incidência de radiação solar para que haja fluxo de ar pela chaminé 77

Tabela 8 – Correlação para a temperatura do ar no interior da chaminé, TF, e alguns parâmetros 77

Lista de Acrônimos

Sobrescritos

Sigla	Descrição	Unidade
α	Coef. de absortância	-
β	Coef. de temperatura	1/K
Δ	Largura	m
$\dot{m}$	Vazão mássica de ar	kg/s
η	Coef. de eficiência	-
μ	Viscosidade dinâmica	kg/ms
ρ	Massa específica do ar	kg/m³
σ	Constante de stefan-boltzmann	W/m²Kˆ4
τ	Coef. de transmissividade	-
θ	inclinação da chaminé	○
ε	Coef. de emissividade	-
A	Área	m²
A_o	Relação entre a área de entrada e área de saída	-
C_d	Coef. de descarga do ar	-
C_p	Coef. de calor a pressão constante	J/kgK
D	Diâmetro	m
g	Gravidade	m/s/2
h	Coeficiente de troca térmica	W/m²K
I_t	Radiação solar incidente em um plano inclinado	W/m²
K	Condutividade térmica	W/mK
L	Comprimento do canal de ar da chaminé	m
P	Pressão	Pa
q”	Quantidade de calor	W/m²
R	Constante de gás	J/kgK
RH	Umidade relativa do ar	%
S	Radiação solar	W/m²

T	Temperatura	K
U	Velocidade do vento	m/s
W	Largura do canal de ar da chaminé	m

Subscritos

rs	reflexão da energia solar no vidro
rwg	radiação entre o vidro e o painel solar
wind	entre o vidro e o ar externo
1	incidente no vidro
2	incidente no painel solar
a	do ar externo
d	ar seco
e	do solo
f	do canal de ar da chaminé
g	do vidro
i	entrada/interno
o	saída/externo
r	na saída do EAHE
s	na saída da chaminé
v	vapor de água
w	do painel solar

SUMÁRIO

Introdução **16**

1 Revisão bibliográfica **20**

1.1 A climatização dos ambientes no contexto de sustentabilidade 20

1.1.1 Ventilação 20

1.1.2 Chaminés solares 22

1.1.3 A inércia térmica do solo e trocadores de calor terra-ar 26

1.1.4 Trocadores de circuito aberto, fechado e híbridos 29

2 Solução numérica para o sistema **31**

2.1 Modelagem 31

2.2 Balanço de energia para a chaminé solar 32

2.2.1 O ciclo da temperatura do ar ao longo do sistema 32

2.2.2 Superfície do vidro 33

2.2.3 Superfície do painel fotovoltaico 34

2.2.4 Canal de ar da chaminé 36

2.2.5 Vazão mássica de ar 37

2.3 Balanço de energia para o EAHE 39

2.4 Propriedades do ar atmosférico 40

2.4.1 Massa específica do ar 41

2.4.2 Calor específico do ar à pressão constante 41

2.4.3 Viscosidade dinâmica do ar 42

2.4.4 Condutividade térmica do ar 42

2.5 Números adimensionais na chaminé solar 42

2.6 Incidência de energia solar sobre a chaminé solar 44

2.7 Considerações à respeito da execução do cálculo 48

2.8 Carga térmica para manutenção da temperatura 50

3 Coleta de dados meteorológicos 53
3.1 Definição do banco de dados e coleta 53
3.2 Tratamento dos dados 55
3.3 Considerações à respeito da Latitude e Longitude 59
3.4 Análise exploratória 60

4 Resultados da simulação 69
4.1 Simulação da radiação incidente num plano inclinado 69
4.1.1 Inclinação para máximo recebimento de energia solar por mês e hora 70
4.1.2 Análise da média horária durante o inverno 72
4.1.3 Análise da média horária no verão 74
4.2 Simulação do sistema EAHE+SC 75
4.2.1 Distribuição dos resultados da temperatura na saída do EAHE 77
4.2.2 Distribuição dos resultados da vazão mássica de ar 82
4.3 Redução no consumo de energia térmica 87

Considerações finais 95

Referências 98

Apêndice 109

A Datasheet do painel fotovoltaico 109

Introdução

Definição da problemática de pesquisa

Após a crise energética brasileira em 2001, o governo brasileiro realizou a aprovação de diversas medidas com o objetivo de regular, fiscalizar e implementar o mercado energético nacional. Dentre elas destaca-se a Lei nº 10.847/2004, responsável pela criação da Empresa de Pesquisa Energética (EPE), que passa a ser responsável pelo balanço energético anual do país. Para a grande maioria dos habitantes das cidades grandes a utilização de energia elétrica é algo trivial, mas nem todas as regiões do país dispõem de tal recurso com abundância. Ainda assim, os relatórios (EPE, 2021a,b) apontam para uma crescente participação da energia elétrica na vida dos brasileiro. Entre 2005 e 2020, mais brasileiros tiveram acesso à eletricidade e o seu consumo, em comparação as outras fontes de energia presentes na vida do brasileiro, passou a representar 46% - antes era 33%.

Nem todas as cidades possuem acesso pleno à energia elétrica e alguns pontos desses relatórios merecem atenção, dada a criticidade. A maior parte da energia elétrica produzida no Brasil decorre do potencial hidrelétrico, que se mantém com a mesma capacidade desde 1986 - possuindo pequenas variações entre 130 e 150 MW. Em comparação aos setores industrial, comercial e outros, o setor residencial aumentou sua participação na fração de consumo de 23.3% para 27.6% nos últimos 10 anos, sendo que os dois componentes que mais contribuem para o consumo residencial é a refrigeração de alimentos e a climatização local (EPE, 2021a,b).

Recente estudo realizado pela (IEA, 2018) aponta que a demanda por aparelhos condicionadores de ar é uma tendência mundial e o principal problema associado é que muitos consumidores não optam ou, não podem optar, por equipamentos mais eficientes. Se tecnologia e preço de aquisição são características opostas, deve-se encontrar outra forma de redução do consumo sem afetar o conforto da sociedade. Para este trabalho, a palavra conforto é empregada no sentido de manter condições de temperatura e umidade do ar ideais para seus usuários, pois sabe-se que estes valores podem oscilar

consideravelmente para populações em diferentes localidades do planeta.

É inegável a preocupação com o meio ambiente e o aquecimento global, mas no formato em que a sociedade está habituada, um ciclo vicioso é formado: Os seres humanos tornam o ambiente mais quente ao adotar processos industriais poluidores do meio ambiente ou através das próprias ações humanas, exigindo maior gasto energético para torná-lo habitável e quanto maior este gasto, mais quente fica o ambiente. Uma alternativa para contornar este ciclo é aproveitar os recursos naturais de forma mais sustentável, como por exemplo projetos de habitações que utilizem as técnicas de sombreamento, inércia térmica de materiais, ventilação natural ou resfriamento evaporativo (LAMBERTS; GHISI; PAPST, 2000; RORIZ, 2008; TALEB, 2014).

Neste contexto, os processos de ventilação e refrigeração passivos (ou naturais) se apresentam como alternativas interessantes para a redução parcial ou completa da carga térmica de uma habitação e este trabalho irá investigar os efeitos de uma chaminé solar em conjunto com um trocador de calor terra-ar para suprir totalmente ou parcialmente os efeitos da alta temperatura no ambiente.

A chaminé solar atua como um dispositivo que fará o aquecimento do ar em seu ponto superior cuja funcionalidade é promover um fluxo de ar através da convecção natural do ar aquecido. Já o trocador de calor terra-ar realiza a troca térmica entre o ar e o solo em torno da tubulação. Geralmente as temperaturas do ar e do solo em determinada profundidade são opostas, ou seja, se o dia está quente, solo está mais frio e se o dia está frio, o solo estará mais quente.

Pesquisadores indicam a utilização das chaminés solares para ventilação ((AHMED; KUMAR; MOTTET, 2021; LONG et al., 2021)) e para exaustão de gases ((CHENG et al., 2020)), mas em locais extremamente quentes a ventilação sozinha não é capaz de promover o conforto térmico para os habitantes. Portanto, a motivação deste trabalho encontra-se em aliar as duas estratégias passivas, aumentando a eficiência do método, para que se possa reduzir o custo energético gasto com a climatização dos ambientes.

O tema chaminés solares e trocadores de calor terra-ar é um campo de pesquisa que já possui uma certa quantidade de publicações anuais. Na Fig. 1, por exemplo, foram levantadas as publicações relacionadas ao tema e publicadas em periódicos com avaliação Qualis A1 ou A2. A tendência mostra um crescimento anual médio de 6,18%, onde entre 2015 e 2018, as publicações se mantiveram em torno de 80 por ano, mas a partir de 2019 essas publicações aumentaram para uma faixa de cerca de 100 por ano.

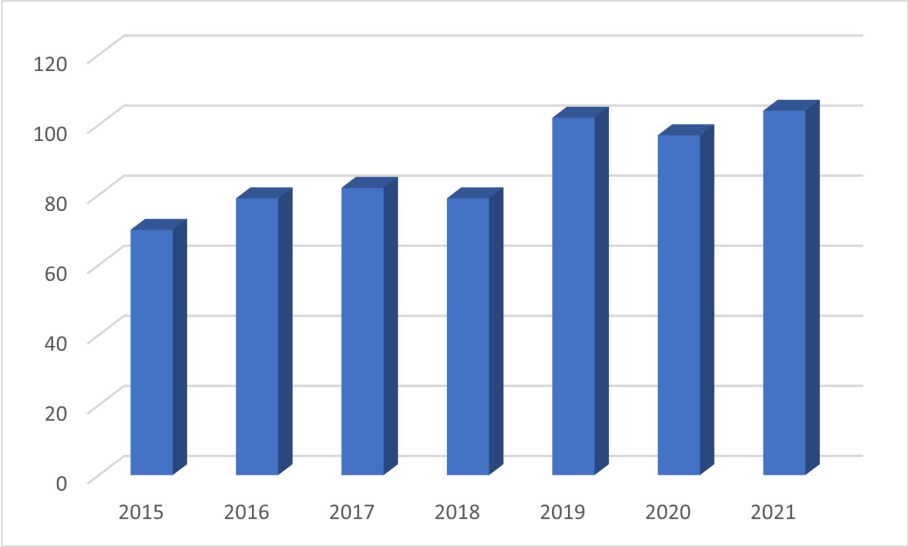


Figura 1 – Publicações anuais

Esse levantamento foi realizado utilizando a base *Web of Science* e os termos utilizados para a busca foram *Solar Chimney*, *earth to air heat exchanger*, *EAHE* e *ground to air heat exchanger* com o operador *OR*, que retornaram mais de 2000 publicações, que posteriormente foram filtrados por fontes de publicação que estejam classificadas em A1 ou A2 pela qualificação QUALIS, para o quadriênio 2013-2016 e na categoria Engenharia III. Ao final, foram registrados 613 publicações, distribuídas conforme a figura acima.

Objetivos, metodologia e organização do trabalho

O objetivo geral desta pesquisa é avaliar o uso do sistema acoplado chaminé solar e trocador de calor terra-ar através da simulação das equações que regem o sistema, de forma a avaliar o potencial de utilização do solo para suporte ou substituição de sistemas de condicionamento. A simulação será feita a partir de dados meteorológicos reais coletados de um banco de dados e o modelo de simulação selecionado é o numérico, onde equações que definem o sistema são solucionadas e seus resultados explorados.

Para que se possa alcançar o objetivo geral deste trabalho, foram definidas algumas etapas que o compõe:

- Realizar a busca por um banco de dados consistente, de acesso público e que possua estações meteorológicas para registrar as componentes climáticas do ar e

sensores de temperatura no solo em uma profundidade adequada;

- Extrair informações sobre o local a ser estudado, as características do clima e do solo;
- Realizar o balanço de energia para chaminé solar e o trocador de calor;
- Simular o funcionamento deste sistema acoplado;
- Avaliar os resultados obtidos;

Este trabalho é organizado da seguinte forma:

Inicia-se com a introdução da pesquisa realizada, os fatores que a motivaram e a justificam, bem como a definição da metodologia aplicada.

O capítulo 1 apresenta uma revisão dos principais conceitos que norteiam o funcionamento da chaminé solar, que se baseia no principio da convecção natural e, do trocador de calor terra-ar, o estado da arte do problema investigado e são apresentados alguns dos trabalhos científicos e quais os pontos são abordados pelos autores.

O capítulo 2 apresenta o detalhamento do sistema que será simulado, as dimensões, as equações que moldam o sistema e as propriedades do ar e também como foi realizada a simulação.Além disso, é descrito como a energia solar pode ser alterada de acordo com a inclinação da chaminé solar.

O capítulo 3 apresenta os dados meteorológicos que foram coletados do banco de dados de Dakota do Norte nos Estados Unidos. Define os parâmetros coletados, o procedimento de limpeza dos dados brutos. Também traz uma visão do comportamento destes dados ao longo dos meses, de forma a mostrar como é o clima local.

O capítulo 4 apresenta os resultados obtidos com a simulação. É mostrado a interferência da inclinação da chaminé em relação a sua inclinação. Posteriormente é discutido o resultado da temperatura de saída no trocador de calor e vazão de ar obtida. Esse capítulo finaliza com a visualização da potência térmica que o solo consegue fornecer ao sistema.

1- Revisão bibliográfica

1.1- A climatização dos ambientes no contexto de sustentabilidade

1.1.1 Ventilação

A ventilação é o ramo do conhecimento tecnológico com aplicações em todas as atividades humanas e consiste na renovação do ar de um determinado ambiente, podendo ocorrer por meios naturais ou mecânicos, exercendo as funções de remoção de gases poluentes, controle de temperatura e umidade, prevenção de incêndios e outros (CLEZAR; NOGUEIRA, 1999). A Tab. 1, apresentada por (CHINN; SEHULSTER, 2003), traz as taxas de ventilação por hora (ACH) necessárias para o controle de contaminantes suspensos no ar e mostra que quanto maior a taxa de ventilação, mais rápida será a remoção de partículas suspensas no ar. Nos tempos atuais, pós pandemia de COVID-19, é mais que necessário se atentar as condições de ventilação dos ambientes, principalmente em locais com grande circulação de pessoas.

Tabela 1 – Tempo para remoção de contaminantes suspenso no ar, adaptado de (CHINN; SEHULSTER, 2003)

ACH (m^3/h)	Tempo para remoção de contaminantes com 99% de eficácia (min)
3,40	138
6,80	69
10,20	46
13,59	35
16,99	28
20,39	23
25,48	18
33,98	14
84,95	6

Mas em locais de temperaturas altas, a ventilação como único meio para controle da temperatura e umidade não é suficiente para garantir o conforto térmico de seus

ocupantes e a solução prática adotada pelo mercado é o investimento em sistemas de condicionamento de ar. De forma geral, o funcionamento destes dois sistemas ocorre de maneira complementar, onde a ventilação é responsável por fazer a troca de ar e a refrigeração controla a temperatura e umidade do ar de entrada na habitação.

Esse controle de temperatura e umidade vai além do conforto térmico, pois é importante também para manutenção do controle de qualidade do ar interno (*IAQ-Indoor Air Quality*). Fungos e mofos se desenvolvem dentro dos sistemas mecânicos, exigindo a instalação de filtros, que com o tempo precisam de manutenção e, no caso de manutenção deficiente, acabam diminuindo a eficiência do equipamento, contribuindo para um maior gasto energético ((JOMEHZADEH et al., 2017; LIMB, 2000)).

De acordo com a Agência Internacional de Energia, (IEA, 2018), estas atividades representam 20% do consumo de energia residencial. Outro relatório, desta vez apresentado pela Agência Internacional de Energia Renovável, (IRENA, 2020), revela que os processos industriais de aquecimento e resfriamento são responsáveis por 49% do consumo de combustíveis fósseis em todo o mundo. É inegável, portanto, a contribuição dos processos de ventilação e refrigeração para o alto consumo energético da sociedade e isso permite afirmar que a redução nestes custos contribui para a sustentabilidade.

Sustentabilidade é o conceito de aproveitar os recursos naturais de forma duradoura, sem prejudicar outros seres e as futuras gerações. O método da ventilação natural apresenta um grande potencial para contribuir com o conforto térmico ((AHMED; KUMAR; MOTTET, 2021)) sustentável, uma vez que reduz o gasto energético. É definido por Costa (COSTA, 2009) como um mecanismo de ventilação que ocorre por ação dos fenômenos naturais que agem sobre o sistema. Funciona pela diferença de pressão do ar entre dois pontos, como por exemplo, as correntes de ar, e/ou por ação da diferença de temperatura entre duas regiões.

Embora estes recursos estejam disponíveis, são difíceis de controlar. O desafio é fornecer os mecanismos de controle necessários para desenvolver a necessária qualidade do ar interior. Para conseguir isto, é necessário compreender a física da ventilação ((LINDEN, 1999)). Uma corrente de ar ao atingir a parede de um edifício provoca um aumento de pressão nesta lateral da edificação e, uma vez que hajam aberturas localizadas, surgirá um fluxo de ar proveniente da zona de alta pressão em direção à zona de baixa pressão ((BANSAL; MATHUR; BHANDARI, 1993; KHANAL; LEI, 2011; LINDEN, 1999)). Este processo é apresentado na Fig.2 No entanto, existe dificuldade

de implementação e de se aproveitar esta forma natural de ventilação em localidades com padrão desordenado de altura ((FUENTES FREIXANET; RODRÍGUEZ VIQUEIRA, 2004)).

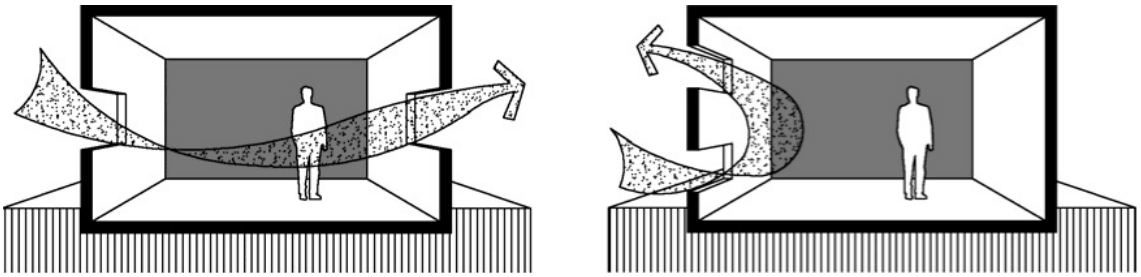


Figura 2 – Desenho esquemático da ventilação por ação das correntes de vento, extraído de (SOUZA; AMPARO; GOMES, 2011)

Na ventilação por diferença de temperatura, também conhecida como efeito chaminé, (CHIARELLO, 2006) argumenta que o ar apresenta variações de pressão quando as condições de temperatura são modificadas, uma vez que estas também causarão mudanças em sua massa específica. Neste caso, é possível que seja criado um determinado fluxo de ar (convecção natural), que renova o ar interno, a partir da diferença de temperatura entre dois pontos de abertura. Existem diversas estratégias que podem ser aplicadas a uma habitação que se baseiam nos métodos do efeito chaminé ou então no aproveitamento das correntes de vento, mas este trabalho abordará somente a Chaminé Solar (SC) e o trocador de calor terra-ar (EAHE).

1.1.2 Chaminés solares

A chaminé solar é uma alternativa viável para a geração de fluxo de ar em edificações, baseada no uso da energia solar como fonte geradora de energia térmica. Seu funcionamento é similar ao processo natural de criação das correntes de vento: Forma-se uma zona de alta pressão e uma outra de baixa pressão e o ar é forçado a fluir da zona de alta pressão para baixa pressão.

A chaminé solar pode ser definida com um duto de ar que conecta o interior de uma edificação ao seu exterior. Possui as extremidades abertas para que o ar possa entrar e sair e sua parte externa possui algum mecanismo para aquecimento do ar (Figura

3). (TYAGI; KAUSHIK; TYAGI, 2012) traz a classificação dos tipos de coletores baseados no mecanismo de aquecimento, que são os coletores de placas planas, concentradores de calor ou coletores de tubos. É possível ainda classificar como estacionário, aqueles que se mantém fixos em suas posições, e os que se movimentam em busca da melhor posição para recebimento da energia solar, seja em 1 ou 2 eixos.

Através desta classificação, a chaminé solar possui em sua extremidade um coletor solar de placas planas estacionário ou de 1 eixo. São utilizados materiais transparentes (vidro) nas faces expostas ao sol e um material absorvente de calor em seu interior, com o objetivo de reter a maior quantidade possível de calor. Devido o espaçamento entre a chapa de vidro e de absorção de calor, o ar é aquecido proporcionando a diferença de pressão necessária para gerar o fluxo de ar. O coletor de placas planas maximiza o efeito de convecção natural do ar, pois o mesmo será aquecido via condução, convecção e radiação, aumentando o gradiente de temperatura entre a entrada e saída de ar ((BAHARVAND; HENSEN, 2010))

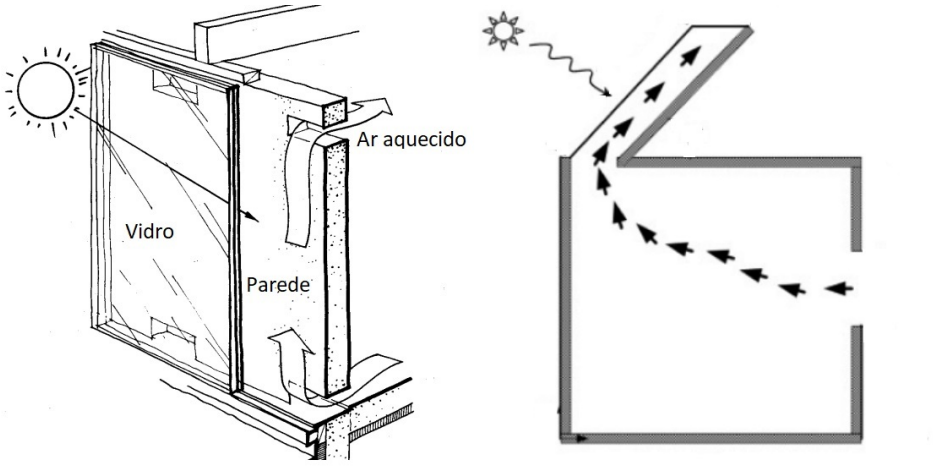


Figura 3 – Modelagem popular em chaminés solares, adaptado de (ANDERSON; WELLS, 1981; AL-KAYIEM; HENG, 2015)

A história das chaminés solares avança em paralelo às paredes de trombe (figura da esquerda, na Fig. 3), que são coletores solares instalados na posição vertical de uma parede. São dispositivos similares, sendo que a diferença básica entre eles é a posição do coletor. Essa comparação entre os dois dispositivos é inicialmente abordada por (BILGEN; CHAABAN, 1982), em 1982, que propõe a separação do coletor solar da parede de trombe, de forma a diminuir as perdas excessivas de calor que ocorrem. Os resultados se mostraram satisfatórios para a região do Canadá. Já nos anos 90, (BUENCONSEJO JR; FUJII; KOYAMA, 1990) mostrou, experimentalmente, que a região

de transição entre o regime laminar e turbulento ocorre com valores de Ra (Rayleigh) iguais 2 x 10^8. Além disso, concluiu que o coeficiente de transferência de calor da parede aquecida é aumentado pelo efeito de convecção forçada, apesar de se manter similar ao de uma placa isolada quando a diferença de temperatura ocorre entre a temperatura de entrada do ar e a temperatura alcançada na metade da chaminé.

Muitos fatores podem alterar o desempenho da chaminé solar. A inclinação do coletor, o clima local, as dimensões da chaminé e os materiais empregados são elementos fundamentais e que alteram o seu desempenho. Além disso, diferentes layouts de entrada e saída de ar podem também contribuir positivamente ou negativamente (SHI, 2018). A Fig.3 mostra que a chaminé solar é usada tanto para admitir ar fresco e exaurir ar quente quanto para aquecer o ar e retornar com o ar quente para dentro de uma habitação.

A inclinação da chaminé solar altera diretamente a quantidade de energia solar recebida e, consequentemente, na vazão de ar. A princípio, quanto mais horizontal a chaminé estiver maior a energia recebida e mais ar poderá ser aquecido, o que poderia resultar num aumento da vazão. Segundo (DUFFIE; BECKMAN, 2013; KHANAL; LEI, 2011) a inclinação altera a incidência total da radiação, pois esta será a soma das parcelas de radiação direta, difusa e da radiação refletida pelo ambiente ao redor. Porém, a vazão de ar é aumentada quanto maior for a inclinação da chaminé. O desafio é encontrar o ponto de equilíbrio onde a vazão de ar seja ótima assim como o processo de aquecimento do ar. O ponto ótimo de recebimento da energia solar varia de acordo com a Latitude do local e com a data. Diversos pesquisadores têm buscado encontrar como que essa variação é aplicada nas chaminés solares. (CHEN et al., 2003) evidenciaram esta importância mostrando que a vazão de ar é aumentada cerca de 45% quando a chaminé está a 45° em comparação à posição de 90°. A mesma inclinação é sugerida por (JIANLIU; WEIHUA, 2013) para a cidade de Nanjing, China, latitude 32°. (SAKONIDOU et al., 2008) desenvolveram um modelo experimental cujo objetivo era alcançar a maior vazão de ar possível e encontraram a faixa ótima de inclinação entre 65° e 76° para a cidade de Serres, Grécia, cuja latitude equivale à 41° N.

(BASSIOUNY; KORAH, 2009) também estudou a variação do ângulo do coletor solar para Latitude de 28.4° N e os resultados indicam que a faixa ótima para inclinação ocorre entre 45° e 75°. Já (MATHUR; MATHUR et al., 2006), encontrou para a cidade de Jaipur, Índia, latitude 26,9° N, 45° para a inclinação. Nesta condição, o valor de vazão foi superior às inclinações de 30° e 60°.

À respeito do formato de construção das chaminés solares, alguns autores tem publicado seus estudos sobre os parâmetros geométricos que influenciam a eficiência. (BASSIOUNY; KOURA, 2008) estudaram uma chaminé solar cuja entrada de ar era na altura do piso da habitação e concluíram que esta abertura tem menos influência na vazão do que o espaçamento do canal de ar. Utilizando o mesmo modelo de chaminé vertical, (SHI, 2019) estudou a ação do vento sobre a vazão da chaminé, argumentando que é um fator importante a ser considerado, uma vez que o vento representa uma pressão adicional sobre o sistema. Foi verificado que se a direção do vento não é alinhada com a entrada de ar, sua vazão é reduzida drasticamente, onde os piores casos ocorrem com ventos na transversal da entrada de ar. O mesmo efeito foi encontrado por (OLIVEIRA NEVES; SILVA, 2018).

As características geométricas da chaminé ainda são um tópico atual em publicações, mas outro tema que ganhou força nos últimos anos é utilização combinada da chaminés solares com outras tecnologias, incluindo a utilização da *Phase Change Materials* (PCM) na composição das placas absorvedoras de calor. Esses materiais, similares a parafina, são capazes de reter o calor por mais tempo e no caso das chaminés solares, torna-se benéfico o seu uso pois estende o período de funcionamento da mesma (KASAEIAN et al., 2017). O funcionamento da chaminé solar tende a cessar ao anoitecer devido a parada de recebimento da luz e o PCM libera o calor retido durante o dia e continua aquecendo o ar e promovendo o fluxo pela chaminé.

Um estudo de caso prático foi realizado por (LI; LIU, 2014) onde foi utilizada parafina RT42, cujo ponto de fusão ocorre em 41°C, e o período de funcionamento da chaminé foi estendido durante todo o período noturno, ainda que com valores menores de vazão de ar. Posteriormente, (LI; LIU; LU, 2017) investigou os efeitos de diferentes PCMs no comportamento da chaminé, onde foi verificado que o ponto de fusão do material é um importante parâmetro a ser considerado, pois altera de maneira desproporcional o seu tempo de derretimento. Por exemplo, um material cujo ponto de fusão tenha 10°C de diferença para outro material pode levar 50% de tempo a menos para seu derretimento.

1.1.3 A inércia térmica do solo e trocadores de calor terra-ar

O estudo da temperatura do solo é de fundamental importância para diversas aplicações diferentes, que vão desde a orçamentação de carbono, para controle do impacto das emissões de carbono e avanço do aquecimento global, até a união da tecnologia com processos de agricultura e também métodos de arrefecimento ou aquecimento de fluidos (ZHENG et al., 1993; HAMDI et al., 2018; THAKUR et al., 2019).

A depender da composição de seus materiais em diversas camadas e também das variáveis climáticas da superfície, profundidades mais rasas do solo sofrem grandes variações de temperatura. A radiação solar e a temperatura atmosférica, além de outros fatores como a umidade, o vento e outros, influenciam cada vez menos a temperatura do solo conforme o aumento da profundidade ((GWADERA; LARWA; KUPIEC, 2017)). Essa inércia térmica possibilita que haja uma região de temperatura estável independentemente da época do ano, do dia ou da hora ((OUZZANE et al., 2015)). Esse comportamento é mostrado de forma genérica na Fig 4, que traz a curva de temperatura x profundidade em dois períodos, o solstício de verão e inverno. Essa região de estabilidade é conhecida popularmente como UGT (Undisturbed Ground Temperature), onde no verão possui um valor menor que a superfície do solo e no inverno possui um valor maior.

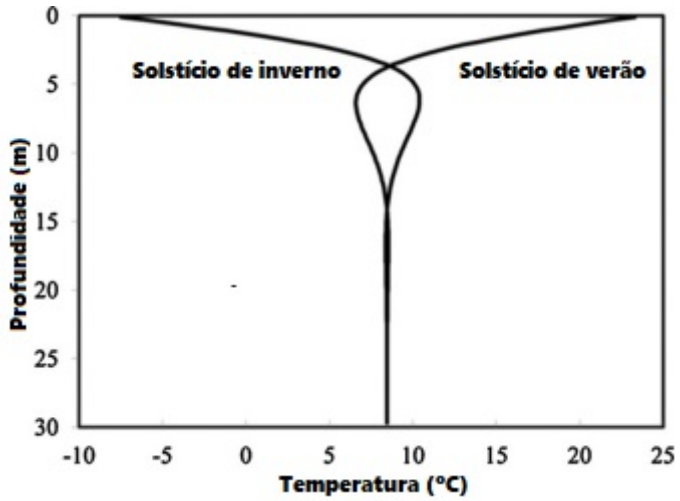


Figura 4 – Comportamento genérico da temperatura do solo, adaptado de (OUZZANE et al., 2015)

Na última década, diversos pesquisadores tem reforçado a importância de se conhecer o perfil de curva da temperatura em função do tempo e da profundidade e

muitos estudos foram publicados. Os principais parâmetros que afetam a temperatura do solo são o clima atmosférico, a incidência de radiação solar, as propriedades estruturais do solo e o tipo de cobertura em sua superfície (FLORIDES; KALOGIROU, 2007). Por este motivo, diversos estudos registram o comportamento do solo para determinado local, sendo essa a principal limitação dos trabalhos publicados. Uma das principais atividades que demandam tal conhecimento são os projetos de trocadores de calor terra-ar, pois a profundidade das tubulações poderá beneficiar ou prejudicar a troca térmica, além do fato de poder ser calculado o limite natural da redução de temperatura do fluido, visto que a partir de determinada profundidade a temperatura do solo se tornará estável.

A partir da observação durante 100 dias, (BANDYOPADHYAY; GOSNOLD; MANN, 2006) estimam que a UGT para Grand Forks e Fargo (Dakota do Norte, EUA) ocorra entre 7.5m e 7.7m. (KUREVIJA; VULIN, 2010) investigaram o gradiente de temperatura para uma estação meteorológica localizada na Croácia e chegaram a conclusão que a partir de 10m de profundidade a temperatura do solo era constante em 13°C e a 3m de profundidade a temperatura variou entre 8°C e 16°C ao longo do ano. No território de Chongqing, China, o UGT ocorre a partir de 11m e 19°C (CUI et al., 2011). Em Melbourne, Austrália, 12m e 17°C (SHAH; AYE; RISMANCHI, 2019).



Figura 5 – Construção física de um trocador de calor terra-ar, extraído de (SOBTI; SINGH, 2015)

O trocador de calor terra-ar consiste de um tubo enterrado no solo através do qual o ar é forçado e é encaminhado para o sistema de ventilação de uma edificação (Fig. 5 e 6). O ar ambiente é puxado para a entrada da tubulação, passando pelo seu interior e trocando calor com as paredes desses tubos, que estão em contato com o ambiente subterrâneo. Neste sentido, calor é transferido para o solo ou do solo por condução através da parede do tubo e convecção com o túnel, modificando a temperatura

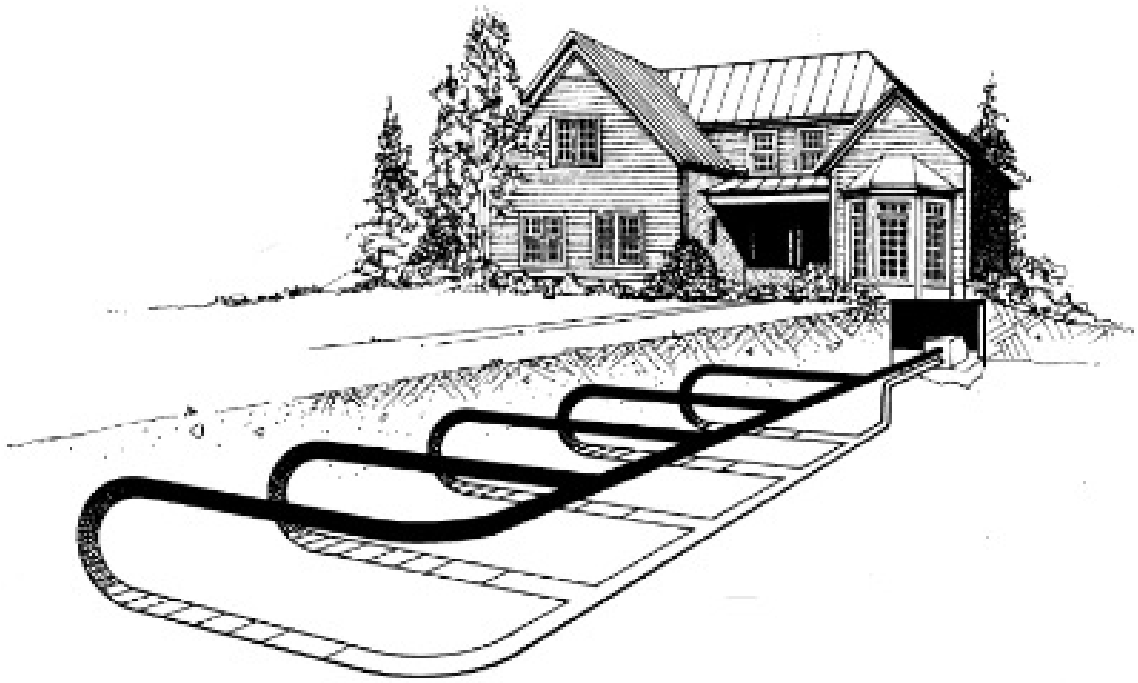


Figura 6 – Desenho esquemático de um EAHE, adaptado de (PAHL, 2007)

do ar ao longo de seu percurso (AL-AJMI; LOVEDAY; HANBY, 2006). O sistema possui aplicabilidade para melhorar ventilação natural através de um efeito de resfriamento, que também pode contribuir para a diminuição da temperatura no edifício (MAEREFAT; HAGHIGHI, 2010). Além disso, sua utilização é viável também para habitações que necessitam de aquecimento (ESEN; YUKSEL, 2013).

Estudos recentes mostraram que em diferentes localidades a implementação destes trocadores foi eficaz. Na região da Algéria, Norte da África, um EAHE composto por uma tubulação de 56m de comprimento enterrada a 3m de profundidade reduziu 15°C na temperatura do ar, em média (HAMDI et al., 2018). O resultado da troca térmica entre o solo e o ar se mostrou estável, independente se a superfície do solo encontra-se seca ou úmida (AGRAWAL; MISRA; AGRAWAL, 2020b). Neste trabalho, a temperatura do ar foi reduzida em 11.8°C para uma tubulação de 30m de comprimento. Esses resultados são significativamente superiores em comparação as tubulações que não são enterradas. Tal fato pode ser observado a partir do trabalho de (JAKHAR et al., 2015), onde um trocador de calor para ar foi disposto ao lado de uma edificação, com o objetivo de aquecer o ar interno a partir da ação solar e foi obtida a capacidade de aumentar a temperatura entre 1 e 3.5°C, em média. Algumas das desvantagens dos EAHE's são a possibilidade de condensação da umidade do ar, que exigirá uma manutenção periódica para drenagem

do sistema e remoção de micro organismos e também o alto custo de instalação (LIU et al., 2019).

A performance desses trocadores de calor é afetada não apenas pelos parâmetros locais, mas também pelo seu projeto e design de construção. Todos esses parâmetros, o material da tubulação, o diâmetro, o comprimento, as características do solo, umidade, temperatura do ar contribuem para a performance e a economia de energia dos EAHE (BORDOLOI et al., 2018). A característica do solo é de fundamental importância para determinação do comprimento da tubulação e o projeto do sistema pode variar o comprimento da tubulação a partir do material de enchimento do solo escavado. Isso pôde ser avaliado através de um experimento prático, onde (AGRAWAL; MISRA; AGRAWAL, 2020a) calcularam uma redução significativa no comprimento da tubulação (mais de 50%) para uma queda de temperatura de 6°. A modelagem via *software* é uma ferramenta muito útil para prever o efeito destes parâmetros operacionais sobre a capacidade de aquecimento ou arrefecimento dos sistemas EAHE (BISONIYA; KUMAR; BAREDAR, 2014). Posterior ao experimento realizado, (AGRAWAL; MISRA; AGRAWAL, 2021) realizaram a simulação de um modelo tridimensional via *Computational Fluid Dynamics* (CFD) com diferentes materiais de enchimento. Ao final, pode-se estimar que os custos de instalação, do tubo e escavação seriam reduzidos em 25,7%, 32% e 38% usando areia-bentonita seca, areia-bentonita úmida e solo nativo úmido, respectivamente, em relação ao solo nativo.

1.1.4 Trocadores de circuito aberto, fechado e híbridos

Os trocadores de calor podem ser classificados a partir da forma com que o fluido de arrefecimento circula ao longo do sistema. Os chamados circuitos fechados são aqueles na qual o fluido de admissão é o mesmo do local onde se deseja climatizar. Nesses casos, o ar do ambiente interno é admitido para as tubulações do EAHE e após a troca térmica é devolvido para o mesmo ambiente. Essa configuração apresenta maior eficiência do que o EAHE de circuito aberto (BORDOLOI et al., 2018), mas a taxa de renovação do ar pode ser prejudicada.

A Fig. 7 traz, à direita, a representação do circuito fechado e, à esquerda, a

representação do circuito aberto. O EAHE de circuito aberto capta o ar externo à habitação, faz a troca térmica e leva este ar até o ambiente interno. Embora a temperatura externa possa ser considerada constante, caso não haja variação climática, a eficiência do circuito aberto pode ser considerado menor pois a temperatura do ar externo captado sempre será maior (em um caso em que se queira resfriar o ambiente) do que a temperatura de admissão do ar em um circuito fechado, a qual é constantemente modificada devido à mistura do ar aquecido/arrefecido pelo próprio sistema.

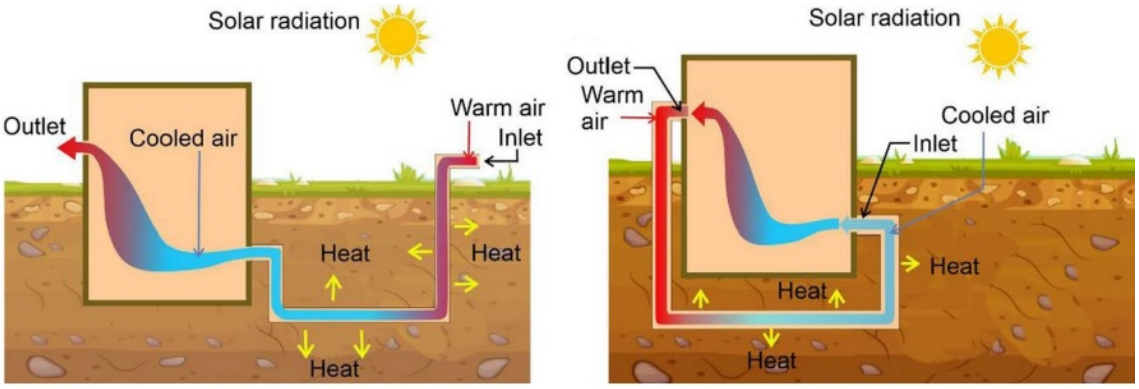


Figura 7 – EAHE de circuito aberto e fechado (AHMED et al., 2021)

2- Solução numérica para o sistema

A modelagem energética do sistema inclui as formas de ganho e suas perdas associadas. Neste capítulo serão apresentadas as equações relacionadas à essas energias e o fluxo de trabalho adotado para suas soluções.

2.1- Modelagem

A habitação considerada possui área de 25m², sendo 5m de largura e 5m de comprimento. A chaminé possui área de entrada e saída iguais a 0,5m², com as mesmas dimensões. A Fig. 8 mostra a composição do trocador de calor terra-ar, o ambiente interno que deve ser climatizado, a chaminé solar, responsável pela movimentação do ar e o detalhamento das dimensões deste projeto.

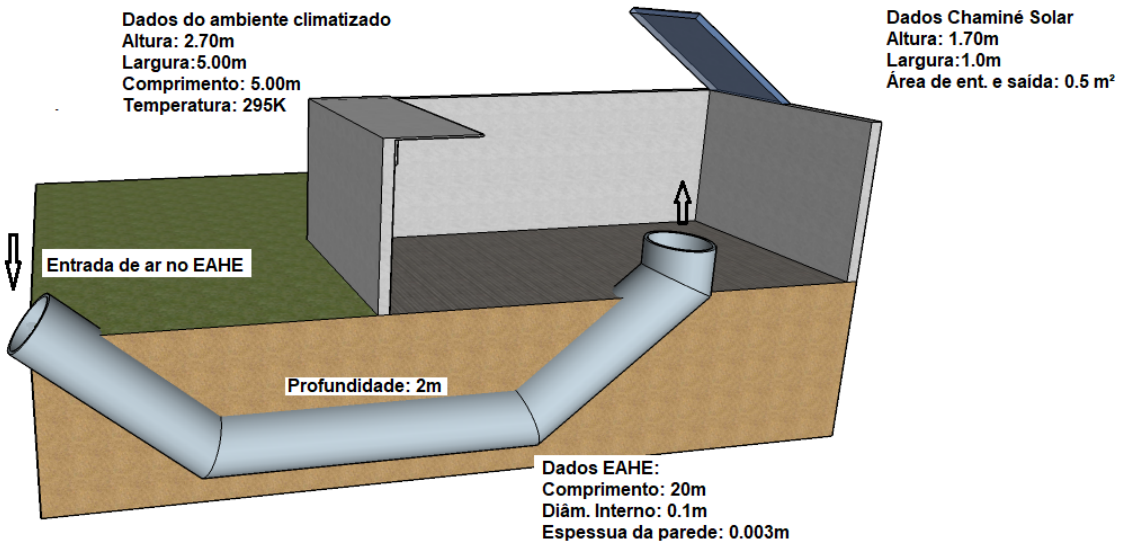


Figura 8 – Desenho esquemático da habitação com a chaminé solar e o EAHE

A chaminé solar é composta de vidro na sua face exposta ao sol e na face oposta de material absorvente de calor, que no caso será utilizado um painel fotovoltaico com capacidade de 280 W e eficiência de 17,10%, além de um isolamento térmico, com

espessura de 0,022m. A ficha técnica do painel selecionado é apresentada no Anexo A. O painel irá converter parte da energia solar recebida em energia elétrica e o calor gerado, adicionado ao efeito estufa causado pela estrutura de vidro da chaminé criará o fluxo de ar que percorrerá o sistema. O EAHE é feito de Policloreto de Vinila, popularmente conhecido como PVC, com comprimento de 20m, diâmetro interno de 0,1m e espessura de 0,003m. O duto será enterrado em uma profundidade de 2m, cuja temperatura é diferente dos valores medidos na superfície..

Para realização do balanço de energia térmica a estrutura é separada em três conjuntos: o primeiro, que envolve as energias da chaminé solar; o segundo, com as energias do EAHE; o terceiro com o cálculo da carga térmica da habitação. Forma-se, portanto, um sistema linear, que será resolvido caso a caso via rotina de cálculo no software RStudio.

2.2- Balanço de energia para a chaminé solar

2.2.1 O ciclo da temperatura do ar ao longo do sistema

O sistema composto pela chaminé solar e o trocador de calor terra-ar compartilham do mesmo fluido de trabalho: o ar. Um fluxo contínuo de ar é admitido para o EAHE, onde realiza troca térmica com o as paredes da tubulação, que estão em contato com o solo. Em seguida o ar é direcionado para dentro da habitação e para a entrada da chaminé solar, onde encerra seu ciclo sendo exaurido para o ambiente externo. Assim, o fluido de trabalho possui diferentes temperaturas ao longo do seu ciclo de trabalho.

Inicialmente possui T_a. Conforme percorre o duto subterrâneo, esse fluido realiza troca térmica e sai com T_r. O ambiente interno da habitação é climatizado e possui temperatura fixa em 295 K (22°), que é a temperatura de entrada na chaminé solar. No interior da chaminé solar, o ar troca calor com as paredes e com a radiação solar recebida e é exaurido com temperatura T_s e possui uma temperatura média T_f ao longo da chaminé solar.

Considera-se constante a T_e, valor medido pelas estações meteorológicas de

Dakota do Norte, ao longo de todo o comprimento do EAHE, assim como a T_g, e do painel solar, T_w, da chaminé.

2.2.2 Superfície do vidro

O primeiro ponto de contato da energia solar é a superfície de vidro da chaminé. Essa energia é distribuída de 4 formas diferentes: Aquecimento do vidro, reflexão, radiação para o painel fotovoltaico, aquecimento do ar interno. Além disso considerou-se a perda de calor associada ao vento externo. Portanto, o balanço de energia em torno da superfície do vidro envolve estas trocas térmicas e está apresentado na Eq. (1).

$$S_1 A_g + h_{rwg} A_w (T_w - T_g) = h_g A_g (T_g - T_f) + A_g (h_{wind} + h_{rs})(T_g - T_a) \quad (1)$$

onde S_1 é a radiação solar incidente na superfície do vidro, h_{rwg} é o coeficiente de transferência de calor por radiação entre o vidro e o painel e h_{rs} o efeito de reflexão da radiação. h_g e h_{wind} são os coeficiente de transferência de calor por convecção entre o vidro e o ar interno e externo, respectivamente. A variável T representa temperatura e A representa a Área. O subscrito g refere-se ao vidro, w ao painel, f à temperatura média no canal de ar e a ao ambiente externo.

S_1 é a radiação solar incidente no vidro e é descrita como

$$S_1 = \alpha_g I_t \quad (2)$$

onde α_g é o coeficiente de absortância do vidro, dependente de suas propriedades e características físicas. Será considerado o valor de 0,06 para a absortância do vidro e 0,84 para a transmissividade, valor utilizado em diversos trabalhos (BASSIOUNY; KOURA, 2008; ONG, 2003; MATHUR; MATHUR et al., 2006; MATHUR et al., 2006; AMORI; MOHAMMED, 2012; BASSIOUNY; KORAH, 2009; ONG, 1995). I_t é a energia incidente sobre a chaminé solar e será abordada em na seção 2.6.

O coeficiente h_{wind} para superfícies lisas (vidro incluso) é fornecido por Jürges

Apud (DUFFIE; BECKMAN, 2013) e equivale a

$$h_{wind} = \begin{cases} 5,6 + 3,9U, & U<5 \text{ m/s} \\ 7,2U^{0,78}, & U \geq 5 \text{ m/s} \end{cases} \quad (3)$$

onde U é a velocidade do vento.

A radiação solar que incide sobre o vidro é parcialmente refletida de volta ao ambiente externo e é proporcional a emissividade do vidro, a temperatura do vidro e a temperatura do ambiente externo, conforme aponta (KALOGIROU, 2013). Essa parcela de energia refletida é expressa como

$$h_{rs} = \varepsilon_g \sigma (T_g + T_a)(T_g^2 + T_a^2) \quad (4)$$

onde ε_g é a emissividade do vidro, onde será utilizado o valor de 0,90, sugerido por (INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000), σ equivale à $5,67.10^{-8}$ W/m^{2}k^4 e T_a é a temperatura do ambiente externo.

Em relação ao coeficiente de radiação entre a placa fotovoltaica e o vidro, h_{rwg}, a troca de calor por ação da radiação decorre da diferença de temperatura entre elas e pode ser expressa de forma linear(KALOGIROU, 2013), quando considero para duas placas planas e infinitas, descrita por

$$h_{rwg} = \frac{\sigma (T_w + T_g)(T_w^2 + T_g^2)}{\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1} \quad (5)$$

onde ε_w é a emissividade da placa, com valor igual à 0,95 (MATHUR; MATHUR et al., 2006; BASSIOUNY; KORAH, 2009; AMORI; MOHAMMED, 2012; SAKONIDOU et al., 2008; ZHA; ZHANG; QIN, 2017).

2.2.3 Superfície do painel fotovoltaico

Os painéis fotovoltaicos são constituídos de uma série de camadas, Fig. 9, que apresentam grande importância estrutural: A esquadria de alumínio suporta todo o peso da estrutura, o vidro impede que poeira, objetos e água atinjam a célula solar, o encap-

sulamento de EVA serve de amortecedor de impacto à célula solar e o *backsheet* como isolante elétrico. Com excessão da esquadria de alumínio e da lâmina de vidro, as outras camadas não influenciam fortemente no balanço de energia térmica do sistema, sendo comum encontrar trabalhos na literatura que consideram apenas a célula fotovoltaica e a camada de vidro nos cálculos de balanço energético.

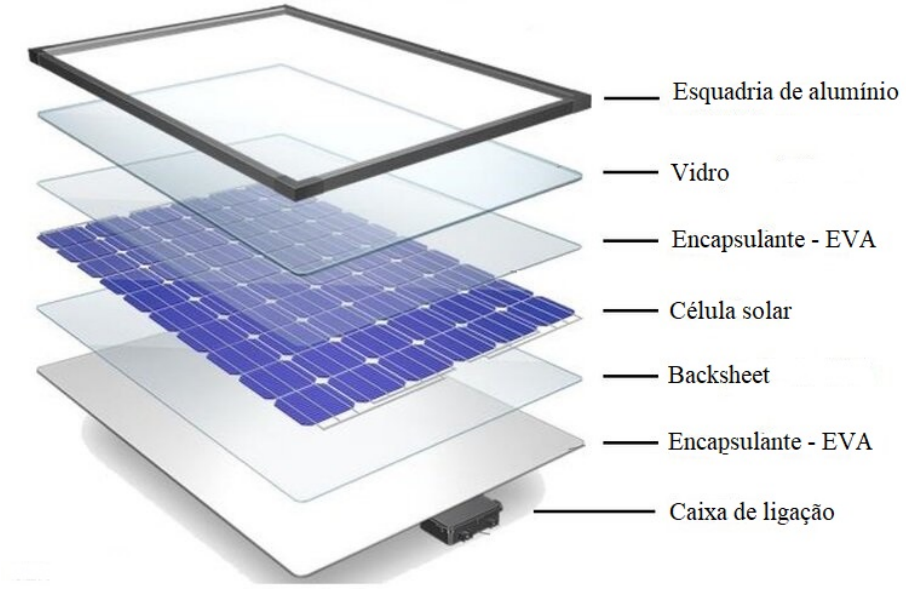


Figura 9 – Camadas de um painel solar, adaptado de (SVARC, 2020)

Os cálculos deste trabalho consideram apenas a presença da célula fotovoltaica, um espaçamento de ar e a camada de vidro. O painel fotovoltaico converte a energia solar que passou pelo vidro em eletricidade e também aquece o ar dentro do SC. Além disso, tem-se a troca térmica por radiação entre o vidro e a placa, a perda de energia por convecção para o ar externo à habitação. Este processo pode ser escrito matematicamente como

$$A_w(S_2 - h_{rwg}(T_w - T_g)) = A_w(I_t\eta_w + 298 \times I_t\eta_w\beta_w T_w + h_w(T_w - T_f) + U_b(T_w - T_a)) \quad (6)$$

conforme sugerido por (MATTEI et al., 2006), onde S_2 é a radiação incidente sobre o painel, ou seja,

$$S_2 = \alpha_w \tau_g I_t \quad (7)$$

298 é a temperatura do teste padrão STC, em Kelvins. α_w é o coeficiente de absortância do painel, estimado em 0,95, τ_g é a transmissividade do vidro, 0,84 ((MATHUR; MATHUR

et al., 2006)) e U_b são as perdas associadas ao sistema. η_w é a eficiência máxima do painel e β_w 0,39, conforme indicado no Anexo A.

(IDI; DE et al., 2011) performaram a análise da transmissividade média do vidro, τ_g, ao longo de 12 meses. O método utilizado se baseia em cálculos onde a transmissividade do vidro depende das propriedades do material e também da localização e inclinação da chapa. O valor médio encontrado foi de 0,88 para a cidade de Yola, Nigéria. Já Roriz (RORIZ, 2008) cita os valores de $\tau_g = 0,80$ e $\alpha_g = 0,12$, enquanto que Bassiouny e Koura (BASSIOUNY; KOURA, 2008) e outros (ONG, 2003; MATHUR; MATHUR et al., 2006; MATHUR et al., 2006; AMORI; MOHAMMED, 2012; BASSIOUNY; KORAH, 2009; ONG, 1995) utilizam os valores de $\tau_g = 0,84$ e $\alpha_g = 0,06$ e $\alpha_w = 0,95$. Em virtude do grande número de autores e por não serem valores destoantes da realidade das pesquisas mencionadas, a princípio serão considerados estes últimos valores.

A potência do painel solar é sugerida por (MATTEI et al., 2006) como

$$P_w = \eta A_w S_2 \tag{8}$$

onde η é a eficiência calculada através de

$$\eta = \eta_w(1 - \beta_w(T_a - T_w) \tag{9}$$

Outras perdas associadas ao painel são descritas através de U_b. Nesta variável estão incluídas as perdas por condução e convecção na parte traseira do painel fotovoltaico.

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{h_{wind}} + \frac{\Delta_w}{k_w}} \tag{10}$$

2.2.4 Canal de ar da chaminé

O canal de ar da chaminé compreende o espaço entre o painel fotovoltaico e a superfície de vidro, mencionado anteriormente o espaçamento de 0,5m. Na medida em que essas duas partes são aquecidas pela energia solar elas aquecem o ar presente neste canal através da troca térmica por convecção. Esse aquecimento induz à uma

queda de pressão e inicia o fluxo de ar na habitação, admitindo ar resfriado pelo EAHE e exaurindo o ar mais quente da habitação e da chaminé. O balanço de energia sobre essa região pode ser descrito como

$$q" = h_g A_g(T_g - T_f) + h_w A_w(T_w - T_f) = \frac{\dot{m} c_p (T_s - T_i)}{WL} \tag{11}$$

onde q" representa a quantidade de calor e h_w é o coeficiente de convecção entre a placa absorvedora e o ar interno ao canal, $\dot{m}$ é a vazão mássica, c_p é o calor específico a pressão constante, T_i é a temperatura do ar no bocal de entrada e T_s a temperatura do ar no bocal de saída, W é o comprimento da chaminé e L é a altura da chaminé.

Essa equação apresenta uma problemática, pois a temperatura de saída T_s é um dado não conhecido do problema. Uma solução para isto é apresentada por (HIRUNLABH et al., 1999), que aborda o fato da temperatura do ar entre duas placas poder ser tratada de forma linear. Desta forma, a temperatura T_s pode ser substituída pela temperatura média do canal de ar, através da relação

$$T_f = 0,75T_s + 0,25T_i \tag{12}$$

onde T_s é a temperatura de saída do ar e T_i a temperatura de entrada. Considerando que o ambiente interno é climatizado, T_i equivale a 295K, conforme descrito anteriormente e, a versão final para o balanço de energia no canal de ar é

$$q" = h_g A_g(T_g - T_f) + h_w A_w(T_w - T_f) = \frac{\dot{m} c_p (T_f - 295)}{0,75WL} \tag{13}$$

2.2.5 Vazão mássica de ar

A fonte de energia necessária para movimentar o ar é a chaminé solar, que é capaz de induzir um fluxo de ar a partir da diferença de temperatura entre o ambiente interno climatizado e a própria chaminé, aquecida devido seus mecanismos que potencializam a temperatura devido a incidência de energia solar. A equação que estima esse fluxo de ar mais utilizada, como por exemplo em (ONG, 2003; MATHUR; MATHUR et al., 2006; BASSIOUNY; KORAH, 2009; NEVES, 2012; AMORI; MOHAMMED, 2012) é baseada na

diferença de pressão do ar, sendo apresentada de forma genérica na Eq. 14.

$$\dot{m} = c_d \rho A_o \sqrt{\frac{2gL \sin\theta(T_f - T_i)}{(1 + (\frac{A_o}{A_i})^2)T_i}} \tag{14}$$

onde g é a gravidade, L é a altura vertical da chaminé, θ é o ângulo de inclinação entre a chaminé e o piso horizontal. T_i é a temperatura do ar na entrada e T_f a temperatura média na chaminé. A_o é a área de saída e A_{inlet} de entrada da chaminé. c_d é o coeficiente de descarga e ρ a massa específica do ar

(ANDERSEN, 2003) apresenta 3 propostas de cálculo da vazão mássica de ar para dutos verticais sujeitos à convecção natural, especialmente pelo efeito chaminé. As expressões são tomadas como dependentes da diferença de densidade, diferença de temperatura ou então pela diferença de calor no sistema. Neste trabalho, será considerado o cálculo através da diferença de temperatura, que é uma equação aprimorada da Eq. 14. A temperatura do ar na entrada da chaminé é mantida constante em 295 K e, portanto, a equação de vazão mássica do ar no sistema é

$$\dot{m} = c_d \rho A_o \sqrt{\frac{2gL \sin\theta(T_f - 295)}{(1 + \frac{295}{T_f}(\frac{A_o}{A_i})^2)295}} \tag{15}$$

onde g é a gravidade, L é a altura vertical da chaminé, θ é o ângulo de inclinação entre a chaminé e o piso horizontal. A_s é a área de saída e A_i de entrada da chaminé. c_d é o coeficiente de descarga e ρ a massa específica do ar.

A comparação das equações baseadas na diferença de pressão e na diferença de temperatura foi realizada anteriormente por (SABINO, 2019) onde foi verificado que o fator $\frac{T_{inlet}}{T_f}$ produz variações em inclinações mais baixas. Apesar de ser uma variação mínima, optou-se pelo uso de uma expressão mais completa, pois poderia haver resultados diferentes, visto que a mudança de localização dos pontos simulados.

O coeficiente de descarga, c_d, possui grande influência sobre o resultado e, de certa forma, é um valor estimado por alguns autores devido à grande quantidade de fatores que podem alterá-lo. alguns autores recomendam valores que variam entre $0,5$ e $0,6$, como por exemplo (FLOURENTZOU; VAN DER MAAS; ROULET, 1998; MATHUR; MATHUR et al., 2006; CHIU; ETHERIDGE, 2007; ZHA; ZHANG; QIN, 2017), sem apresentar um detalhamento maior sobre a origem da escolha. Mas, para (ALMEIDA et al., 2018), o coeficiente de descarga c_d é o produto dos coeficiente de velocidade e de

contração.

O coeficiente de velocidade trata da relação entre a velocidade real e teórica de um fluido e o coeficiente de contração trata da relação entre a área de seção contraída (*vena contracta*) e a área de um orifício. Esses coeficientes são empíricos e neste trabalho não é possível avaliar os coeficientes de velocidade e de contração, mas pode-se estimar c_d pelo cálculo da perda de carga de um fluido em uma tubulação. A vazão real terá perdas devido o bocal de entrada e saída do ar e pela resistência ao movimento e c_d pode ser estimado por

$$c_d = \frac{1}{\sqrt{\sum h_l}} = \sum l_{in} + \sum l_{out} + f\frac{L}{D_h} \tag{16}$$

onde h_l são as perdas mencionadas acima, que são fracionadas nas perdas de entrada, $\sum l_{in}$, as perdas de saída $\sum l_{out}$ e o atrito $f\frac{L}{D_h}$. Para (ORTEGA, 2011) as perdas na entrada e saída são iguais a 0,5 e 1, respectivamente. Assumindo que a rugosidade média de 0,5mm para o restante da estrutura, que inclui o vidro, a estrutura de metal e a célula solar, é possível calcular um valor entre 0,6 e 0,68 para c_d, assumindo uma pequena margem de erro na interpretação do diagrama de Moody. Este resultado está de acordo com o que alguns autores tomam como referência ((ONG, 2003; NEVES, 2012; AMORI; MOHAMMED, 2012; BASSIOUNY; KORAH, 2009; MATHUR; MATHUR et al., 2006)).

2.3- Balanço de energia para o EAHE

Sobre o EAHE, serão consideradas as trocas térmicas por condução entre o solo e a parede da tubulação e por convecção entre a parede do tubo e o ar em movimento no seu interior. Baseado em (BISONIYA, 2015; INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000), as seguintes relações são aplicadas:

A troca térmica entre o solo e o ar no interior da tubulação pode ser determinada através das seguintes equações:

$$\frac{T_e - T_r}{T_e - T_a} = e^{\frac{-U_e A_e}{\dot{m} c_p}} \tag{17}$$

onde T_e é a temperatura do solo, A_e é a seção de área da tubulação. O termo U_e se

refere ao coeficiente de transferência de calor global, expresso por

$$(U_e A_e)^{-1} = \frac{1}{L}\left[\frac{1}{h_e \pi D_i} + \frac{\ln \frac{D_0}{D_i}}{2\pi k_e}\right] \quad (18)$$

onde L é o comprimento do tubo, h_e é o coeficiente de convecção entre o ar e o tubo, D_o é o diâmetro externo, D_i o diâmetro interno e K_e é o coeficiente de troca térmica por condução.

Para este balanço de energia, foram consideradas as seguintes propriedades térmicas do ar: o calor específico a pressão constante, na Eq. 22, a viscosidade dinâmica do ar, na Eq. 23, a condutividade térmica do ar, na Eq. 24 e o número de Prandtl, apresentado mais a frente na Eq. 25. A quantidade de calor cedida ao ambiente interno pode ser escrita como

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_r - 295) \quad (19)$$

onde $\dot{m}$ é a vazão do sistema, idêntica à vazão de ar na chaminé.c_p é o coeficiente de pressão a temperatura constante do ar, T_r a temperatura de saída do EAHE e 295 é a temperatura fixa e interna da habitação, mantida através de equipamentos auxiliares, conforme explicado anteriormente.

2.4- Propriedades do ar atmosférico

O ar atmosférico é composto essencialmente por Nitrogênio e Oxigênio. Uma fração mínima (1% aproximadamente) nessa composição inclui o vapor de água, o dióxido de carbono e o ozônio, de acordo com (SALBY, 1996), que é capaz de alterar algumas das propriedades do ar. Para que seja possível resolver as equações dos tópicos anteriores, foi realizada uma pesquisa em diversas fontes à respeito das propriedades do ar, pois muitas das equações acima dependem de fatores, como por exemplo,os números adimensionais de Nusselt, Reynold, viscosidade dinâmica, calor específico e outros.

2.4.1 Massa específica do ar

A equação governante para o cálculo da massa específica do ar (kg/m³) é definida a partir da soma das parcelas de ar seco e úmido que estão em sua composição, sendo descritos na forma da função

$$\rho = \frac{P_d}{R_d T_f} + \frac{P_v}{R_v T_f} \tag{20}$$

onde P_d é pressão do ar seco e P_v a pressão do vapor de água, ambos em Pascal, R_d é a constante do gás seco, 285 J/kgK e R_v é a constante do gás umido, 461,49 J/kgK. (WEISS, 1977) apresenta a equação de Tetens para estimar P_v em função da umidade relativa do ar RH. Essa equação é descrita como

$$P_v = (610,8e^{\frac{17,3T}{237,3+T}})RH \tag{21}$$

P_d pode ser calculado a partir da diferença entre o valor de pressão absoluta, medida por um barômetro e, P_v.

2.4.2 Calor específico do ar à pressão constante

A partir de (ASANO, 2007), que sugere uma expressão polinomial para a capacidade térmica do ar é possível encontrar uma expressão para a capacidade térmica do ar em função da temperatura dividindo a capacidade molar pelo peso molecular, onde

$$c_p = \frac{(28,11 + 1,97T \times 10^{-3} + 4,8T^2 \times 10^{-6} - 1,97T^3 \times 10^{-9})}{28,97 \times 10^{-3}} \tag{22}$$

e é medido em $\frac{J}{kgK}$. Essa expressão é particularmente interessante pois consegue apresentar a variação de c_p em relação a temperatura do ar ao longo do EAHE e da chaminé.

2.4.3 Viscosidade dinâmica do ar

A viscosidade dinâmica do ar representa uma medida de resistência ao cisalhamento, ou, de forma mais direta, a capacidade do fluido escoar. Para este trabalho, foi considerada a fórmula de lei de potência, da forma abaixo

$$\frac{\mu}{\mu_0} = (\frac{T}{T_0})^{0,7} \tag{23}$$

onde μ_0 e T_0 são valores de viscosidade e de temperatura, calibrados a partir de dados sugeridos por (CENGEL; GHAJAR, 2009), que foram 1,729 . 10^{-5} kg/ms para μ_0 e 273 K para T_0. A viscosidade μ pode, então, ser calculada em função da temperatura T.

2.4.4 Condutividade térmica do ar

Para que se possa calcular as etapas que incluem a transferência de calor por condução é necessário calcular a condutividade térmica do ar k_f. (KANNULUIK; CARMAN, 1951) apresenta a seguinte correlação entre k_f e a temperatura do ar

$$k_f = (5,75 \times 10^{-5}(1 + 0,00317T - 0,0000021T^2)) \times 418,4 \tag{24}$$

2.5- Números adimensionais na chaminé solar

Os números adimensionais que serão necessários para este trabalho são Grashof, Nusselt, Reynold e Prandtl. Para se encontrar estes números, o teorema Pi de Buckingham pode ser aplicado considerando as seguintes variáveis no sistema: massa específica (ρ), a viscosidade dinâmica (μ), a condutividade térmica (k), o calor específico a pressão constante(c_p), o diâmetro hidráulico (D), o gradiente de temperatura (ΔT), o coeficiente de expansão (β), a gravidade (g), o coeficiente de convecção (h) e a velocidade

(U) do vento externo ao coletor. Como variável básica utiliza-se massa, comprimento, tempo e temperatura.

Os seguintes valores de Pi são encontrados:

$$\Pi_1 = \frac{\mu c_p}{k} \rightarrow \text{Prandtl} \tag{25}$$

$$\Pi_2 = \frac{k\rho^2 D^2 \Delta T}{\mu^3} \tag{26}$$

$$\Pi_3 = \frac{\mu^3 \beta}{k\rho^2 D^2} \tag{27}$$

$$\Pi_4 = \frac{\rho^2 D^3 g}{\mu^2} \tag{28}$$

$$\Pi_5 = \frac{Dh}{k} \rightarrow \text{Nusselt} \tag{29}$$

$$\Pi_6 = \frac{\rho DU}{\mu} \rightarrow \text{Reynold} \tag{30}$$

Considerando que a unidade da condutividade térmica em 26 multiplicado pela temperatura é

$$kT = [\frac{kgm}{s^3}] \tag{31}$$

e que a radiação solar multiplicada por um comprimento possui mesma unidade de medida, pode-se reescrever 26 como

$$\Pi_2 = \frac{I_t \rho^2 D^3}{\mu^2} \tag{32}$$

Ao realizar a multiplicação entre 32, 27, 28, encontra-se a expressão

$$G_r = \frac{I_t D^4 g \beta}{\nu^2 k} \tag{33}$$

que corresponde à equação de Grashof modificada, ajustada à necessidade de se computar a radiação solar no cálculo. Nesta equação, ν corresponde ao parâmetro de viscosidade cinemática do ar, que pode ser correlacionado com a viscosidade dinâmica, apresentada anteriormente, e a massa específica do ar.

Para determinação do número de Nusselt não será possível utilizar a Eq. (29), pois não é conhecido o valor do coeficiente de convecção h. Portanto, utiliza-se a expressão sugerida por (VLIET; ROSS, 1975), apresentada na Eq. (34), para valores de Rayleigh menores que 10^{15}.

$$\mathrm{Nu} = \begin{cases} 0,55(\mathrm{G_rP_r})^{0,2} & \text{, Para regime laminar} \\ 0,17(\mathrm{G_rP_r})^{0,25} & \text{, Para regime turbulento} \end{cases} \tag{34}$$

Com relação ao número de Prandtl, não é necessário buscar na literatura uma expressão de seu valor com a temperatura do ar. A seção 2.4 apresenta as expressões para cálculo da condutividade térmica do ar, da viscosidade e do calor específico, suficientes para o cálculo do número de Prandtl.

2.6- Incidência de energia solar sobre a chaminé solar

Para apresentar o procedimento de cálculo da radiação solar no plano inclinado, é necessário, primeiramente, conhecer três componentes principais do raio solar projetado: a altitude solar, o azimute solar e o ângulo de Zênite. As componentes estão apresentadas na Fig. (10), onde α representa a altitude solar, θ_z é o ângulo de Zênite, γ_s o azimute solar e γ o azimute do coletor solar.

α é dependente da localidade (Latitude), da declinação solar (dia do ano) e do horário, sendo sugerida por (MUNEER, 2007) como

$$\sin\alpha = \sin\phi\sin\delta - \cos\phi\cos\delta\cos\mathrm{H_s} \tag{35}$$

onde ϕ é a Latitude, δ é a declinação solar e $\mathrm{H_s}$ é a hora solar. A declinação solar é a distância angular paralela entre o raio solar e o equador celeste. O banco de dados é composto de horários noturnos e diurnos e a Eq. (35) permite o resultado negativo

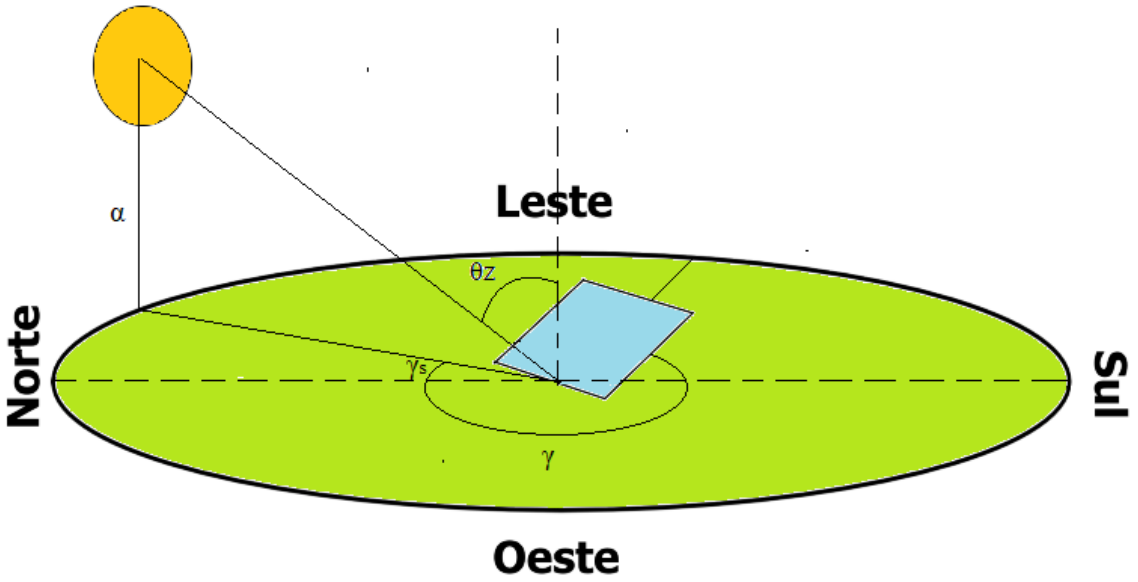


Figura 10 – Representação do dome terrestre e uma chaminé solar

da altura solar no período da noite. Então, para que não haja erros no cálculo foi implementado uma condicional de cálculo, onde o valor zero será adotado caso a altura solar calculada seja negativa.

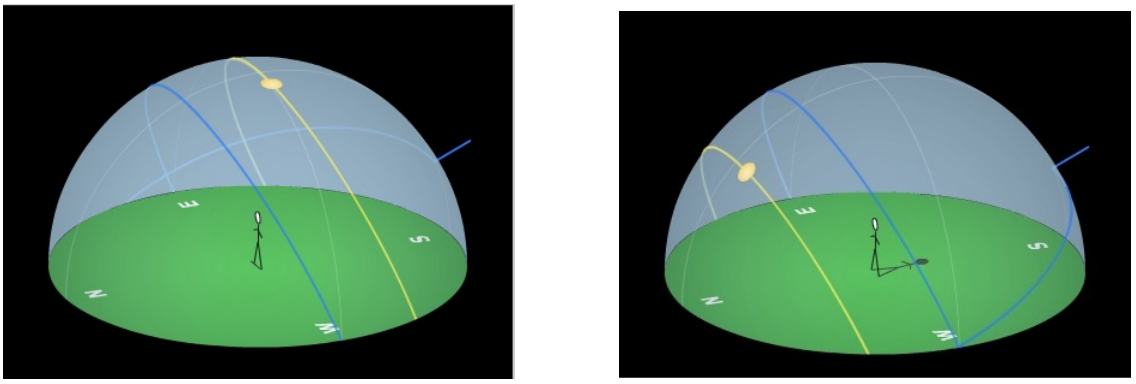
Na Fig. (11) é possível visualizar a linha de declinação solar em dois momentos ao longo do ano. A linha azul representa a Latitude do local e a posição da linha amarela a declinação solar. Em caso de Latitude zero, a linha azul estaria na vertical e caso fosse 90° estaria na horizontal e a partir dela se projeta a faixa de declinação solar, que varia entre –23, 45° e +23, 45°, de acordo com (DUFFIE; BECKMAN, 2013). A Eq. (36) apresenta o cálculo para a declinação solar.

$$\delta = 23,45 \sin(360\frac{284 + n}{365}) \tag{36}$$

onde n é a representação numérica de uma determinada data dentro de uma escala entre 1 e 365. O valor de n é obtido a partir da contagem de dias entre 31/12 do ano anterior até a data desejada. A hora solar H_s é representada pela Eq. (37) e representa o tempo de acordo com a posição do sol ao longo do dia. Basicamente, é a hora local corrigida por um fator de ajuste de acordo com a Longitude do local e a Equação do Tempo.

$$H_s = H_a \pm 4(L_{st} - L) + E \tag{37}$$

onde H_a é hora local, L_{st} é o fuso horário $\times 15°$, L é a Longitude e E é a Equação do



(a) Declinação solar em Janeiro (b) Declinação solar em Junho

Figura 11 – Representação da variação na declinação solar, extraído de (NEBRASKA-LINCOLN, 2020)

tempo, que pode ser escrita como

$$E = 9,87 \sin 2B - 1,5 \sin B - 7,53 \cos B \tag{38}$$

onde B é dado pela Eq. (39) e n representa a quantidade de dias desde o dia primeiro de Janeiro.

$$B = (n - 81)\frac{360}{364} \tag{39}$$

Para o cálculo da radiação solar que incide em uma superfície inclinada será considerado o modelo de céu isotrópico fornecido por (LIU; JORDAN, 1963). A Fig. (10) permite também identificar que a melhor posição para uma placa solar no hemisfério Sul é estar voltada para o Norte geográfico, enquanto que no hemisfério Norte, a melhor posição é estar direcionada para o Sul geográfico. Em sistemas articulados em duas dimensões pode-se aproveitar o horário da manhã e da tarde direcionando as placas para Leste e Oeste, no entanto, a chaminé solar será considerada articulada somente na sua inclinação com o solo e fixada para o Norte, ou seja, ângulo azimutal da superfície igual 180°.

No modelo de céu isotrópico são considerados três integrantes para composição da radiação que incide sobre o plano inclinado, que são a radiação direta, a radiação difusa e a radiação refletida pelo solo, também conhecida por albedo.

$$I_t = I_b R_b + \frac{1}{2} I_d (\cos\beta + 1) + \frac{1}{2} I \rho_g (1 - \cos\beta) \tag{40}$$

onde I_t é a radiação que incide sobre o plano inclinado, I_b é a parcela de radiação direta,

I_d a radiação difusa, I a radiação global, R_b é um fator geométrico a ser aplicado, β é a inclinação do coletor solar e ρ_g o coeficiente de albedo. Será considerado o ambiente urbano, com concreto no entorno da instalação, cujo valor ρ_h é 0,20, de acordo com (MARKVART; MCEVOY; CASTANER, 2003). I_d pode ser calculado a partir da correlação de (ERBS; KLEIN; DUFFIE, 1982) na Eq. (41)

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1 - 0,09K_t, & \text{se } K_t \leq 0,22 \\ 0,9511 - 0,1604K_t + 4,388K_t^2 - 16,638K_t^3 + 12,638K_t^4, & \text{se } 0,22 < K_t \leq 0,80 \\ 0,165, & \text{se } K_t > 0,8 \end{cases} \quad (41)$$

onde I é a radiação total num plano horizontal e K_t é o índice de claridade, definido pela relação entre a radiação global medida e a radiação extraterrestre I_o, que pode ser escrita como

$$K_t = \frac{I}{I_o} \quad (42)$$

Os valores de radiação extraterrestre foram estimados utilizando o método de (MUNEER, 2007), representado pela Eq. (43).

$$I_o = 1367(1 + 0,033\cos 0,0172024n)\sin\alpha \quad (43)$$

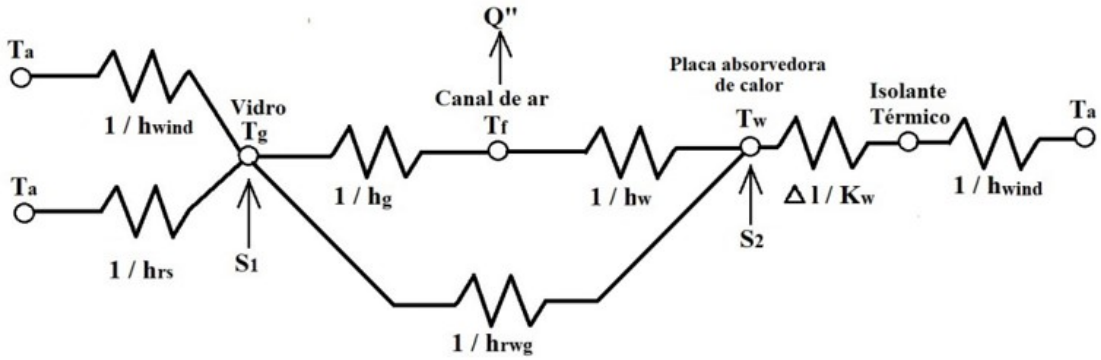
A radiação extraterrestre, ou seja, imediatamente após a camada de gases do planeta é contínua, porém os movimentos de rotação do planeta fazem com que no período noturno seu valor possa ser considerado zero. Isso é alcançado através do termo $\sin\alpha$.

A componente de radiação difusa I_b, da Eq. (40), é calculada a partir da diferença entre I e I_d e, R_b é um fator geométrico associado a radiação direta incidente no plano inclinado e a radiação no plano horizontal e pode ser calculado através da Eq. (44).

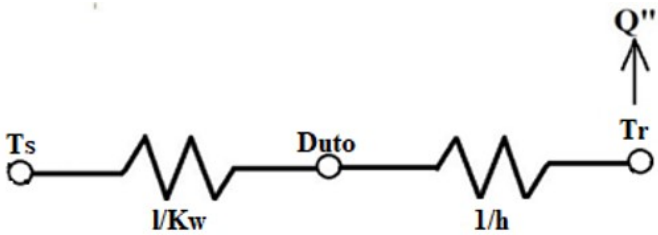
$$R_b = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} = \frac{\cos(\phi+\beta)\cos\delta\cos H_s + \sin(\phi+\beta)\sin\delta}{\cos\phi\cos\delta\cos H_s + \sin\phi\sin\delta} \quad (44)$$

2.7- Considerações à respeito da execução do cálculo

O sistema SC+EAHE é composto de uma série de equações que representam o recebimento da energia solar, sua distribuição através do balanço de energia e as propriedades térmicas do fluido utilizado. As trocas de energia consideradas podem ser organizadas visualmente através dos diagramas de resistências, apresentados nas Fig. 12a e 12b.



(a) Diagrama de resistência para a chaminé solar



(b) Diagrama de resistência para o EAHE

Figura 12 – Diagrama de resistências

. Ao resolver essas equações e por assim dizer, realizar a simulação de funcionamento do sistema, espera-se que ao fornecer a temperatura do ar, a umidade relativa, a velocidade do vento, a radiação solar e a temperatura do solo, será possível coletar temperatura de saída do ar no EAHE, a temperatura que o painel solar irá atingir, a temperatura do vidro e do ar dentro da chaminé e o seu valor de vazão.

Essa sequência de equações, que não são complexas de serem solucionadas, é dependente da temperatura do fluido. No entanto, a dependência pelo fator temperatura dificulta sua resolução devido ser um dado ainda não conhecido. O método adotado

para abordar esse problema é a solução do sistema de equações por meio da iteração. Existem 5 equações principais e 5 variáveis a serem encontradas, onde parâmetros relacionados às propriedades desse fluido são representados por equações que estão, de alguma forma, conectadas a essas incógnitas. As equações principais são obtidas a partir das Eq. (1,6, 17,13,15) e as auxiliares das seções anteriores.

Este sistema de equações foi resolvido através do *software Wolfram Mathematica* utilizando 3 blocos de programação:

- Cálculo da estimativa de radiação solar recebida na inclinação da chaminé;
- Cálculo dos coeficientes de convecção e radiação para as superfícies do vidro, painel e tubulação;
- Cálculo das temperaturas e vazão.

A estimativa da incidência de radiação solar apresentada na seção 2.6 é resumida na Fig. 13. Já na Fig. 14 é mostrado o fluxograma do processo iterativo, que compreende o cálculo das temperaturas das superfícies, a vazão e os coeficientes de transferência de calor.

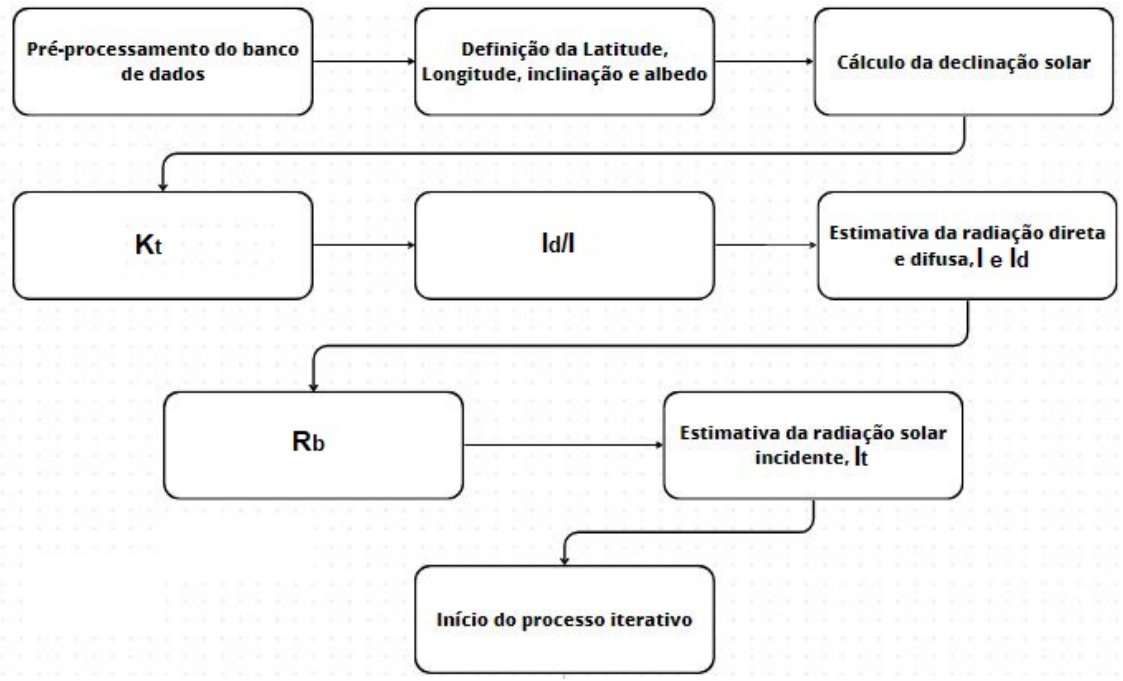


Figura 13 – Resumo da metodologia de cálculo da radiação incidente na chaminé solar

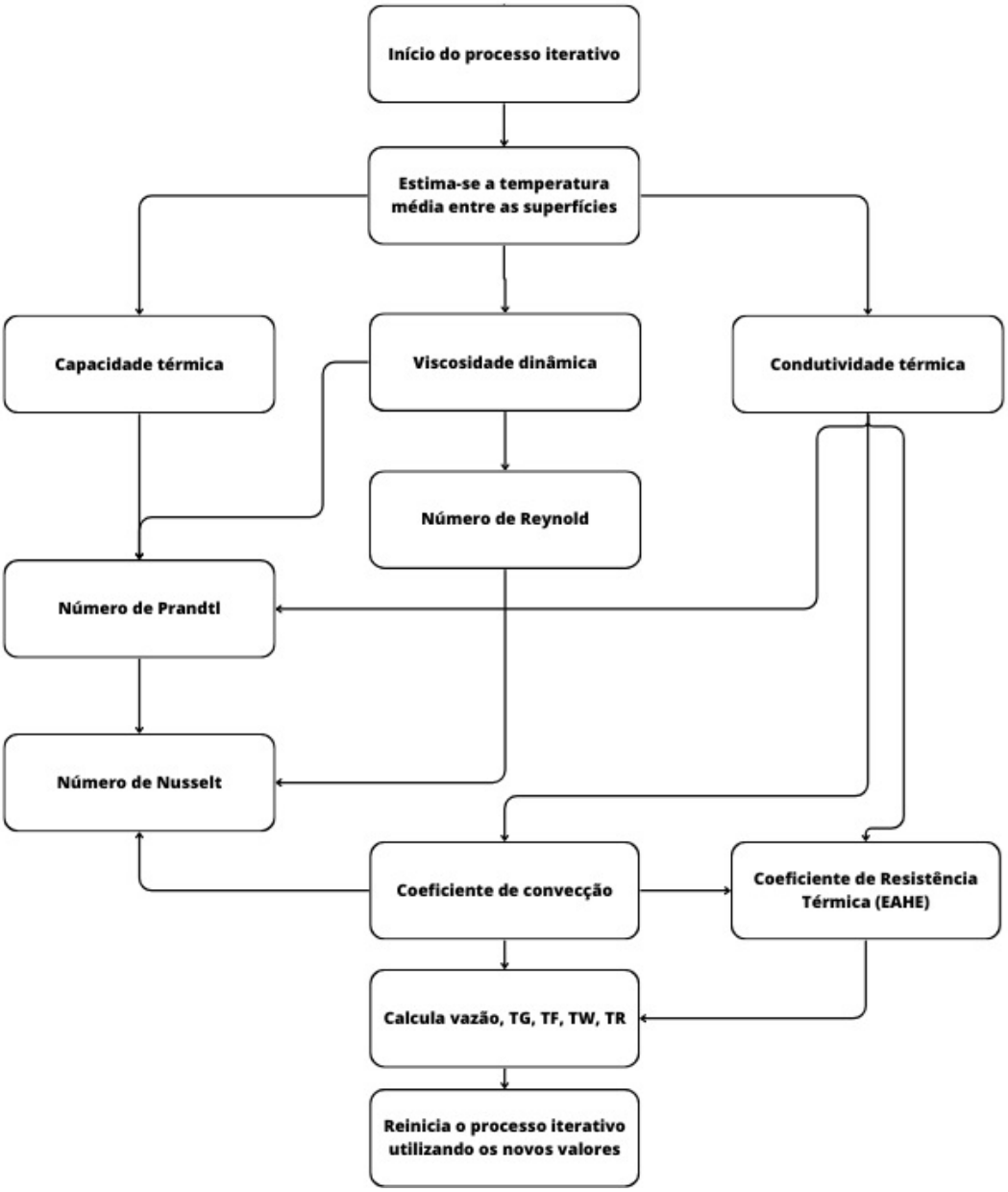


Figura 14 – Resumo do processo iterativo

2.8- Carga térmica para manutenção da temperatura

De acordo com (DOSSAT, 1985), a temperatura interna de um ambiente pode ser aumentada por fatores como a exposição da parede ao sol, o uso inadequado de materiais, vazamentos por frestas, atividades físicas e equipamentos geradores de calor. A relevância de cada variável para a carga térmica é fortemente ligada ao projeto de construção, tornando-se difícil de generalizar, porém, é necessário levar em consideração

para o dimensionamento adequado do sistema de climatização.

Os modelos matemáticos para estimativa da carga térmica trabalham com a separação das fontes geradoras de calor (DOSSAT, 1985; HANDBOOK, 1996; ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2017), cujo procedimento já é amplamente divulgado e utilizado comercialmente. Por este modelo:

- consideram-se as cargas de transmissão de calor por condução de calor nas paredes, teto e piso;
- a carga por infiltração, devido frestas na estrutura e aberturas de portas;
- a carga térmica dos produtos no interior, sejam pessoas em atividade física ou materiais para armazenagem;
- o calor gerado por equipamentos no interior do ambiente.

Assim como na chaminé solar, as paredes da habitação fornecem calor ao ambiente em dias quentes e cedem calor nos dias frios. A abordagem mais comum é considerar a troca de calor por condução na estrutura entre esse ambiente externo e interno, além do ganho de energia pela radiação solar e a perda de calor pelo vento externo.

O calor transferido por condução ao ambiente interno é exibido por (INCROPERA; DEWITT; BERGMAN, 2000) como

$$Q_{cond} = A_{wall} U \Delta T \tag{45}$$

onde A_{wall} equivale a área da parede da habitação que está recebendo energia, U é o coeficiente de transferência de calor global, estimado em 2,2 W/m²K por (LI et al., 2015) e ΔT é a diferença de temperatura entre o ambiente interno e o externo.

O coeficiente U é altamente variável e depende dos materiais empregados, suas combinações e proporções. Um valor teórico para U em habitações é apontado como 0,6 W/m²K por (SIVIOUR, 1994), mas neste mesmo trabalho, o autor realizou a avaliação experimental em alguns modelos de residencias e encontrou valores que variaram entre 0,34 W/m²K e 0,85 W/m²K. A (DCLG, 2014), inclusive, recomenda que os projetos tenham valores ainda menores, incentivando o avanço tecnológico no isolamento térmico das edificações. Esses valores são consideravelmente baixos e provavelmente ocorrem pela

Europa e pelo continente Norte-americano, visto que o consumo energético durante o inverno é superior ao do verão e, as edificações requerem um isolamento térmico mais eficiente. Em outras localidades, como por exemplo o território brasileiro, a construção civil utiliza de forma predominante os tijolos perfurados, argamassa e concreto e, para estes casos, o valor típico de U está na faixa de 2 W/m²K (DCLG, 2014; DONATO; BRAGA, 2018). Apesar dessas considerações, o tradicional tijolo furado ou maciço pode ainda representar a realidade da maior parte das habitações mais humildes e por este motivo é que será adotado neste trabalho.

A transferência de calor pela insolação nas paredes pode ser estimada por (FROTA, 2016) como

$$Q_{insol} = \frac{1}{h} U \alpha IT \tag{46}$$

onde h é o coeficiente de convecção entre a parede e o ar externo, estimado em 20 W/m²K devido a rugosidade das paredes, α é o coeficiente de absortividade, 0,9, e IT é a energia solar incidente.

3- Coleta de dados meteorológicos

A dificuldade deste tipo de trabalho encontra-se na aquisição de dados da temperatura do solo em diferentes profundidades. No Brasil, por exemplo, o (INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA, 2011) disponibiliza uma extensa base de dados para todo o território brasileiro. No entanto, suas estações meteorológicas captam apenas os parâmetros do clima - temperatura e umidade do ar, pressão atmosférica, etc - e o trocador EAHE necessita de dados da temperatura do solo em diversas profundidades. É possível estimar o valor desta temperatura, mas, tendo em vista que o valor da temperatura pode ser influenciado pelo tipo de solo e outros fatores, torna-se mais adequado o uso de dados reais ao invés de dados estimados.

3.1- Definição do banco de dados e coleta

Os dados utilizados foram coletados da rede de dados climáticos da zona de agricultura de Dakota do Norte (NDAWN), nos Estados Unidos. A NDAWN possui, em 2022, 155 estações meteorológicas, onde 42 estações estão munidas de sensores de temperatura e umidade do solo. A Tab. (2) apresenta o nome destas 42 estações e a Fig. 15 mostra a localização destas estações meteorológicas no território norte-americano.

Tabela 2 – Estações meteorológicas

Adams	Clyde	Fargo	Langdon	Noonan	Sawyer
Amidon	Courtenay	Fortuna	Logan Center	Oakes	Steele
Ayr	Crane Creek	Fox	Maddock	Pekin	Streeter
Bottineau	Croff	Grand Forks	Minot	Perth	Werner
Bowman	Denhoff	Grenora	Mooreton	Prosper	Williston
Carrington	Emerado	Hazen	Mott	Ray	Wolford
Carson	Epping	Hettinger	Niles	Robinson	Wolverton

O conjunto de dados bruto possui 1,176,248 medições compreendidas entre 2014 e 2021. Uma vez que as estações foram implementadas ao longo dos anos, verifica-se que cada estação meteorológica possui quantidades de medições diferentes.

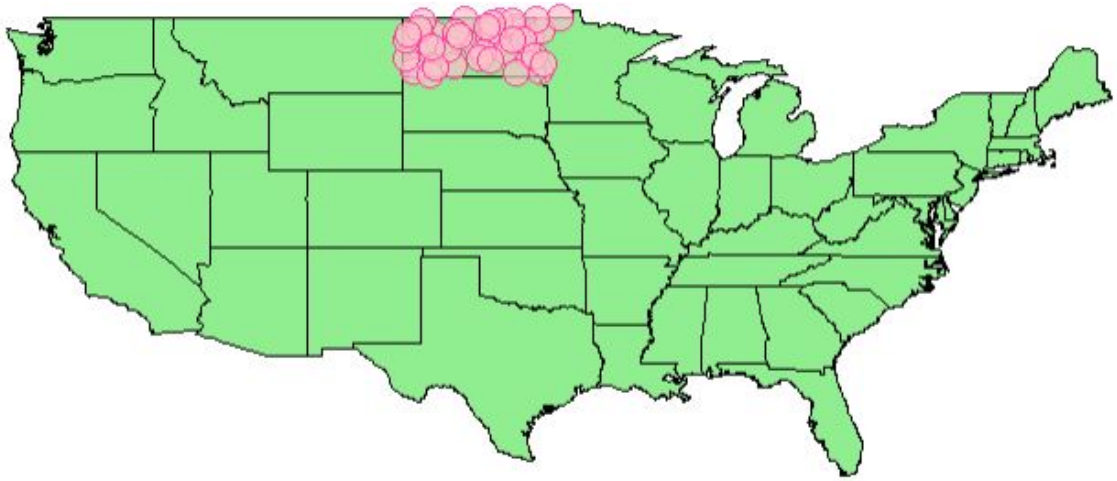


Figura 15 – Localização das estações meteorológicas

A construção do conjunto de dados ocorreu da seguinte maneira: O site é divido entre clima e solo, sendo que é possível realizar o *download* dos dados de solo em uma única planilha. Utilizando uma programação em linguagem R foi realizada algumas modificações na planilha. As informações a respeito da data e hora da medição foram convertidas utilizando a biblioteca *anytime*. Os dados climáticos foram coletados um por vez para cada uma das 42 estações. Em seguida, também foi realizado uma formatação nas colunas de data e hora, o que possibilitou a mesclagem correta dos dados de solo e do clima.

Um total de 35 atributos estão presentes no conjunto de dados final, sendo eles: pressão atmosférica, temperatura e ponto de orvalho do ar, velocidade, direção e rajada de vento, umidade relativa do ar, radiação solar, as temperaturas do solo medidas entre 0 e 2,25m de profundidade - a cada 0,5m - e as informações de localização, altitude e data-hora da medição. Uma descrição dos atributos, suas unidades de medida e a forma de registro da estação são descritos a seguir, na Tab. 3.

Apesar da unidade no Sistema Internacional ser o metro, será utilizado o centímetro para nomenclatura, uma vez que facilita a visualização da informação. O mesmo ocorre com a temperatura, onde os cálculos serão feitos na unidade Kelvin, mas para facilitar a visualização dos resultados, serão apresentados os valores em °C. Já a radiação solar será convertida de MJ/m² para W/m².

Tabela 3 – Nomenclatura e descrição das variáveis

Sigla	Variável	Descrição
Avg.Air.Temp	Temperatura do ar [°C]	Média horária da temperatura do ar coletada a cada 5 segundos
Avg.Rel.Hum	Umidade relativa do ar [%]	Média horaria da umidade relativa do ar, com medições realizadas a cada 1 minuto
Avg.Wind.Dir	Direção do vento [°]	Média horária das medições feitas a cada 5 segundos
Avg.Wind.Speed	Velocidade média do vento [m\s]	Média horária das medições feitas a cada 5 segundos
Max.Wind.Speed	Velocidade máxima do vento [m\s]	Maior velocidade registrada dentro do intervalo de 1 hora
Avg.Wind.Dir.SD	Desvio padrão na direção do vento [°]	Desvio padrão entre as medições da direção do vento
Total.Sol.Rad	Radiação solar [MJ/m²]	Total de radiação solar recebida no intervalo de 1 hora
Avg.Baro.Press	Pressão atmosférica [mb]	Pressão atmosférica no horário da coleta
Avg.Wind.Chill	Sensação térmica [°C]	Calculado em função da temperatura do ar e da velocidade do vento.
Avg.Dew.Point	Ponto de orvalho [°C]	Calculado em função da temperatura do ar e da umidade relativa do ar. Estima a temperatura em que o ar pode condensar.
X5.cm, X10.cm, X20.cm, X30.cm, X40.cm, X50.cm, X60.cm, X80.cm, X100.cm, X125.cm, X150.cm, X175.cm, X200.cm, X225.cm	Temperatura do solo em diversas profundidades [°C]	Os sensores de temperatura captam as seguintes profundidades: 5 cm, 10 cm, 20 cm, 30 cm, 40cm, 50 cm, 60 cm, 70 cm, 80 cm, 100 cm, 125 cm, 150 cm, 175 cm, 200 cm, 225 cm

3.2- Tratamento dos dados

A etapa de tratamento dos dados consiste realizar uma análise geral sobre os dados contidos no *dataset* em busca de descobrir valores ausentes ou valores obviamente errados e determinar a forma de tratamento. Em um conjunto de dados tão grande não é possível visualizar item a item, então são utilizadas ferramentas que auxiliam na tarefa.

O gráfico à esquerda, na Fig. (16), identifica que os atributos com mais dados ausentes são as medições de temperatura do solo nas profundidades de 200 e 225 cm. Aproximadamente 41% das medições em 225 cm de profundidade não foram coletadas, bem como 36% das medições em 200 cm de profundidade. Já o gráfico da direita mostra na base da figura que 59% dos dados apresentam valores, ainda que não seja possível verificar se estes valores possuem coerência. 35% das medições possuem valores

ausentes nas profundidades de 200 e 225 cm ao mesmo tempo.

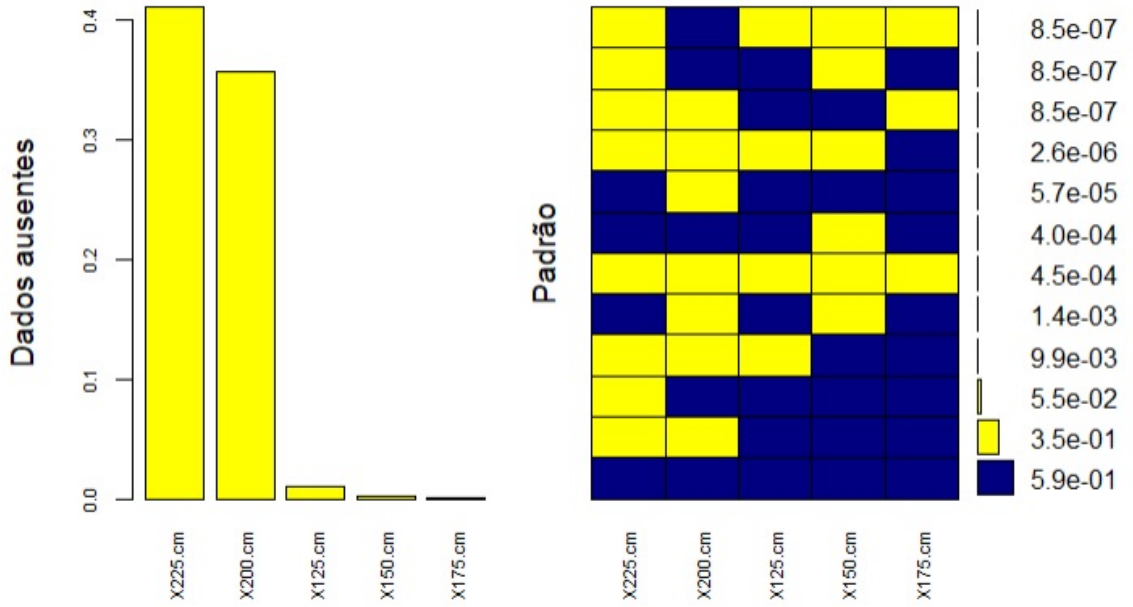


Figura 16 – Dados de medições ausentes no *dataset*

Para que a quantidade de erros seja diminuída, o atributo de 225 cm foi excluído do *dataset*. O valor mínimo encontrado em todos os atributos de temperatura do solo foi de -7999, o que indica que este é o valor que o sistema registra quando há algum tipo de erro no sistema de coleta. Também foram encontrados alguns valores pouco prováveis de serem reais, como por exemplo, valores de temperatura abaixo de -60°C e acima de 50°C. O gráfico de *boxplot*, apresentado na Fig 17, evidencia essa discrepância em algumas medições. Diferente dos demais sensores, em 5cm de profundidade foi percebida uma grande quantidade de valores obviamente errados, medidos entre -5000°C e -100°C.

Adotou-se remoção desses valores considerados como *outliers* - valores que fogem da normalidade das medições. A definição dos limites aceitáveis dos dados é sugerida como mostrado na Eq. (47), onde Q_1 e Q_3 é o primeiro e o terceiro quartil, respectivamente e IQR é o intervalo interquartil.

$$\text{Outlier} = \begin{cases} Q_1 - 1,5 * \text{IQR} \\ Q_3 + 1,5 * \text{IQR} \end{cases} \tag{47}$$

Com a remoção dos *outliers*, a faixa de valores das temperaturas do solo (Fig. 18) apresenta maior estabilidade nos seus valores. A mediana da temperatura é estável e similar para todas as profundidades e os valores do primeiro e terceiro quartis apresentam

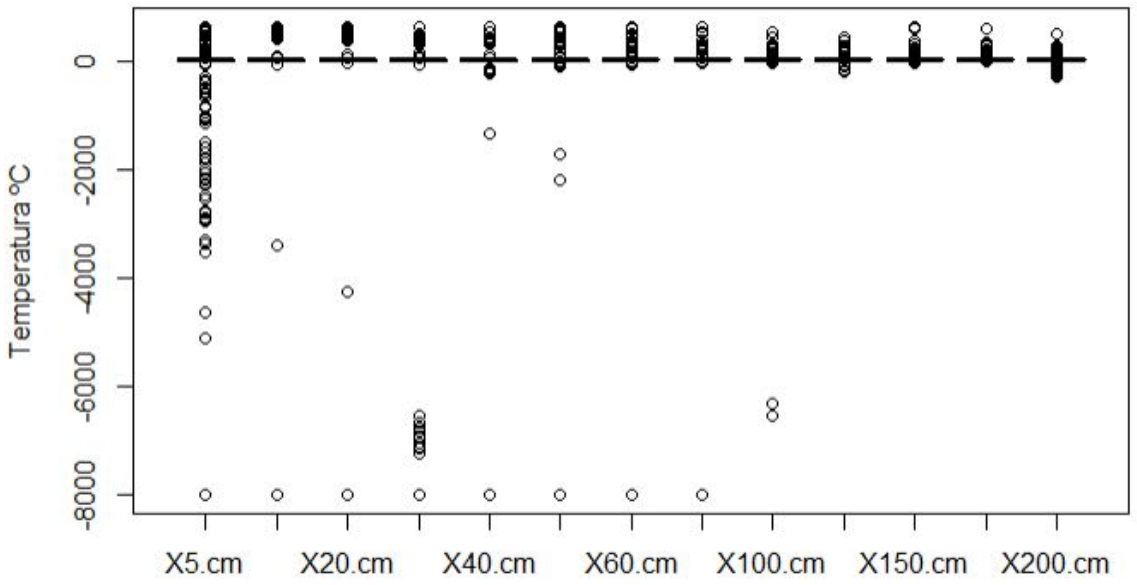


Figura 17 – *Boxplot dos dados de temperatura do solo*

tendencia de queda conforme se aumenta a profundidade da medição. Isso corresponde à ideia de uma temperatura média estável em maiores profundidades.

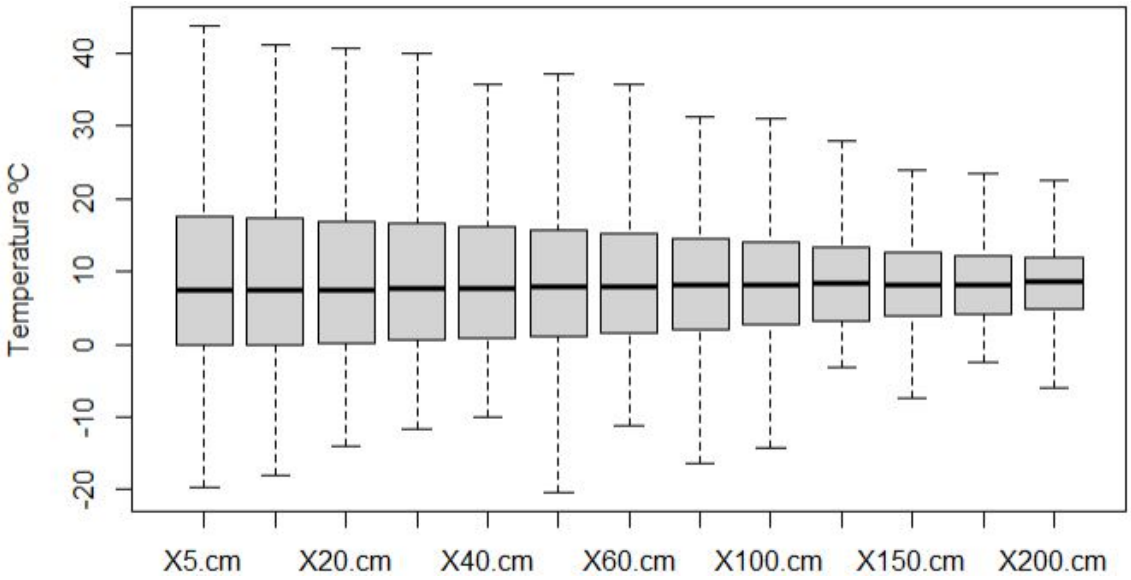


Figura 18 – *Boxplot* da temperatura do solo pós remoção dos outliers

Além disso, todos os casos de medição de temperatura do solo ausentes foram eliminados, o que reforça o conceito de que os *outliers* eram anomalias dentro do conjunto de dados, visto que outros sensores apresentaram problemas de medição no mesmo momento. Devido à limitação do tamanho da figura, não é possível visualizar na Fig. 16 que o atributo Pressão Atmosférica também possui uma pequena quantidade de dados

ausentes. Esta ausência representa menos de 3% do total de medições e optou-se por removê-los. Ao final da etapa de tratamento, o conjunto de dados encontra-se com 695651 medições.

A rede de estações meteorológicas de Dakota do Norte está em constante aprimoramento, seja através de medições mais constantes ou então através da implementação de novas estações. A distribuição das medições ao longo dos anos é exibida na Fig. 19 e mostra que a partir de 2019 a rede de passou a se consolidar como um banco de dados sólido. Entre 2014 e 2018 a média de registros anuais estava no patamar de 50 mil medições, já em 2019, cerca 130 mil foram registrados e o recorde ocorreu em 2021, com aproximadamente 243 mil medições climáticas. Obviamente, até 2018, a distribuição dessas medições para cada estação meteorológica era bastante diversificada, mas, até 2021, essa distribuição está bem equilibrada, em cerca de 3% para cada uma das estações.

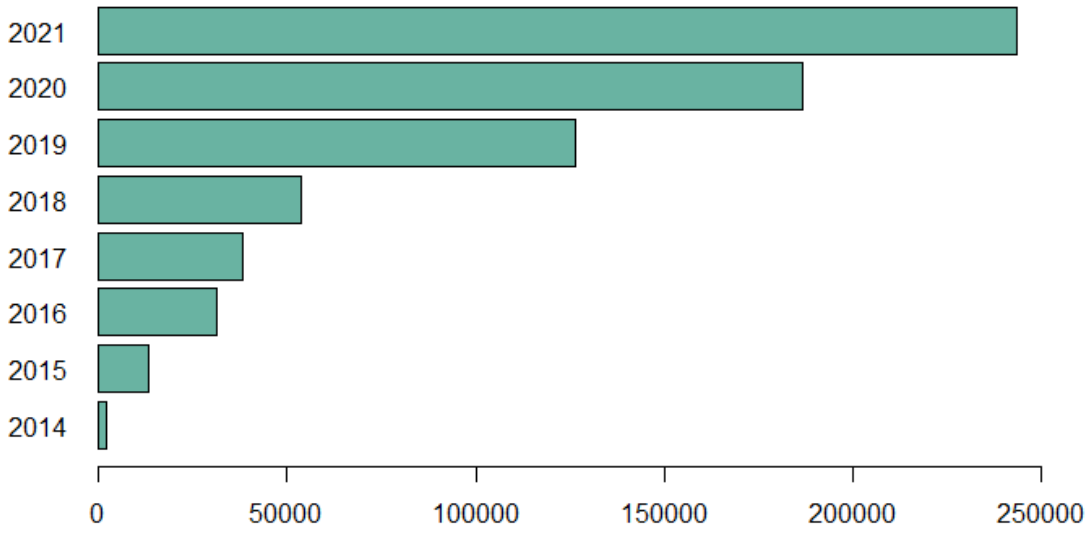


Figura 19 – Quantidade de medições por ano

3.3- Considerações à respeito da Latitude e Longitude

O Estado de Dakota do Norte possui uma extensão territorial de aproximadamente 183 mil km², onde uma variação de Longitude e Latitude entre seus extremos são analisados. A estação de Grenora (2019) é o ponto de menor longitude ,-103,88°, e a estação da cidade de Fox (2016) o ponto de maior Longitude, em -95,85°.

Para ilustrar a comparação proposta, a Fig. 20 traz a média mensal de radiação solar às 12h de duas estações meteorológicas localizadas próximas à estes pontos extremos de Longitude. São as estações de Bowman, -103,47°, e Fargo, -96,81°, que por estarem em funcionamento há mais tempo foram selecionadas. Essa média varia bruscamente nas duas localidades em relação ao período do ano, onde os meses mais quentes chegam a 700 W/m² e os meses frios 200 W/m². Sozinhas, a estação de Bowman apresenta um desvio padrão de 181,47 W/m² e Fargo de 179,87 W/m². Em conjunto, o desvio padrão é de 179,97 W/m², sendo possível assumir que não há diferença significativa na incidência de radiação solar devido a diferença de Longitude entre as estações do banco de dados.

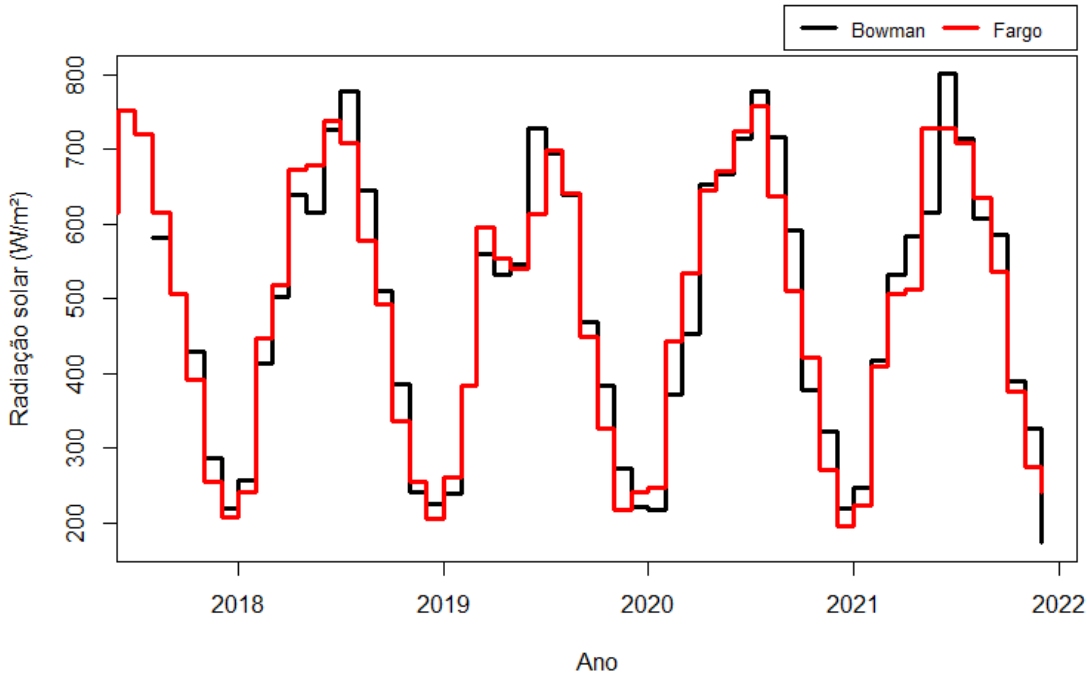


Figura 20 – Média horária de energia solar para cada mês nas estações meteorológicas de Bowman e Fargo

O mesmo efeito ocorre em relação à temperatura média do ar, onde o desvio padrão dessas duas estações são muito próximos independente de estarem com as medições agrupadas ou não. Com relação ao atributo de pressão atmosférica, essas duas estações possuem valores divergentes, ver Fig. 29, mas que provavelmente ocorrem em virtude da diferença de altitude destas cidades (274m para Fargo e 915m para Bowman) e não da temperatura.

Com relação aos pontos de maiores e menores Latitudes, temos as estações de Fortuna, 48,96°, e Hettinger, 46,01°, como pontos de extremidade. No entanto, essas estações foram inauguradas em 2020 e 2021 e apresentam uma quantidade menor de dados coletados. Por este motivo, compara-se as estações de Grand Forks, 47,83°, com a estação de Fargo, 46,89°. O desvio padrão para a incidência de radiação solar em Grand Forks é de 176,15 W/m², bem similar ao que foi mostrado anteriormente para a estação de Fargo e, novamente, o desvio padrão do conjunto formado pelas duas estações é similar à seus valores individuais.

Portanto, considera-se plausível a ideia de trabalhar com este banco de dados como um local único, visto que apesar de haver uma pequena variação de Latitude e Longitude ao longo do território de Dakota do Norte, os valores medidos são razoavelmente semelhantes.

3.4- Análise exploratória

A etapa de análise exploratória tem por objetivo apresentar os dados que foram coletados e descrever as principais relações encontradas. Por se tratar de um conjunto de dados com muitas variáveis e muitas medições destas variáveis, computou-se a média de valores para cada mês, para que se possa compreender como ocorre a variação destes valores ao longo do ano. Através dos 4 gráficos de radar mostrados a seguir é possível visualizar qualitativamente o comportamento de tais atributos. Como esta seção aborda os dados fornecidos pelas estações meteorológicas, os valores de temperatura são apresentados na escala graus Celsius, ainda que a simulação e a apresentação do resultado final seja feita na escala Kelvin. A conversão entre as duas escalas é de fácil acesso, bastando realizar a soma de, aproximadamente, 273, ao valor da escala de graus

Celsius.

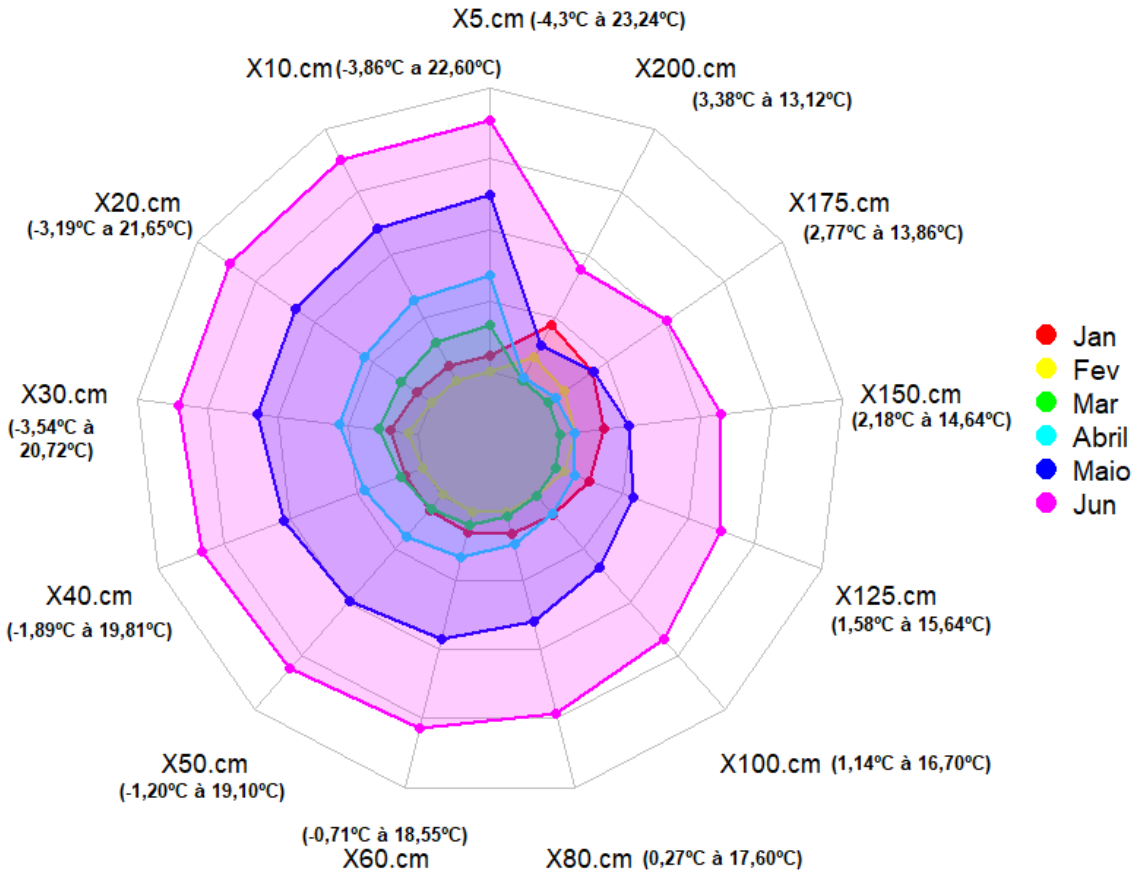


Figura 21 – Gráfico de radar para os atributos da temperatura do solo em profundidade entre Janeiro e Junho

A Fig. 21, acima, mostra o comportamento das média mensal de temperatura do solo em diversas profundidades para os seis primeiros meses do ano. Trata-se de uma avaliação qualitativa que permite visualizar se um determinado mês apresenta média maior ou menor que outros meses, sem apresentar os valores. Começando pelos meses de Janeiro e Fevereiro observa-se que a temperatura do solo tende a aumentar conforme aumenta a profundidade da medição. Por outro lado, Abril, Maio e Junho tendem a diminuir a temperatura do solo conforme se aumenta esta profundidade. Comparando os valores entre os meses, em praticamente todas as profundidades a temperatura do solo tende a aumentar conforme os meses avançam entre Janeiro e Junho. A excessão ocorre nos meses de Janeiro e Fevereiro nas profundidades de 175 cm e 200 cm, onde a média de temperatura passa a ser maior que nos demais meses.

Já a Fig. 22 apresenta essa visão para os meses do segundo semestre. Observa-se que os valores máximos de temperatura são alcançados no meses de Julho para

profundidades entre 5 e 50cm e em Agosto/Setembro para profundidades maiores. A média de temperatura passa a ser decrescente conforme os meses avançam no segundo semestre. Em julho, ainda há a tendência de diminuição da temperatura em relação ao aumento da profundidade, mas nos meses seguintes a tendência é de aumento da temperatura.

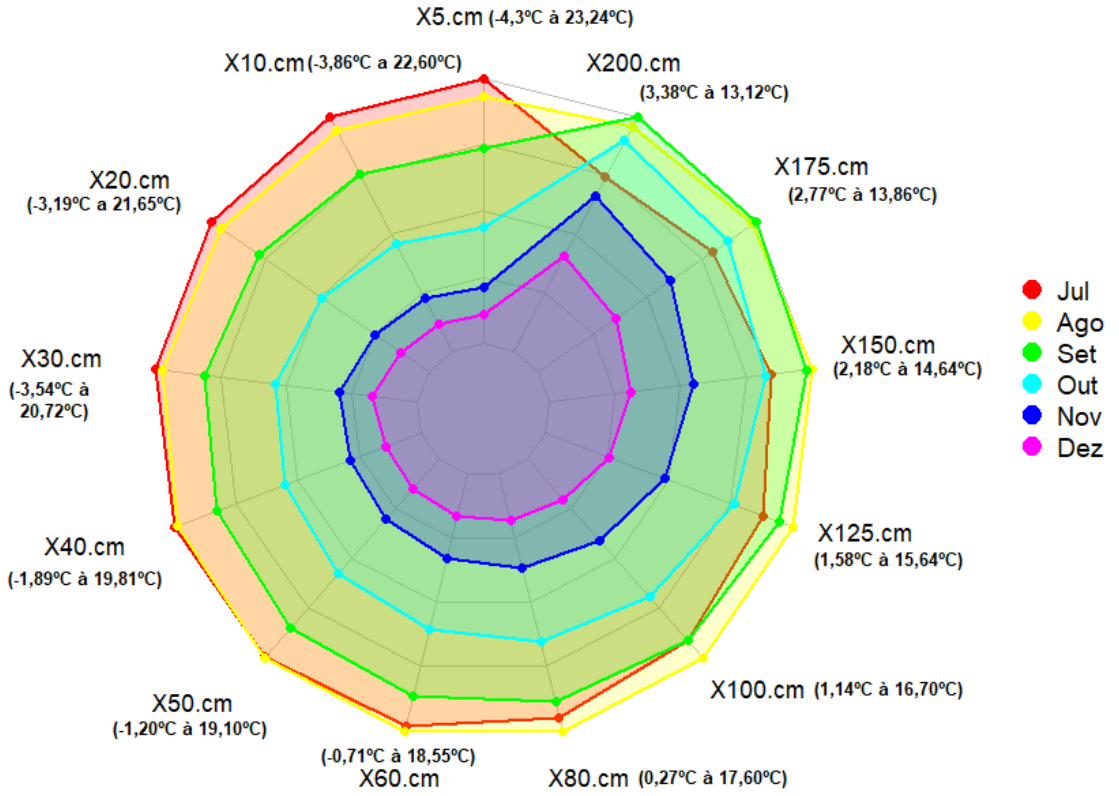


Figura 22 – Gráfico de radar para os atributos da temperatura do solo em profundidade entre Julho e Dezembro

O conjunto de dados para os valores de temperatura do solo pode ser resumido estatisticamente através da Tab. (4), onde são exibidos os valores máximos e mínimos, a média, mediana, primeiro e terceiro quartil de cada uma das profundidades medidas. Por exemplo, os valores máximos e mínimos para 5 cm de profundidade foram 42,91°C e -18,81°C, respectivamente. Apesar de serem valores extremos, estão em concordância com o sensor de superfície externa do solo, tanto para o solo aterrado quanto gramado. A média geral destes dados, sem separação mensal, é decrescente conforme o aumento da profundidade, assim como os valores máximos e mínimos também são cada vez menores.

Os quartis são divisões internas do conjunto de dados. O primeiro quartil traz a informação de que 25% dos dados são menores que o seu valor, enquanto que o

terceiro quartil indica que 25% dos dados são maiores que seu valor. Então, para a profundidade de 5 cm, apesar da existência de registros extremos, 50% das medições estão entre 0,09°C e 18,30°C. A mesma análise é valida para as demais profundidades e esse comportamento de afunilamento da temperatura pode ser melhor percebido ao computar a média mensal de cada profundidade.

Tabela 4 – Resumo estatístico da temperatura do solo

Profundidade	Min	1º Quartil	Mediana	Média	3º quartil	Max
5 cm	-18,81	0,09	8,24	9,33	18,30	42,91
10 cm	-17,10	0,28	8,30	9,28	18,18	37,38
20 cm	-13,52	0,64	8,32	9,22	17,77	31,50
30 cm	-10,90	0,97	8,36	9,16	17,30	30,43
40 cm	-9,84	1,32	8,43	9,11	16,81	28,78
50 cm	-9,10	1,67	8,53	9,07	16,36	31,05
60 cm	-9,21	2,02	8,64	9,03	15,92	30,48
80 cm	-11,90	2,67	8,81	8,95	15,19	31,40
100 cm	-14,93	3,25	8,91	8,91	14,56	30,98
125 cm	-3,09	3,77	8,92	8,79	13,79	28,09
150 cm	-1,70	4,24	8,93	8,71	13,14	23,91
175 cm	-0,82	4,65	8,89	8,63	12,56	19,96
200 cm	-6,00	4,96	8,71	8,48	12,04	22,79

O resultado dessa média mensal é exibido na Fig. 23. Uma profundidade menor possui uma amplitude maior de temperaturas médias e a medida em que a profundidade é aumentada ocorre um afunilamento, fazendo com que essas médias de temperatura são convertidas para uma faixa com amplitude menor e relativamente estável. Enquanto os meses Outubro até Março a temperatura média aumenta até a faixa de estabilização, os meses restantes apresentam uma queda de temperatura até essa região. Da mesma forma, os meses mais frios na superfície possuem uma temperatura maior no seu interior, enquanto que nos meses mais quentes o solo se manteve mais frio. O inverno local mantém uma temperatura média entre 0°C e -5°C nas camadas superiores e entre 3°C e 5°C à 200 cm, o que indica uma diferença de até 10°C em média. já nos meses de verão, essa amplitude pode chegar até 15°C.

As Fig. 24 e 25 mostram o gráfico de radar para as demais variáveis do conjunto de dados. Novamente, os gráficos de radar são exibidos sem as marcações de escala de valores, pois como cada um dos atributos possuem diferentes escalas, a imagem seria prejudicada com o excesso de informações. A temperatura do ar, a sensação climática e, por consequência, o ponto de orvalho são parâmetros que aumentam entre Fevereiro

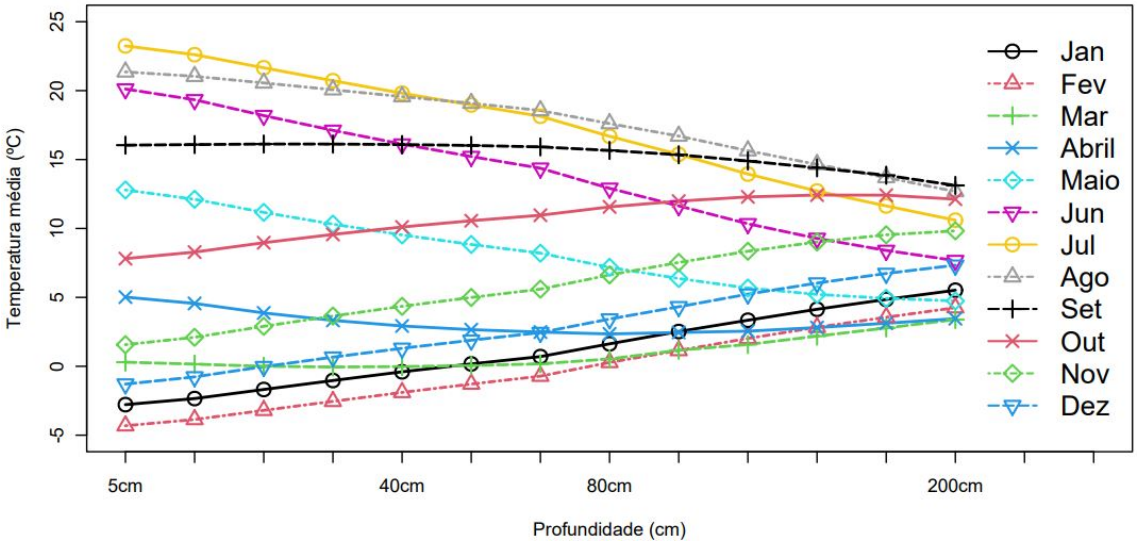


Figura 23 – Temperatura média do solo em cada mês

e Junho e diminuem entre Julho e Janeiro. O mesmo ocorre com as temperaturas da superfície do solo nú e gramado. A umidade relativa do ar é decrescente entre Janeiro e Maio. Nos meses de Junho a Setembro há uma certa indefinição, mas os valores voltam a crescer entre Outubro e Dezembro.

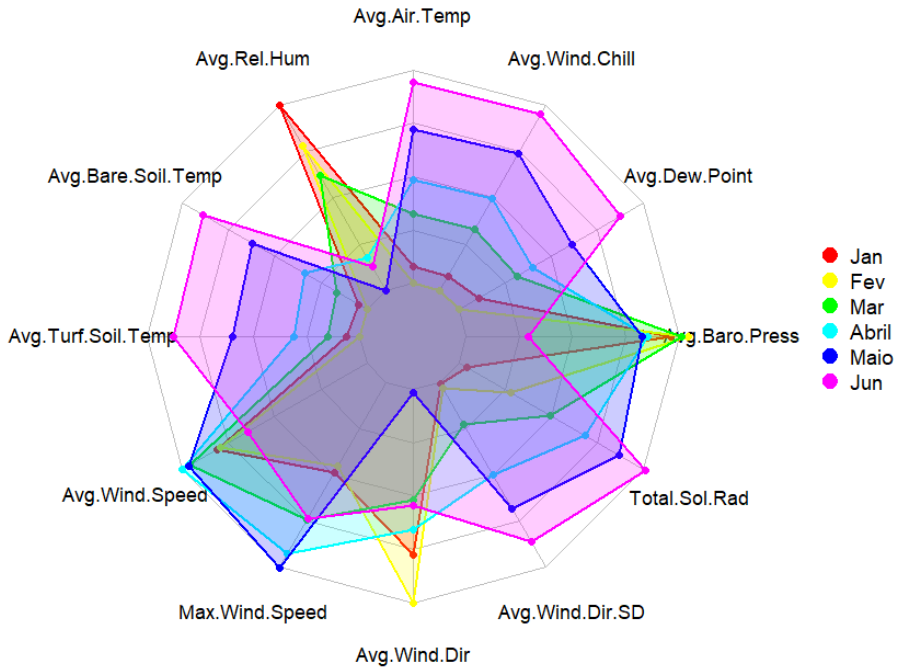


Figura 24 – Gráfico de radar para os atributos climáticos entre Janeiro e Junho

Continuando a análise, a radiação solar é crescente nos meses do primeiro semestre, com máximo em Julho e decrescente nos meses do segundo semestre. A

velocidade média dos ventos é crescente entre Julho e Abril e decrescente somente entre Maio e Junho, onde a mínima ocorre em Julho.

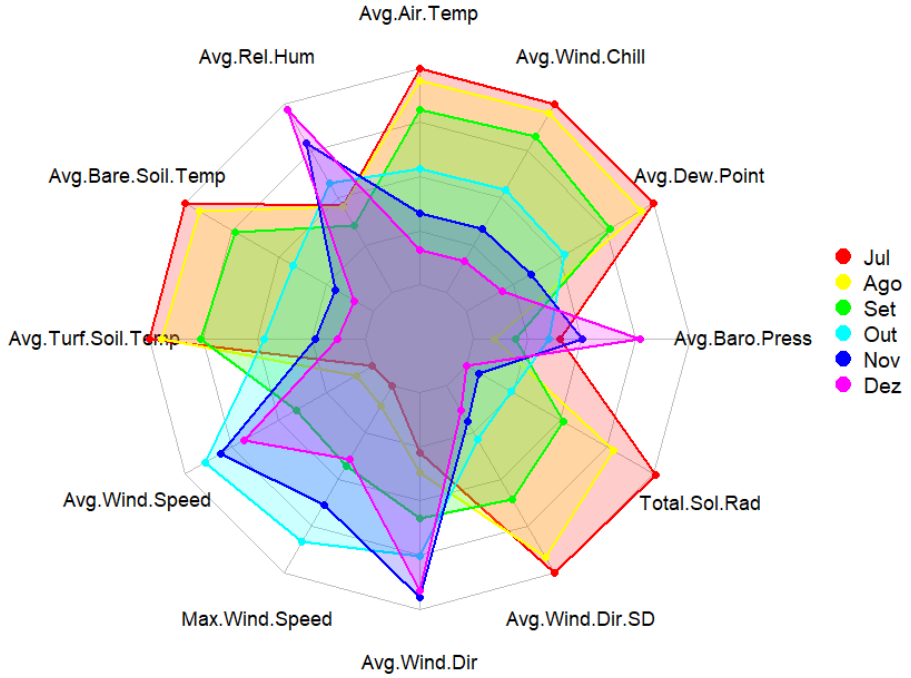


Figura 25 – Gráfico de radar para os atributos climáticos entre Julho e Dezembro

Dakota do norte é marcada pela intensidade na variação de suas temperaturas. A Fig 26 mostra a média de temperatura mensal do ar em cada um dos meses do ano. As faixas com tons azulados representam os meses de abril à Setembro (primavera e verão) e indicam que mais frequentemente as temperaturas se encontram próximas a 25 ºC. Por outro lado, os meses de Outubro à Fevereiro (outono e inverno) possui temperaturas muito baixas, na ordem de -15 ºC. Devido a influência dos ventos e da umidade relativa do ar, a sensação térmica pode chegar a valores muito mais baixos do que a temperatura média no inverno.

Durante os meses mais frios, a Fig. 27 mostra que a radiação solar às 12h se concentra entre 250 e 450 W/m². Nos meses mais quentes a distribuição da radiação solar ocorre na faixa de 750 a 950 W/m². Optou-se por representar somente o horário das 12h pois a tendência da curva de radiação solar ao longo do dia começa em 0 W/m² ao amanhecer, atinge um ponto máximo, próximo às 12h, e decresce até 0 W/m² ao anoitecer. Estatisticamente não seria interessante um gráfico de densidade com todas as horas pois haveria muitos valores nulos ou próximos disso, o que faria com que o gráfico de distribuição fosse negativamente afetado.

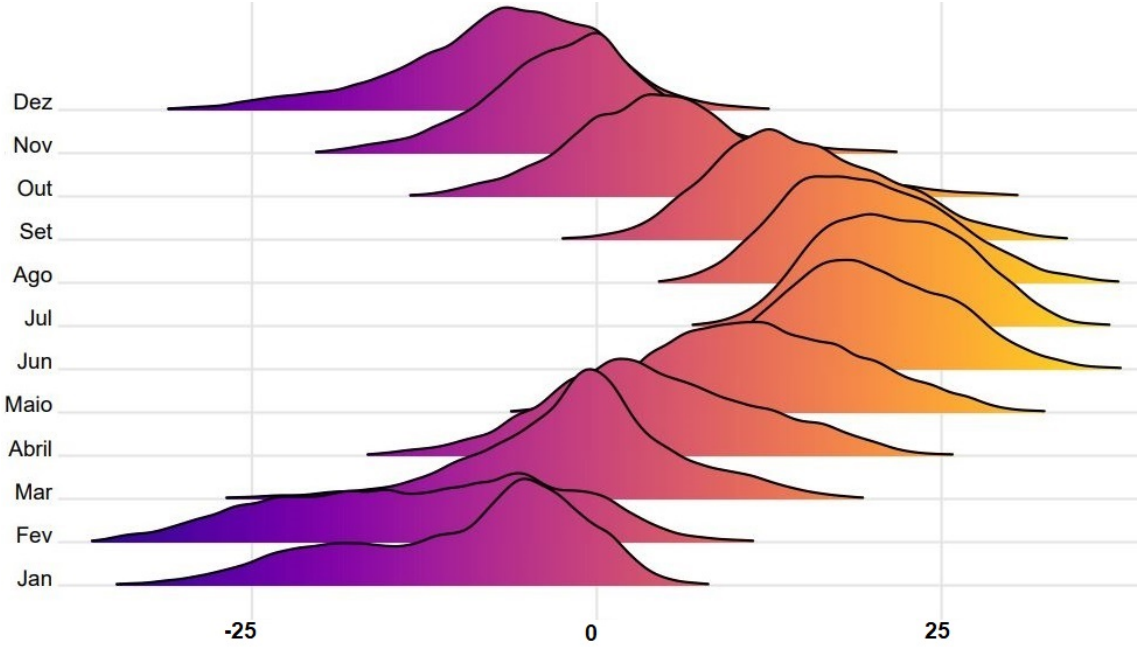


Figura 26 – Temperatura média do ar ao longo do ano (ºC)

A intensidade da radiação solar é afetada por dois tipos de fatores, que podem ser alocadas em macro e micro escala. Em macro escala ocorre a mudança do local medido em relação ao sol. Ou seja, o movimento de translação da Terra ao sol faz com que a quantidade de energia recebida seja naturalmente modificada ao longo do ano e devido a isso pode-se considerar as quatro estações do ano. O verão apresenta maior recebimento de energia, o inverno recebe a menor quantidade de energia e a primavera/outono possui características intermediárias.

Cabe ainda ressaltar que este tipo de gráfico, ao projetar sua curva de densidade acaba sendo projetado para valores um pouco abaixo de zero, mas não necessariamente valores negativos estão presentes no conjunto de dados, pois, conforme visto anteriormente, a etapa de tratamento garantiu que tais medições fossem eliminadas.

A rosa dos ventos exibida na Fig. 28 traz fácil visualização da direção e intensidade dos ventos em Dakota do Norte. Os números na borda do circulo são os ângulos, que podem também ser interpretados nas tradicionais direções - Norte, Sul, Leste, Oeste e outros. Assim, observa-se que o vento está concentrado na direção Oeste (255°-285°) e Noroeste (285°-345°), mas a direção Sudeste, principalmente entre os ângulos 135° e 165° também apresentaram altas velocidades registradas.

A velocidade média do vento foi de 3,38 m/s, o que significa que apesar de existir valores maiores, próximos a 20 m/s, a maior parte dos registros é próxima de zero. O

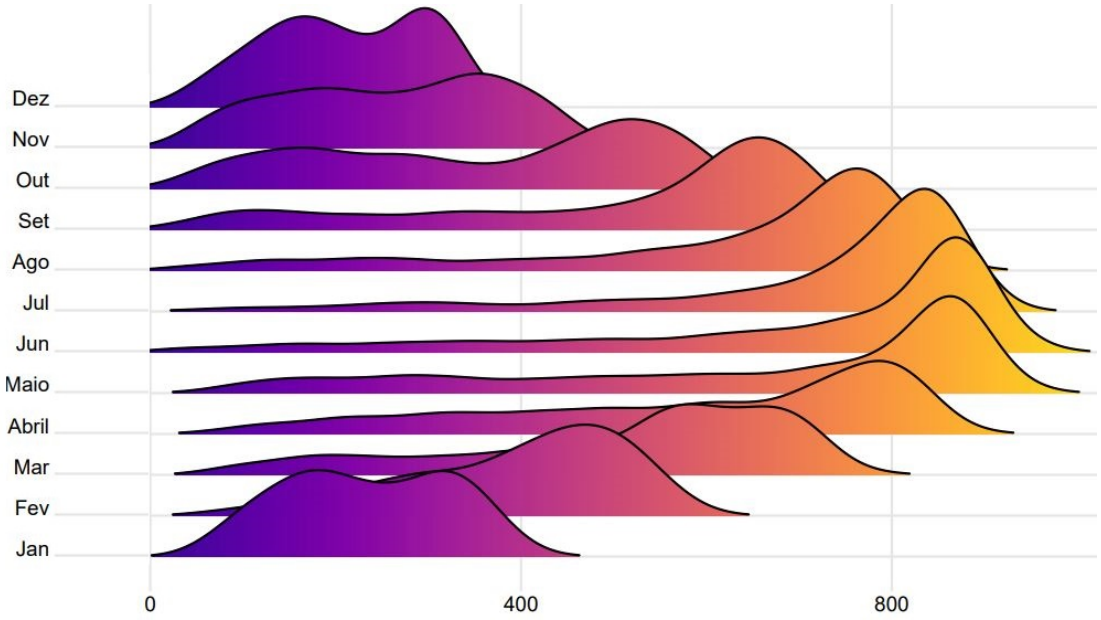


Figura 27 – Gráfico de densidade de distribuição da radiação solar ás 12h (W/m²)

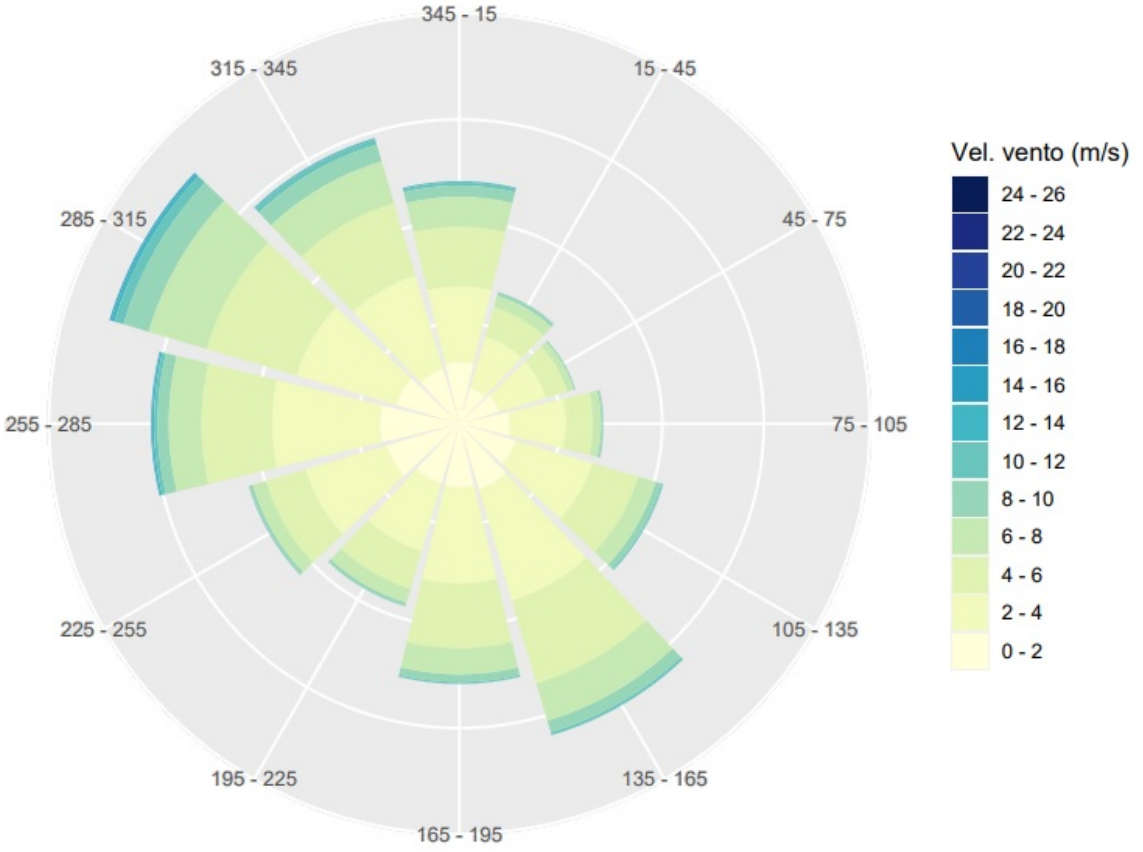


Figura 28 – Rosa dos ventos

dataset traz ainda a velocidade máxima registrado dentro de cada período de coleta, cujo maior valor registrado foi de 30 m/s.

Com relação a pressão atmosférica local, os distritos onde se localizam as estações estão em uma altitude que variam entre 150m e 1000m de altitude, aproximadamente. A Fig 29 mostra a distribuição da pressão atmosférica de cada estação meteorológica em milibar (mb)., inclusive, a altitude média é na faixa de 500m, uma vez que a maior parte das estações se concentra próximo a 950mb. Em duas localidades, Adams e Mooreton, foram registrados dois grupos de valores da pressão atmosférica. A pressão atmosférica varia não apenas em função da altitude, mas também de acordo com outros parâmetros climáticos.

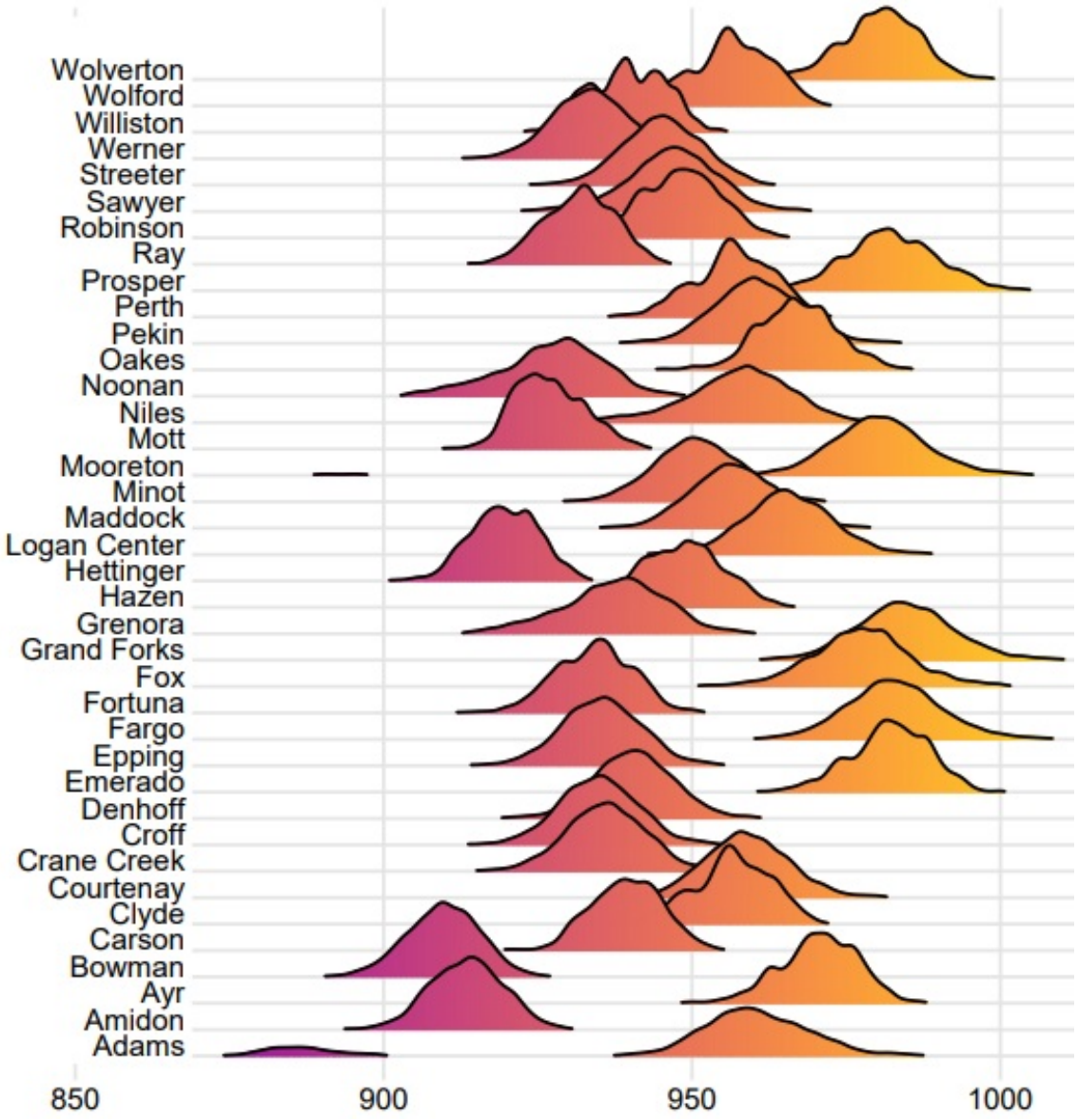


Figura 29 – distribuição de densidade da pressão atmosférica (mb)

4- Resultados da simulação

Neste capítulo, serão apresentados os resultados obtidos por meio da simulação de desempenho do sistema acoplado chaminés solares e EAHE, utilizando dados climáticos coletados das estações meteorológicas localizadas em Dakota do Norte, nos Estados Unidos. Esta etapa do estudo proporciona uma visão aprofundada sobre a eficácia e o potencial dessa tecnologia específica em condições climáticas realistas.

Os resultados são organizados em seções que abordam aspectos específicos do desempenho desse sistema. São discutidos a eficiência energética alcançada, a redução de temperatura do ar ambiente e a vazão mássica de ar calculada. É feita uma discussão crítica dos resultados, destacando suas limitações e possíveis áreas de aprimoramento. Também são abordadas as implicações práticas e as perspectivas futuras para a implementação das chaminés solares e dos trocadores de calor terra-ar, com base nos resultados obtidos.

Os resultados apresentados neste capítulo contribuem para o avanço do conhecimento científico no campo das energias renováveis e eficiência energética, fornecendo informações relevantes para profissionais, pesquisadores e acadêmicos interessados na aplicação dessas tecnologias em diferentes regiões. Além disso, servem como base para estudos futuros e o desenvolvimento de estratégias inovadoras.

4.1- Simulação da radiação incidente num plano inclinado

Este trabalho considerou a possibilidade de movimentação da chaminé solar em apenas 1 grau de liberdade, ou seja, é possível alterar apenas a inclinação da chaminé em relação a uma superfície horizontal, mas sua face é fixada na direção Sul. A opção pela direção Sul ocorre em virtude do local de simulação (Dakota do Norte) estar situado no hemisfério Norte do planeta, onde o apontamento para o Sul permite uma maior exposição ao sol ao longo do dia. O resultado de uma melhor exposição é o aumento da energia solar recebida e tomando como base o conjunto de dados sem distinção de

meses, a modificação da inclinação proporciona a seguinte modificação das médias de recebimento de energia solar, apresentada na Tab. 5.

Tabela 5 – Aumento do recebimento de energia solar em função da inclinação da chaminé

Inclinação, º	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Média	486	530,75	563,40	583,48	590,43	585,30	571,58	545,08	506,61	457,32
Aumento/Redução		9%	16%	20%	21%	20%	18%	12%	4%	-6%

De maneira geral é possível ampliar em até 21% a média de recebimento da energia solar no Estado de Dakota do Norte apenas mantendo a chaminé na inclinação de 40° ou reduzir em até 6% se ficar instalada na posição vertical. Enquanto a variação na inclinação proporciona realizar alterações na energia recebida, ela também altera a vazão mássica de ar de todo o sistema EAHE + SC. Deve-se, portanto, buscar a melhor relação entre eles, para que se possa alcançar a eficiência máxima do sistema.

Baseado na média horária dos dados coletados, esta seção apresenta no tópico 4.1.1 o resultado calculado para o melhor ângulo de inclinação de chaminés e painéis solares, no Estado de Dakota do Norte, para cada mês e cada hora, sob o ponto de vista do recebimento de energia solar. No tópico 4.1.2 e 4.1.3 é apresentada uma análise mais focada desses resultados para os meses de inverno e verão. Apesar do cálculo ter sido feito para todos os meses, as estações do ano intermediárias entre o verão e o inverno fazem com que haja uma transição suave entre os resultados e, neste caso, pouco expressivos.

4.1.1 Inclinação para máximo recebimento de energia solar por mês e hora

A projeção de energia solar sobre a chaminé foi calculada com variações angulares de 10°, entre 0° e 90° e os dados foram agrupados através da média horária com separação entre os meses e sem distinção entre os anos, sendo exibidos de forma compacta na Fig. 30. Na figura, o eixo X corresponde ao horário e o eixo Y corresponde ao ponto de inclinação ótima para o horário medido.

Existe uma nítida separação entre os intervalos de Abril até Agosto e Setembro até Março. Entre Abril e Agosto, o algoritmo calculou as inclinações de 20° e 30° como melhor grau de inclinação, ocorrendo variações pontuais em virtude de horários de sol

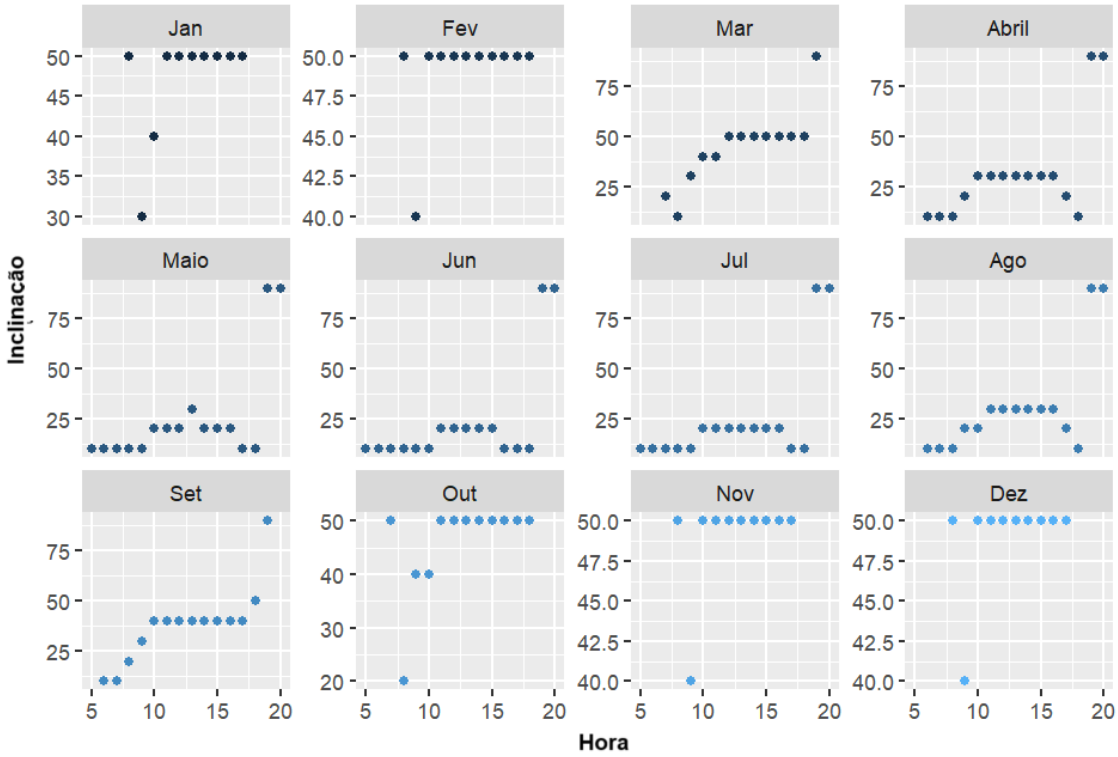


Figura 30 – Melhor inclinação para cada hora e mês

nascente ou poente. Entre Setembro e Março, o ponto máximo calculado ocorre em 50°. Os meses de Março e Setembro podem ser considerados como meses de transição, separando a época do ano em que a inclinação máxima ocorre até 30° e o período em que se recomenda a inclinação de 50°.

Os efeitos do posicionamento no ponto máximo podem ser visualizados na Fig. 31, que mostra, em azul, o valor média da energia captada pela estação meteorológica na posição horizontal e, em laranja, o valor médio da energia simulada nas inclinações ótimas sugeridas na Fig. 30. O maior benefício da modificação da inclinação, no âmbito do recebimento de energia solar, ocorre em meses frios. Em Janeiro, por exemplo, um aumento de 200 W/m² foi calculado para 12h e 13h. No horários próximos ao poer do sol, expressivo aumento também foi registrado em Janeiro e Dezembro. Por outro lado, os meses de verão não apresentaram grandes aumentos e em alguns horários apresentaram até uma redução na energia captada.

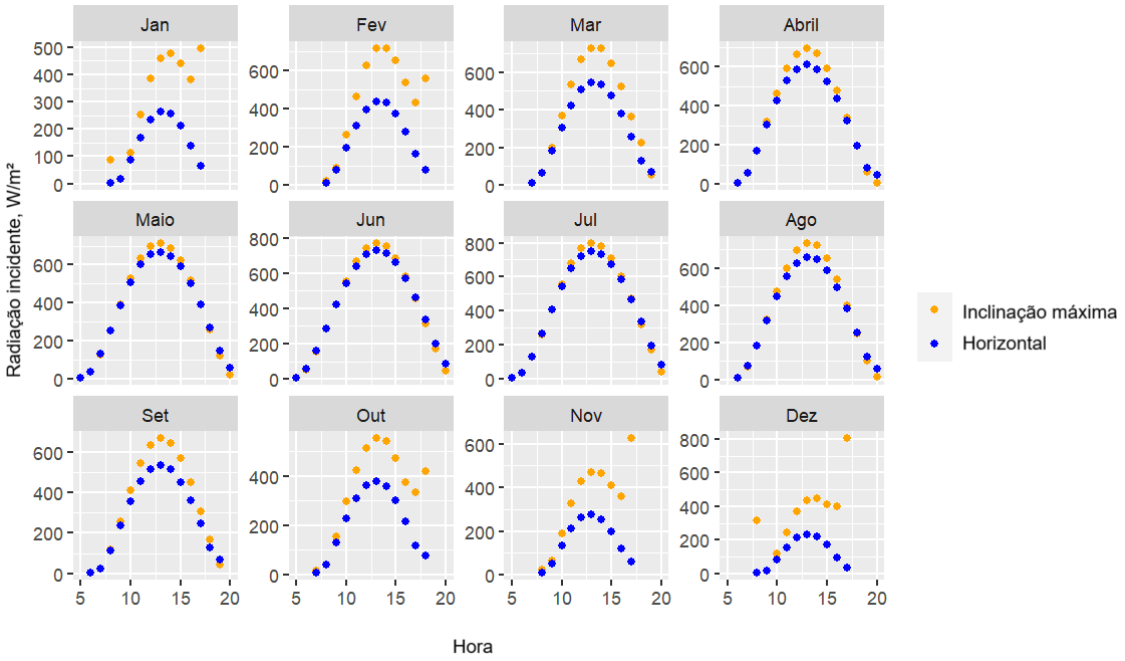


Figura 31 – Aumento/redução da energia captada pelo uso da inclinação máxima

4.1.2 Análise da média horária durante o inverno

A Fig. 26 mostrou que os meses de inverno em Dakota do Norte apresentam uma distribuição de temperaturas que varia entre -30°C (243 K) até 15°C (288 K), aproximadamente. A Fig. 27 mostrou que às 12h, horário de pico para a energia solar, os meses Janeiro e Dezembro possuem uma concentração entre 0 e 400 W/m², Fevereiro aumenta e alcança valores de até 750 W/m² e Março recebe até 800 W/m².

A energia solar recebida durante o inverno é naturalmente reduzida devido o posicionamento do sol neste período. A baixa altitude solar reduz a incidência de energia de forma direta e aumenta a energia na forma difusa, fazendo com que as estações meteorológicas, que comumente são instaladas na horizontal, captem um valor reduzido de energia solar. A modificação da inclinação da chaminé aumenta o recebimento de energia na forma de radiação direta, diminuindo o recebimento da radiação de forma difusa. Nestes casos, torna-se interessante buscar uma inclinação para o painel solar, de forma a aumentar o recebimento de energia.

Apesar da Fig. 30 ter apresentado o melhor grau de inclinação simulado para a chaminé em cada mês e hora, é vantajoso realizar uma apresentação dos resultados

agrupados para o período de inverno. Esse cálculo é apresentado na Fig. 32, onde nota-se que o aumento da inclinação entre 10° e 50° proporciona um aumento da energia solar captada, onde o valor máximo é alcançado e, a partir dele, o aumento da inclinação reduz o recebimento de energia. A maior média horária deste período ocorre com 50° e possui o valor de aproximadamente 580 W/m².

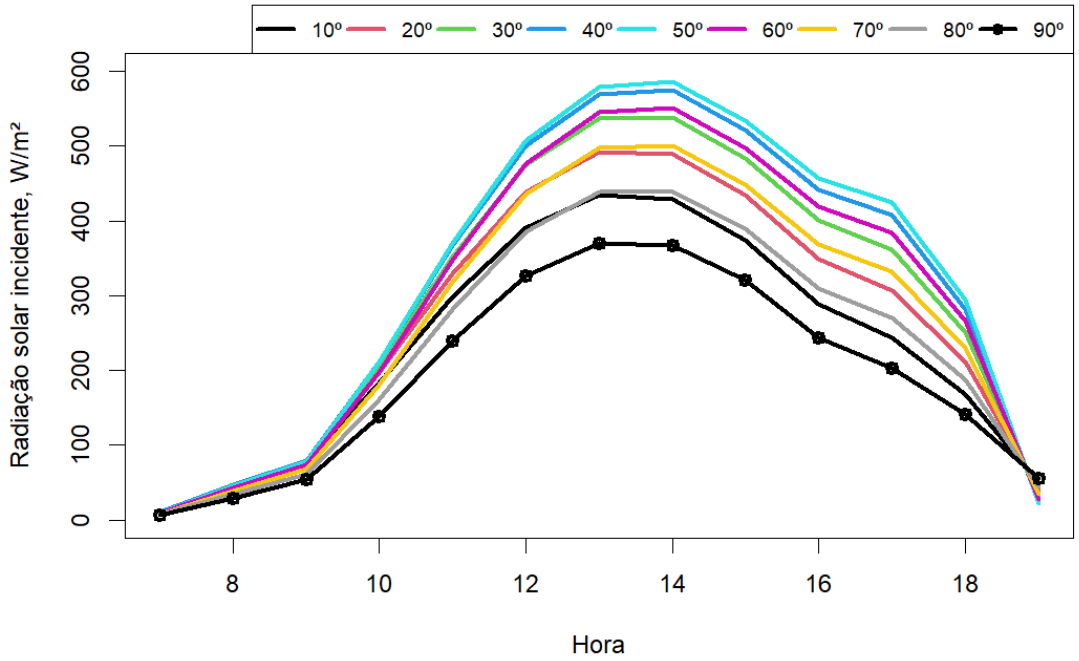


Figura 32 – Média horária de radiação solar incidente para o grupo de meses de inverno

Entre 7h e 9h a medição pelas estações meteorológicas apresentou um valor mediano próximo a zero e o algoritmo, ao simular as diversas inclinações, praticamente não registrou relevantes alterações nessa média, fazendo com que os resultados possam ser considerados os mesmos para todas as inclinações, ainda que visualmente a inclinação de 90° esteja levemente inferior às demais.

A partir das 11h é o momento em que as inclinações passam a apresentar resultados mais expressivos. Entre 11h e 15h, 50° é a inclinação que melhor otimiza o recebimento de energia, mas ao final do dia, com a redução da altitude solar o ângulo de 90° apresenta uma ligeira vantagem. Em termos de valores, enquanto a medição horizontal registrou o valor médio máximo de 300 W/m², aproximadamente, ao inclinar a chaminé é possível captar até 586 W/m², em média, de acordo com o horário.

Os resultados foram apresentados entre 7h e 19h, mas, de fato, os meses de inverno não possuem a mesma quantidade de luz incidente. Os meses de Dezembro e

Janeiro apresentaram registros de medições entre 8h e 17h, o mês de Fevereiro entre 8h e 18h e Março entre 7h e 19h. Isso não ocorre apenas no inverno. Na verdade, ao longo do ano a declinação solar é alterada em ciclos, que modifica o período e a quantidade de radiação solar recebida, afetando também a temperatura média de cada dia, mês e estação do ano. A quantidade de meses que registram recebido de energia solar é contabilizada na Tab. (6), separando cada horário, entre 5h e 20h. Entre 8h e 17h todos os meses tiveram medições, mas em outros horários, apenas nos meses de verão e primavera. As 7h e 19h houve registro de informações em 8 e 7 meses, respectivamente. Para o horário de 5h, 6h e 20h, os registros ocorrem apenas em 3,6 e 5 meses ao longo do ano.

Tabela 6 – Meses com registro de incidência solar com base na hora

Hora	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Qtde de meses com registros	3	6	8	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	9	7	5

Essa diferença não causa efeitos sobre o funcionamento do sistema, mas serve de ponto de atenção quando se olha as médias do dados utilizado na simulação.

4.1.3 Análise da média horária no verão

A média horária para os meses de verão é apresentada na Fig. 33, juntamente com as demais linhas que indicam os planos de inclinação simulados para a chaminé. A primeira diferença que é possível observar em relação ao período do inverno é a quantidade de horas disponíveis com sol. Enquanto o inverno possui 10h de insolação diária, em média, o verão possui 15h, que se estendem entre 5h e 20h. Durante o verão as temperaturas tendem a ser mais elevadas e os dias com maior duração, sendo a elevada altitude solar um dos motivos que afetam a temperatura. A temperatura do ar no estado de Dakota do Norte durante o verão alcança uma faixa entre 15°C (288K) e 35°C (308K)e a incidência de energia solar se alcança valores próximos a 850 W/m² (Fig. 26 e 27).

A altitude solar calculada para os meses de verão alcançaram os valores máximos entre 50° e 65° no período de maior incidência de energia solar. Dessa forma, a alteração

da inclinação do painel não apresenta ganhos tão expressivos quanto na época de inverno, conforme mostrou a Fig. 30. Inclinações entre 10° e 70° apresentaram médias similares, sendo o destaque para a inclinação de 30° e o pior resultado para este período ocorre com a inclinação de 90°. Ao contrário do período de inverno, os meses Junho, Julho e Agosto possuem longos períodos de insolação diária, o que poderá provocar um tempo maior de funcionamento do sistema de arrefecimento proposto.

Tomando como base o horário de maior valor da média, 30° são capazes de elevar o valor da média de 709 W/m² para 763 W/m². Verifica-se, portanto, que o ganho na captação de energia não é tão eficaz quanto é durante o período de inverno, onde é possível aumentar a média de 300 W/m² para 550 W/m², aproximadamente.

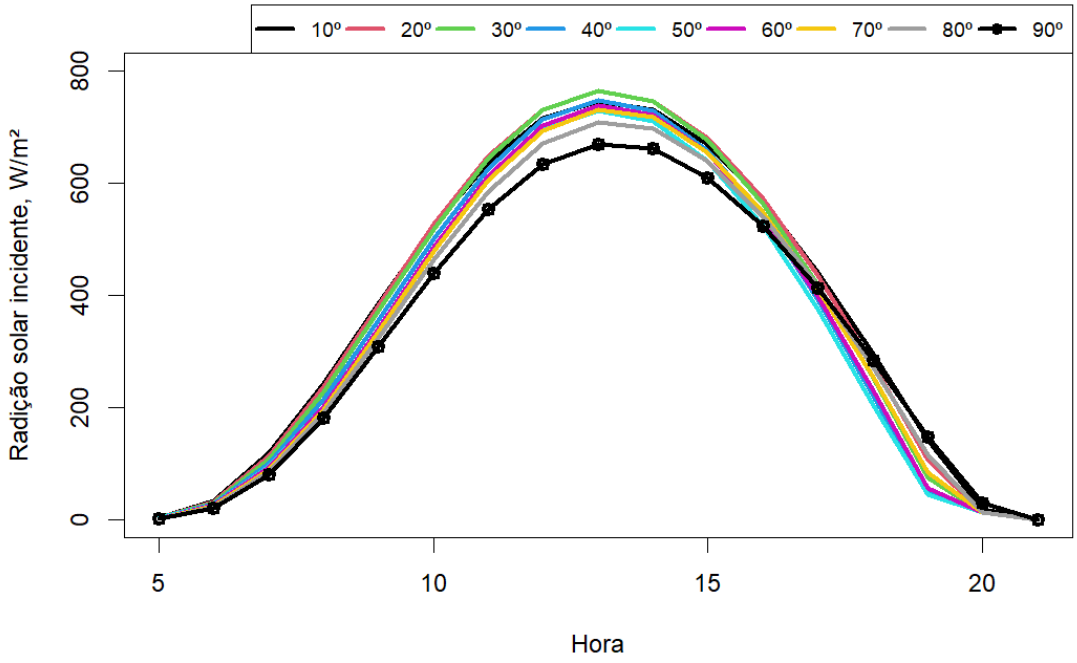


Figura 33 – Média horária de radiação solar incidente para os meses de verão

4.2- Simulação do sistema EAHE+SC

O capítulo 3 apresentou os dados coletados das estações meteorológicas, o processo de limpeza e refinamento, além das suas características gerais. Nesta seção os dados de temperatura são apresentados em Kelvin, em vez de graus Celsius, para que não ocorra cálculos de média com números positivos e negativos, que poderia prejudicar

a interpretação dos dados.

Para que a chaminé solar induza o fluxo de ar pela diferença de temperatura entre o ar aquecido e o resfriado é necessário que haja a incidência de energia solar. Assim, o conjunto de dados utilizado para realizar a simulação foi inicialmente filtrado para utilizar apenas os dados diurnos. Após a simulação, observou-se que não basta a incidência de energia solar, pois o clima de Dakota do Norte é tão intenso que a temperatura do ar e a corrente de vento externa afetam consideravelmente o efeito de aquecimento pela energia solar.

Alguns trabalhos, como por exemplo, (MAEREFAT; HAGHIGHI, 2010; LI et al., 2014), consideram o valor da temperatura do ar interno da habitação e, consequentemente, a entrada de ar na chaminé, equivalentes à temperatura da saída no EAHE acrescida dos efeitos térmicos sobre a habitação. Essa abordagem não permite que se mantenha uma temperatura padronizada no interior da habitação, dificultando uma análise concreta sobre o potencial de redução no consumo de energia. Há de se considerar que o usuário do sistema utilizará equipamentos auxiliares caso o EAHE não supra 100% da necessidade de resfriamento ou aquecimento. Por este motivo, foi previamente referenciada a temperatura de 295K (22°) na habitação, para que numa contribuição parcial do EAHE, a temperatura de entrada da chaminé não seja calculada equivocadamente. Sem essa consideração, realizar a simulação considerando apenas a saída da chaminé mais os efeitos da carga térmica alteraria os resultados.

Essa configuração passa a exigir da chaminé solar um aquecimento maior que 295K para que o fluxo de ar seja induzido. E para que esse valor seja alcançado, é necessário que determinadas condições sejam inseridas. A partir dos resultados da simulação foi possível explorar e determinar os requisitos mínimos para a indução do fluxo de ar, sendo apresentados na Tab. 7. A partir da temperatura do ar externo, determinou-se a separação em 3 grupos: abaixo de 260 K (-13°C), entre 260 K e 273 K (-13 e 0°C) e acima de 273 K.

Acima de 273K (0°C), qualquer valor de energia solar gera fluxo de ar. Para temperaturas abaixo de 260K (-13°C) é necessário que a inclinação da chaminé seja de pelo menos 30° e que a incidência de energia solar esteja em torno de 900 a 1000 W/m². Entre 260K e 273K a energia solar mínima deve ser de 520 a 640 W/m², onde uma baixa inclinação da chaminé solar eleva a energia solicitada.

Além da necessidade de valores mínimos de energia solar e temperatura, foi

Tabela 7 – Condições mínimas de temperatura do ar e de incidência de radiação solar para que haja fluxo de ar pela chaminé

Temp. Ext., Ta / Inclinação	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Ta $<$260	N/A	N/A	1036	925	909	911	989	N/A	N/A
260 $\leq$ Ta $\leq$ 273,	640	606	599	542	534	520	566	588	593
Ta $>$273	0	0	0	0	0	0	0	0	0

observado que a correlação desses dados com a temperatura do ar interno a chaminé (TF) varia proporcionalmente em relação a inclinação. Essa correlação é apresentada na Tab. 8, que mostra uma correlação estável na faixa de 98% entre a TF e a vazão de ar, de 81% a 84% para energia solar incidente e de 50% a 61% para a temperatura atmosférica do ar.

Tabela 8 – Correlação para a temperatura do ar no interior da chaminé, TF, e alguns parâmetros

Inclinação, º	10	20	30	40	50	60	70	80	90	Média
TA	0,61	0,58	0,54	0,50	0,48	0,50	0,52	0,53	0,55	0,54
IT	0,81	0,83	0,83	0,83	0,82	0,84	0,84	0,83	0,82	0,83
Vazão	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98

4.2.1 Distribuição dos resultados da temperatura na saída do EAHE

A Fig. 34 apresenta a distribuição dos dados de temperatura do ar na saída do EAHE, separados para cada mês do ano, e cada uma das sub-figuras representa a inclinação da chaminé solar. Apesar da variação da inclinação, o comprimento projetado para o EAHE foi tal que a variação da temperatura em sua saída não se altera significativamente. A figura traz ainda uma linha vertical dentro de cada diagrama de densidade, que indica o valor médio alcançado naquele período.

Observa-se que a grande maioria dos resultados, seja em meses frios ou quentes, concentra-se acima de 273 K aumentando seus valores e sua média nos meses de verão, que alcançam valores de até 286 K, e diminuindo nos meses de inverno, onde alcançam a média mínima de 277 K. O efeito da variação da inclinação gera, no máximo, diferenças na média em torno de 1 a 3 K.

Em comparação à Fig. 26, a distribuição de valores da temperatura do ar na saída

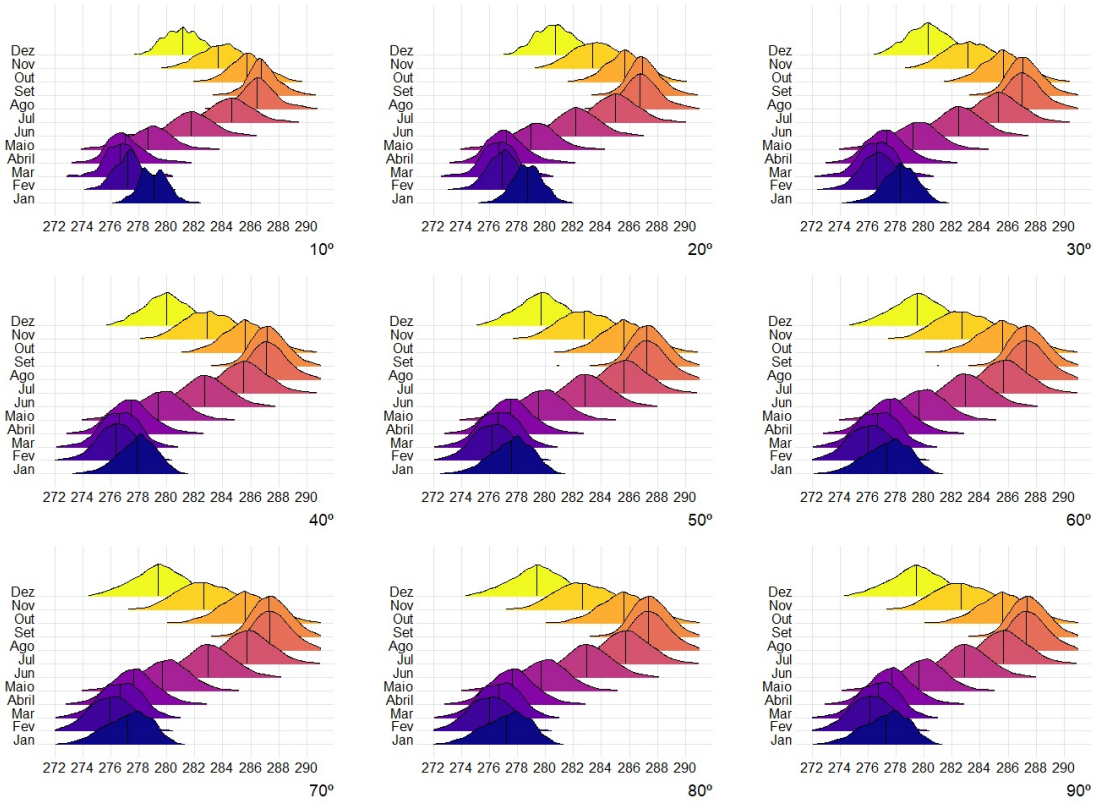


Figura 34 – Distribuição mensal da temperatura na saída do EAHE

do EAHE acompanha o comportamento da temperatura do ar externo, diferindo apenas em relação aos valores, pois a temperatura do ar externo está concentrada em valores menores que 273 K no inverno e acima de 295 K no verão.

Média mensal para a temperatura na saída do EAHE

A média mensal da temperatura do ar na saída do EAHE foi exibida na Fig. 34, mas é apresentada de forma exclusiva na Fig. 35, que mostra também a média de temperatura do ar externo. Na figura, a linha rosa representa a temperatura do ar externo e mostra que a menor média é alcançada em Fevereiro, no valor de 263 K.

A média de temperatura do solo, linha amarela, possui uma amplitude entre o valor máximo e mínimo menor do que aquele apresentado pelo ar atmosférico, explicitando novamente a sua estabilidade, e apresenta uma média de temperatura que varia entre 277K e 286K ao longo do ano. A sua curva possui um perfil de oscilação, com reduções

nos valores entre Agosto e Abril e aumento no intervalo restante. Já a temperatura do ar atmosférico apresenta um comportamento de subida de Fevereiro até Julho e decresce nos meses seguintes. No final de Março e Setembro as médias de temperatura do ar e do solo se cruzam, indicando que o funcionamento e o objetivo percorrido pelo sistema seja invertido, ou seja, nos meses de inverno é desejado realizar o aquecimento do ar e nos meses de verão, resfriar.

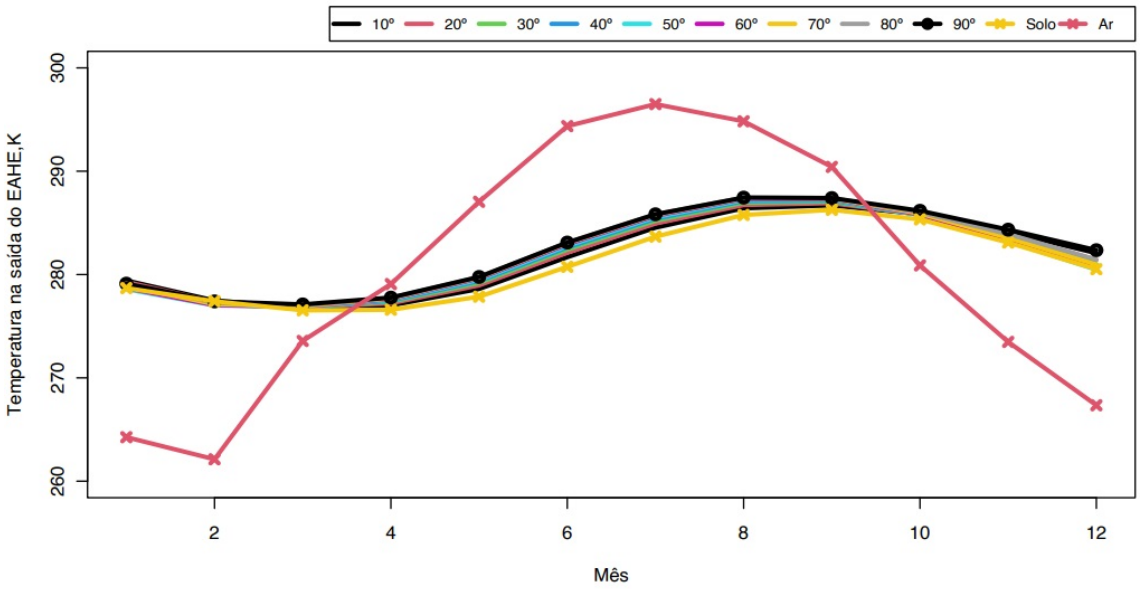


Figura 35 – Média mensal Geral da temperatura

Ao passo em que é proposto o uso da temperatura do solo para arrefecimento de um fluido, é necessário considerar que caso fosse possível alcançar 100% de eficiência neste processo, ele pode não ser a única fonte de aquecimento ou refrigeração, pois a própria temperatura do solo é o valor limite para a temperatura do fluido na tubulação. Tomando como exemplo um mês frio onde é esperado um efeito de aquecimento do ar e supondo que a temperatura média foi 265K e a temperatura do solo foi 280K, 280k será a maior temperatura possível alcançada pela temperatura do ar na saída do EAHE. Obviamente, esta temperatura do ar contribuirá consideravelmente para diminuir o consumo do ar na climatização, que aqui foi definido um ponto de referência de 295K, mas não poderá ser a única fonte de energia.

Por outro lado, em um mês de verão, onde a temperatura tenha sido de 300K e a temperatura do solo 285K, o EAHE pode ser a única fonte de arrefecimento utilizada, dependendo apenas da temperatura de referência utilizado. Ao considerar a temperatura alvo de 295K para o interior da habitação, o solo teria capacidade de controlar a tempera-

tura do ar na habitação até o valor definido.

Média horária geral da temperatura na saída do EAHE

Uma análise de longo prazo do sistema simulado pode ser realizada com base na média horária de todo o conjunto de dados, sem distinção de meses ou ano. A Fig. 36 ilustra a variação da temperatura média do ar na saída do EAHE em relação a hora do dia. A maior parte dos casos onde foi registrado o funcionamento da chaminé ocorreu em dias quentes e por isso, a média horária tem uma tendência de altos valores para a temperatura

Na figura, a linha rosa representa a temperatura média do ar externo, que é a temperatura média do ar na entrada do EAHE e medida pelas estações meteorológicas. O efeito comentado na Tab. 6 torna-se visível: esperava-se uma curva no formato parabólico para a temperatura média ao longo do dia, pois durante a noite a temperatura diminui, sendo elevada durante o dia até um ponto máximo e voltando a cair ao anoitecer. Mas o que é visto é um valor relativamente alto nas primeiras horas do dia, que diminui até as 9h e depois aumenta progressivamente. Isso ocorre, pois, conforme evidenciado na Tab. 6, as horas iniciais do dia em alguns meses possuem menos registros. Consequentemente, os meses que possuem apresentaram medição também possuem, naturalmente, uma temperatura do ar mais elevada. Por este motivo a média dos horários iniciais e finais e afetada e tendem a um valor maior.

A linha amarela representa a temperatura média do solo e as demais linhas são a temperatura média do ar na saída do EAHE, para as várias inclinações de chaminé simuladas. À longo prazo, isto é, computando a média para todo o conjunto de dados, sem distinguir dias frios e dias quentes, a média da temperatura do solo é bastante estável e o extenso comprimento da tubulação do EAHE (20 m) permite uma boa troca de temperatura entre o ar e o solo. Dentro das ressalvas deste trabalho, a temperatura média do ar na saída do EAHE tende a se tornar bem próxima da temperatura do solo. Em um experimento prático, perdas de eficiência poderiam ser observadas por diversos motivos, como por exemplo, o atrito do ar na tubulação, uma mistura ineficaz do ar na entrada da chaminé, entre outros.

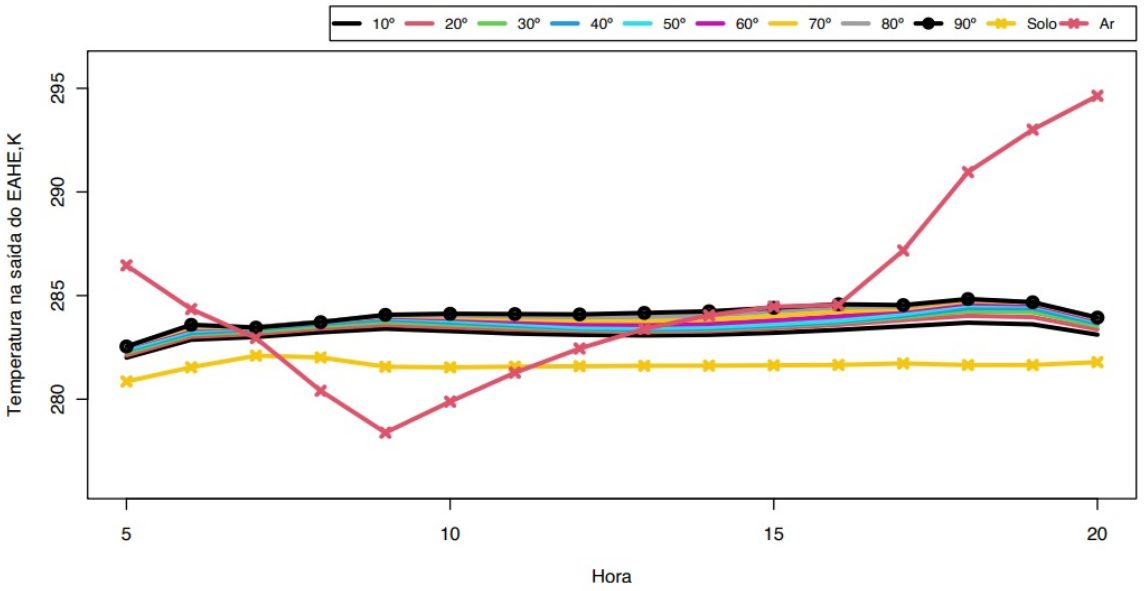


Figura 36 – Média horária para todo o dataset da temperatura do solo, do ar e da saída do EAHE

Média horária da temperatura do EAHE no inverno

Os meses que integram o inverno de Dakota do Norte são caracterizados por temperaturas do ar muito baixas, fazendo com que haja um inverno rigoroso. A Fig. 26 mostrou que os meses de Janeiro, Fevereiro e Dezembro possuem temperatura distribuídas principalmente abaixo de 273 K (0° C) e com marcações abaixo de 248 K (-25° C). A Fig. 37 reflete esses dados a partir do calculo da média horária neste período, que apresentou um valor mínimo de 263,7 K no início da manhã e um valor crescente ao longo do dia. Até as 17h, todos os valores de média da temperatura do ar se mantiveram abaixo de 273 K, sendo superado ligeiramente às 18h e 19h, com valores de 274K e 278,8K.

Nota-se que algumas inclinações não foram capazes de gerar uma temperatura interna do ar na chaminé, TF, suficiente para a indução de fluxo de ar. As inclinações de 10°,20°,70°, 80° e 90° produziram resultados entre 9h e 18h e as inclinações entre 30° e 60° produziram fluxo entre 8h e 18h. Em nenhum caso houve fluxo calculado para 19h. A razão para isso é que a energia solar incidente não alcançou os requisitos mínimos que foram apresentados na Tab. 7.

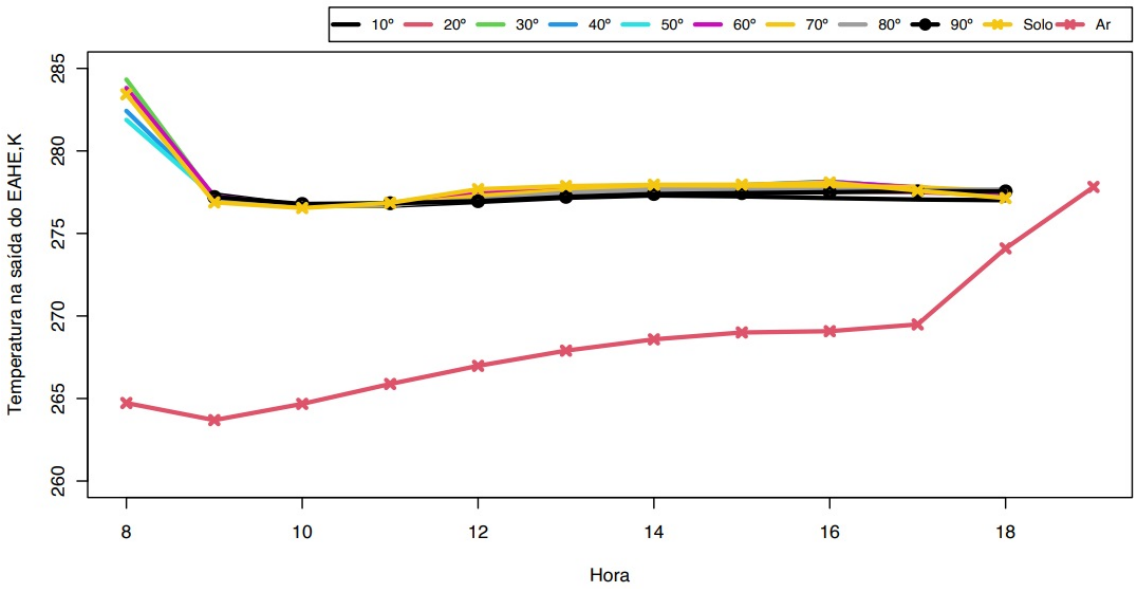


Figura 37 – Temperatura média na saída do EAHE durante o inverno

Média horária da temperatura do EAHE no verão

Nos meses de Verão, todas as inclinações apresentaram fluxo de ar, em todos os horários medidos. A média de temperatura do ar externo se mantém abaixo de 295K até as 11h. Então, mesmo estando no período do verão, a média horária traz a informação de que um aquecimento do ar seria esperado neste período. Mas a média de temperatura do solo se mantém entre 282K e 283K, fazendo com que neste período, não seja indicado o uso do EAHE, pois em vez de contribuir para o aquecimento do ar até 295K, o EAHE tende a esfriar o ar. Pela média, a indicação de uso ocorre a partir deste horário, quando a temperatura supera os 295K e o EAHE pode ser utilizado para diminuir essa temperatura.

4.2.2 Distribuição dos resultados da vazão mássica de ar

Enquanto o EAHE é responsável por diminuir ou aumentar o ar que adentra o ambiente climatizado, a chaminé solar é o dispositivo que aciona a indução do fluxo de ar pelo sistema. Esse fluxo é medido através da vazão mássica de ar, em kg/s e que pode ser facilmente convertido para a unidade mais comuns de ventilação, que é o m^3/h.

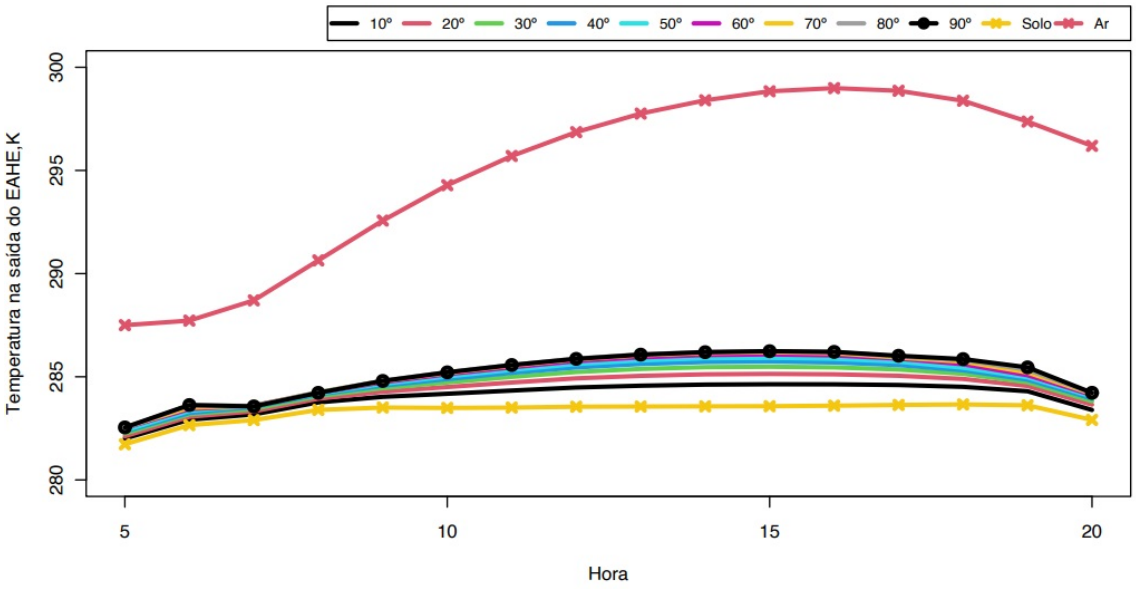


Figura 38 – Temperatura média na saída do EAHE durante o verão

A Fig. 34 apresentou os dados mensais da temperatura na saída do EAHE. Agora, a Fig.39 traz os dados mensais da vazão mássica de ar. Enquanto a temperatura praticamente não é afetada pela inclinação, a vazão aumenta progressivamente com o aumento da vazão, onde sua amplitude é de no máximo 0,042 kg/s em 10° e de 0,13 kg/s em 90°. Por outro lado, enquanto a temperatura varia consideravelmente em relação ao mês, a vazão se mantém mais estável, com valores médios mensais bastante próximos.

Média mensal para a vazão de ar

As linhas verticais da Fig. 39 representam a média calculada e elas são apresentadas também na Fig. 40. Entre os meses de Abril até Setembro é constante o aumento da média de vazão com o aumento da inclinação da chaminé. Nestes meses, a vazão máxima ocorre com a maior inclinação, 90°, e apresentam a média de 0,085 kg/s. Nos demais meses, o ponto de maior vazão ocorre com variações entre 60° e 80°

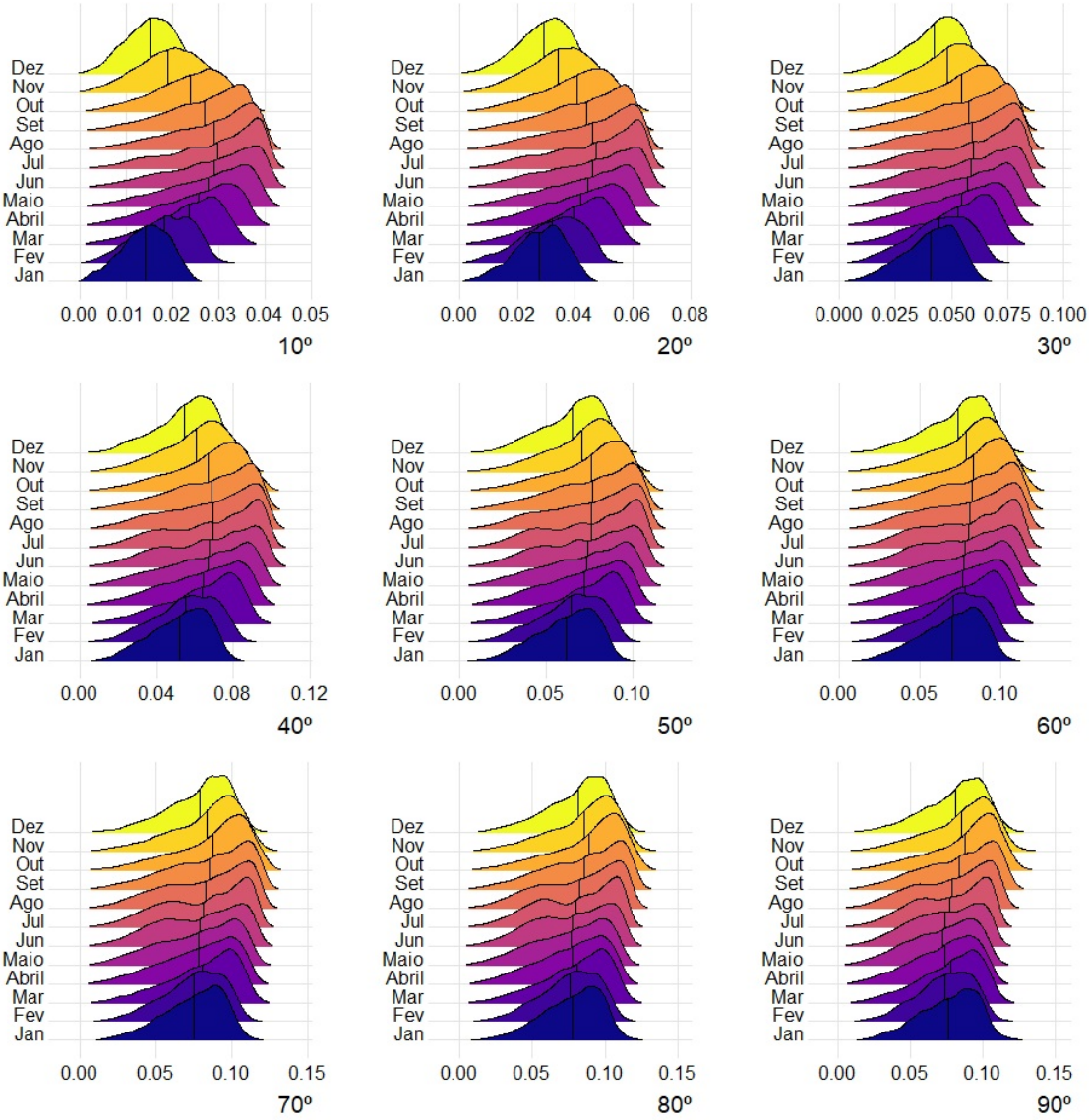


Figura 39 – Distribuição mensal da vazão de ar

Média horária geral da vazão de ar

A Fig. 41 apresenta a média geral da vazão de ar calculada para o sistema em cada hora, para todos os meses. A vazão mássica de ar sobre o sistema é crescente com o aumento da inclinação da chaminé. A inclinação que alcança o valor máximo da média varia de 70° a 80°, dependendo do horário. Na prática, pouca variação foi calculada entre os ângulos de 60° a 90° e o valor máximo alcançado é de 0,083 kg/s às 13h.

Nos horários de nascer e poer do sol, o valor da vazão é drasticamente reduzido para o valor máximo de 0,037 kg/s. O efeito da energia solar sobre chaminé não apresenta

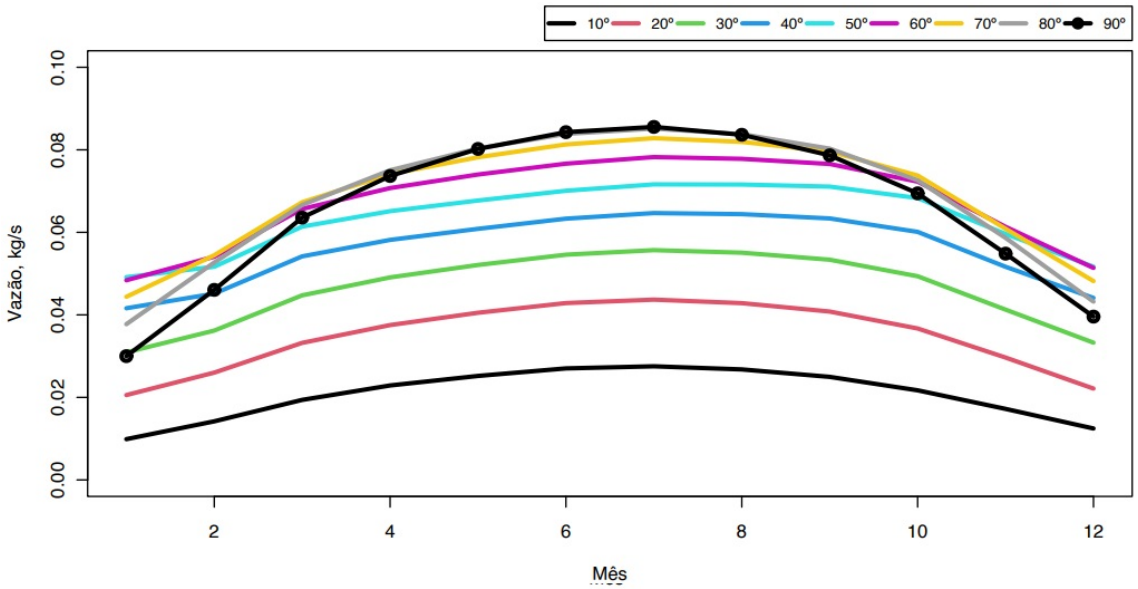


Figura 40 – Média mensal geral da vazão

uma relação direta de causa e efeito, visto que a Eq. (15) não possui nenhum termo associado à radiação incidente. No entanto, essa equação mostra a dependência de seu resultado pela diferença de temperatura entre o ar interno da chaminé e o seu valor de entrada. Verifica-se, então, uma relação indireta entre a vazão e a energia solar, pois o mecanismo que aquece o ar interno da chaminé são as trocas térmicas que decorrem das superfícies dela com o meio ambiente, sendo o sol, a principal fonte de aquecimento. Por este motivo, entre 13h e 15h, as curvas tendem a apresentar seu ponto de maior valor para a vazão de ar. O aumento do patamar de vazão pela modificação da inclinação da chaminé ocorre principalmente pelo termo $\sin\theta$ na Eq. (15), sendo que este fator delimita consideravelmente a vazão que uma inclinação pode proporcionar.

Após análise dos resultados de forma mais ampla, através da distribuição mensal dos resultados e da média mensal calculada, ficou claro que a variação sazonal é notável, principalmente durante os meses de inverno e verão. Dakota do Norte possui um clima que proporciona um inverno rigoroso e um verão quente. Novamente, para que seja feita uma melhor compreensão dessa diversidade cabe realizar a apresentação dos dados agrupados para os meses de inverno e verão. Ao focarmos nestas estações, é possível visualizar com maior clareza como a vazão de ar se comporta, permitindo-nos identificar tendências marcantes.

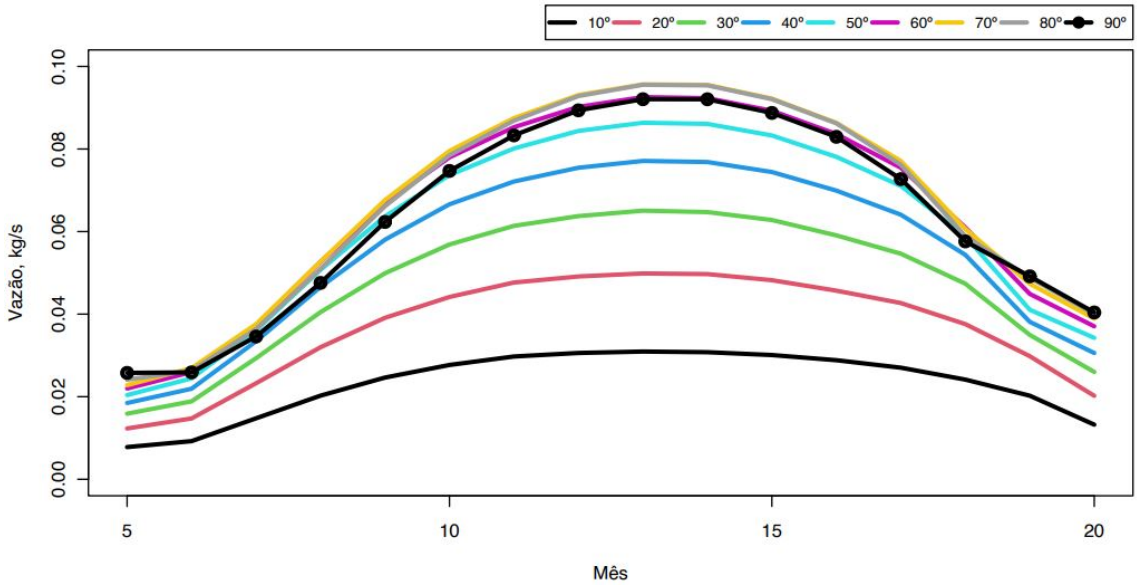


Figura 41 – Média horária Geral da vazão

Média horária da vazão no inverno

Assim como na Fig.37, percebe-se que nem todas as inclinações foram capazes de gerar alguma fluxo de ar no horário de 8h, 9h e 19h. Mas entre este período a média máxima de 0,066 kg/s foi alcançada. Neste período as inclinações máximas ocorrem com pequenas variações entre 60°,70°,80° e 90°, além de aumentar sua média progressivamente entre 10° e 50°.

Média horária da vazão no verão

Para as médias horárias nos meses de verão, a Fig. 43 indica que a vazão média máxima ocorre com as inclinações de 80° e 90°, com o valor de 0,10 kg/s. Nestes meses, a modificação da inclinação não limitou o funcionamento do sistema e em todas elas houve a geração do fluxo de ar. Essa média máxima supera àquela correspondente ao período de inverno e em ambos os casos o aumento da vazão em relação a inclinação é progressivo.

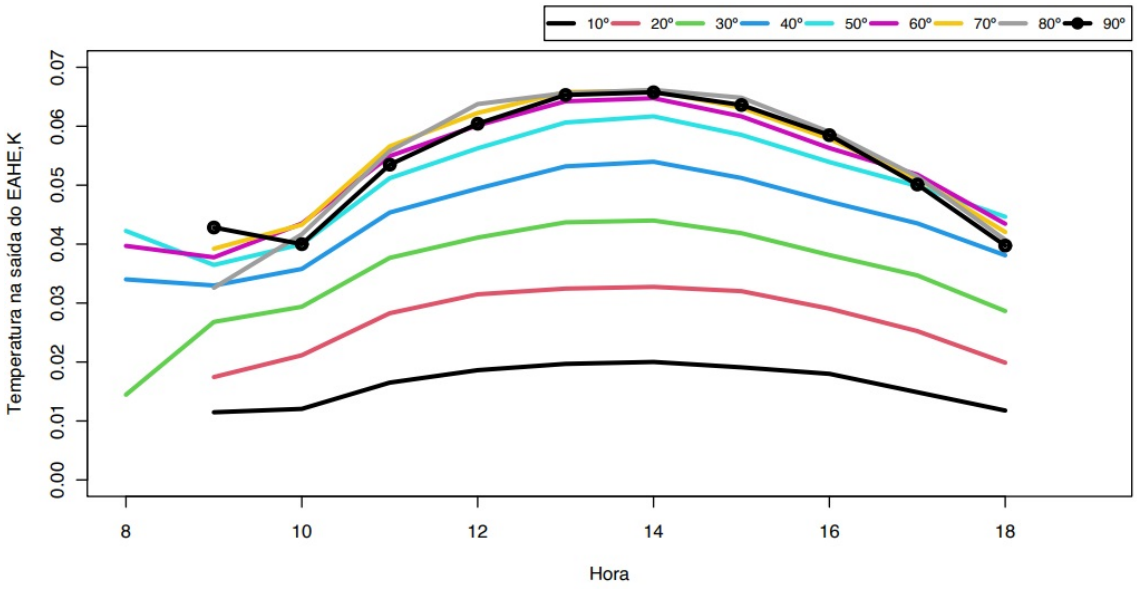


Figura 42 – Média horária da vazão no inverno

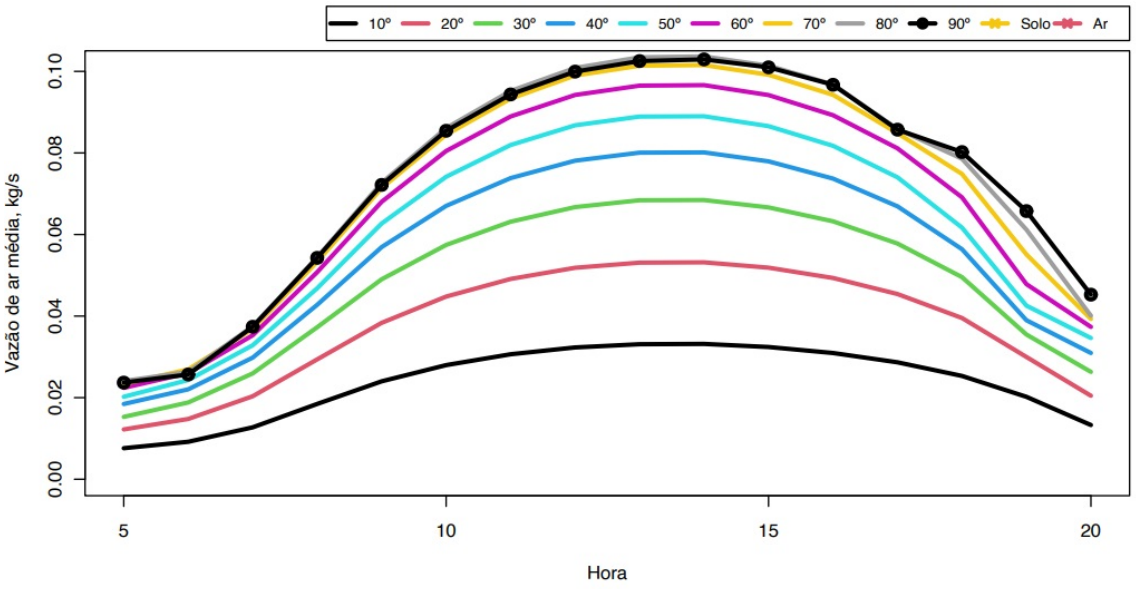


Figura 43 – Média horária da vazão no verão

4.3- Redução no consumo de energia térmica

Não obstante a apresentação das condições mínimas para o funcionamento do sistema e a exposição das médias de temperatura, tanto mensais quanto horárias, abrangendo diversas configurações (geral, inverno e verão), procedeu-se à avaliação da efetividade do sistema com base em alguns critérios predefinidos.

Existem duas funcionalidades para o EAHE: Aquecer ou esfriar o ar, que são objetivos definidos para o EAHE a partir da temperatura de referência, 295K. A avaliação da efetividade é realizada com base na temperatura de entrada no EAHE, na temperatura de saída e na temperatura alvo do ambiente. Por efetividade e eficaz, consideram-se os casos onde o uso do EAHE trouxe um efeito positivo para a redução do gasto energético com climatização.

Se o efeito desejado para a chaminé é aquecer o ar, será avaliado se a saída do EAHE possui um ar mais quente do que na entrada, assim como será avaliado se a temperatura do ar na saída é menor nos casos onde o objetivo é a refrigeração. Se o objetivo desejado é equivalente ao efeito percebido na saída do EAHE, então pode-se afirmar que o mesmo contribuiu positivamente para a climatização e o efeito dessa contribuição pôde ser calculado.

Dependendo das condições climáticas e do solo, o efeito percebido na saída do EAHE pode ser diferente daquele que era esperado. Para os casos onde o aquecimento do ar é esperado, que ocorrem quando a temperatura do ar externo encontra-se abaixo de 295K, a temperatura na saída do EAHE depende da temperatura do solo e pode ocorrer da temperatura do ar externo estar abaixo de 295, mas a temperatura do solo estar ainda mais baixa que este valor. Nesta situação, mesmo estando em temperaturas frias, o solo irá diminuir ainda mais a temperatura do ar e a utilização do EAHE não seria recomendada. O efeito de aquecimento do ar pelo EAHE só ocorre quando a temperatura do ar externo está menor que 295K e a temperatura do solo, maior que o valor da temperatura do ar externo. Pode-se dizer, que nesta situação, o EAHE contribuiria positivamente para a climatização. Já nos casos onde o arrefecimento do ar é esperado, ou seja, quando a temperatura do ar externo está acima de 295K, pode ocorrer o mesmo efeito: a temperatura do solo estar acima ou abaixo do valor da temperatura do ar. E se a temperatura do solo estiver acima da temperatura do ar, sua utilização não será recomendada.

Considerando ainda, que, o conjunto de dados possui uma grande quantidade de informações, para cada dia e cada hora, múltiplas medições foram registradas, devido o ano de medição e também pelo fato de possuir muitas estações meteorológicas. Para fins de exemplificação, podemos supor que em um dia e horário qualquer, poderemos ter até 336 medições, pois temos 42 estações meteorológicas e coletas de dados entre 2014 e 2021. Porém, devido os filtros aplicados, devido os diferentes períodos com incidência

de luz ao longo do ano, este valor pode variar. Mas, no fim, pode-se estimar o percentual de medições em que o sistema contribuiu positivamente ou não para a climatização.

A Fig. 44 apresenta uma classificação percentual de onde o sistema trouxe um resultado positivo para a climatização, agrupados para cada mês e hora e também para as inclinações utilizadas na chaminé. Em azul são os resultados que contribuíram positivamente para a climatização, seja para aquecimento ou resfriamento.

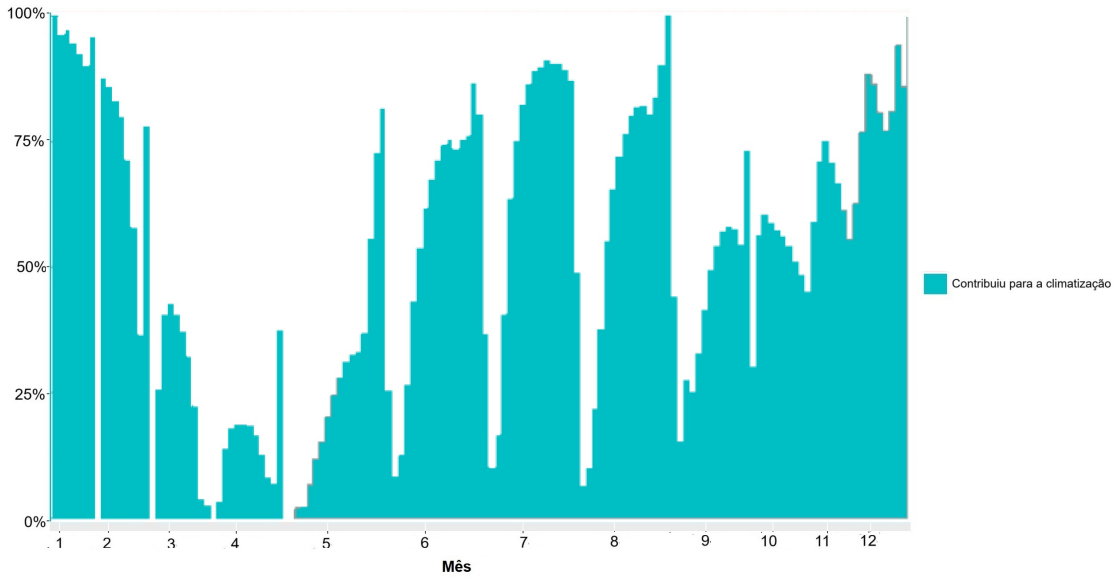


Figura 44 – Percentual de casos onde a utilização do sistema contribuiu para a climatização

A Fig. 44 traz o percentual para cada uma das medições do conjunto de dados, separados apenas por dia e hora do ano. Pode-se, então, calcular a média dos períodos. Para os meses de inverno a eficácia para a contribuição com a climatização ocorre em 49.60% das medições deste período, sendo que os meses de Dezembro, Janeiro e Fevereiro possuem o valor acima de 70%, mas a média é reduzida devido o mês de Março, que marca o final do inverno e início da primavera, que até o mês de Maio terá um baixo índice de contribuição para a climatização. Já o verão, que inicia no final de Junho e se estende até Agosto, possui um percentual de utilização de 66,26%. O mês de Março, que marca o final do inverno, e os meses de Abril e Maio apresentaram a pior performance, tendo sua aplicabilidade em 23% das medições climáticas. Uma provável causa é que neste período a diferença de temperatura entre o ar e o solo é menor. Tomando como base a média do dataset, esses meses tiveram uma média de temperatura do ar de 280K e do solo de 277K. Já os meses de verão tiveram uma média do ar de 295,26K e do solo de 283,50K. No pico do inverno, Dezembro, Janeiro e Fevereiro, a média do ar foi de

264,53K e do solo de 278,80K.

A característica de funcionamento do sistema é bem definida. Ao filtrar o dataset para mostrar apenas os dados das simulações que contribuíram para a climatização, observou-se que entre Novembro e Março, ocorre de forma predominante o aquecimento do ar, com mais de 90% dos casos simulados. Em Abril, 79% dos casos são de aquecimento e 21% de resfriamento. Maio, Junho, Julho e Agosto registraram valores acima de 95% dos casos para arrefecimento do ar. Para finalizar, Setembro apresentou 73% dos casos para resfriamento e 26% para aquecimento. Do ponto de vista da quantidade de calor que o EAHE pode fornecer ao ambiente, calculados a partir da temperatura de referência e da saída do EAHE, observa-se uma tendência interessante ao longo do ano. A média começa em 677,36 W no mês de janeiro, aumentando gradualmente até atingir o valor máximo de 994,93 W em maio. Após esse ponto, a média começa a diminuir, atingindo seu mínimo de 484,06 W em setembro. A partir de setembro, a média volta a subir e alcança 610,75 W em dezembro.Isso ocorre principalmente devidos os valores registrados na Fig.35 e detalhes da média mensal de potência fornecida pelo EAHE podem ser visualizados na Fig. 45.

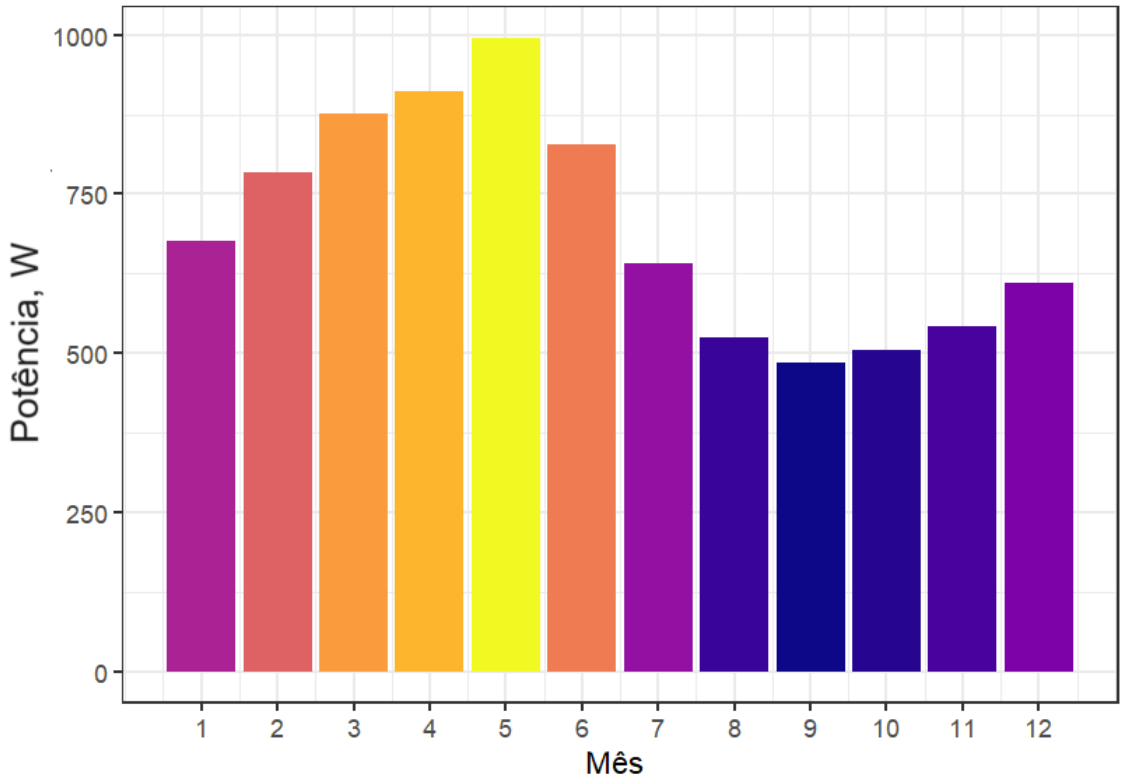


Figura 45 – Potência média mensal do EAHE

A chaminé solar é a ”força-motriz”deste sistema, que torna possível a indução do fluxo de ar de maneira natural. Isso significa que ar será admitido na entrada do EAHE e será exaurido na saída da chaminé, sendo que, assim como carrega calor do EAHE para o ambiente interno, também carrega calor do ambiente interno para o ambiente externo. Nas situações de aquecimento do ar interno, ao passo em que o EAHE insere ar quente na acomodação, a chaminé solar remove parte desse ar quente. O mesmo efeito é percebido nas situações de arrefecimento do ar interno.

Apesar de ser necessário realizar essa compensação no cálculo da economia de energia, o balanço de energia é favorável para o objetivo requerido, pois a perda de energia através da chaminé solar varia apenas entre 30 W e pouco mais de 150 W, conforme mostra a Fig.46, que são valores inferiores ao do EAHE.

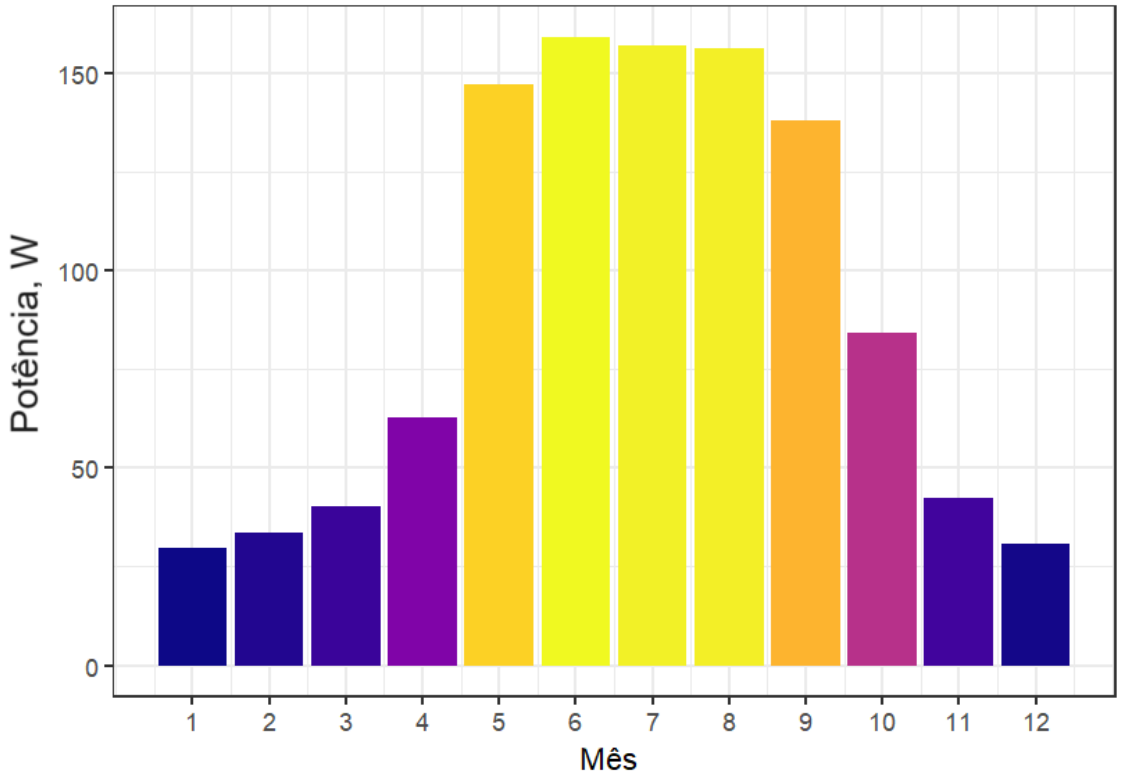


Figura 46 – Potência média mensal da chaminé solar

As Fig. 47 e 48 trazem a média horária de cada um dos meses para o calor adicionado ou removido do ambiente interno. Para o EAHE, verifica-se uma tendência de comportamento similar ao da Fig. 45, de queda entre Maio e Setembro e de subida entre Setembro e Maio. É possível visualizar o comportamento de parábola para as horas do dia de cada mês, identificando que os horários iniciais e finais também são aqueles com

menor calor fornecido ou removido do ambiente interno.

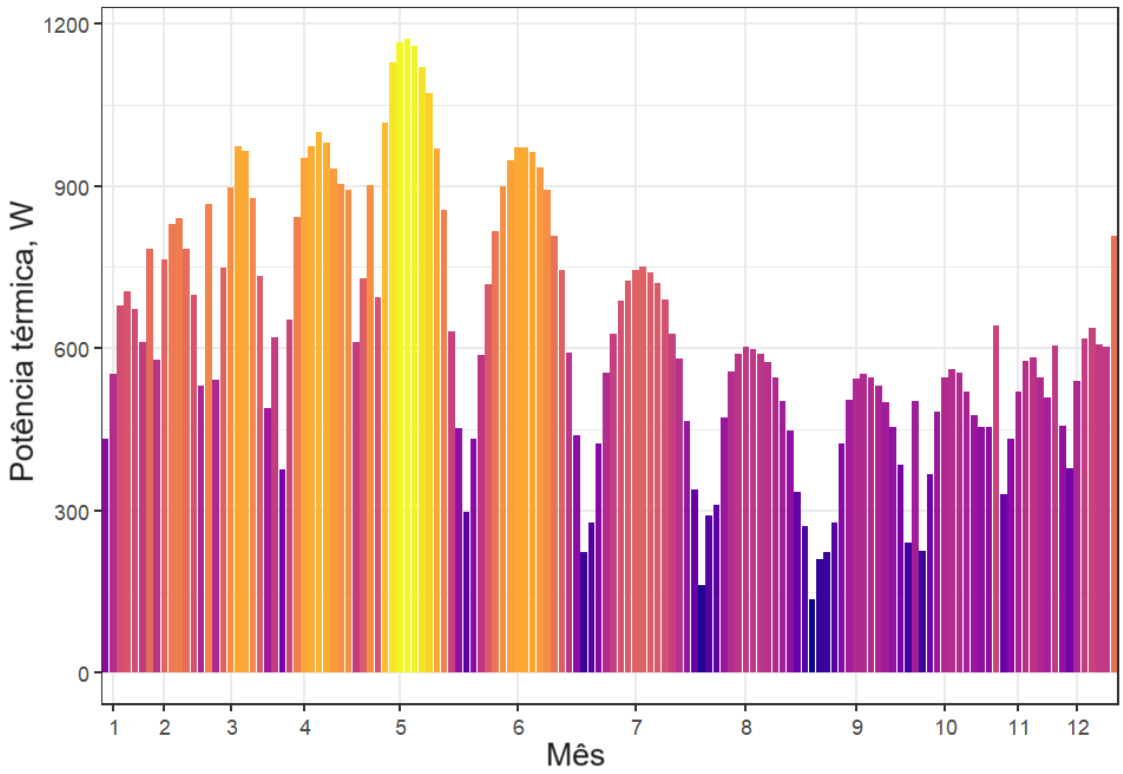


Figura 47 – Potência média horária do EAHE

A mesma correlação entre as figuras de média mensal e horária também se aplica à remoção de energia pela chaminé solar, destacando-se apenas os pontos máximos alcançados, acima de 200 W nos meses de Maio, Junho, Julho e Agosto.

Esses valores foram comparados diretamente com as fontes de calor que aquecem o ambiente e trazem a necessidade de refrigeração e nos dias frios com a perda de calor do ambiente interno para o externo, fazendo com que seja necessário o aquecimento do ambiente. Tendo em vista as múltiplas possibilidades de simular um ambiente interno e sua carga térmica, optou-se por considerar um modelo simplificado, onde o ambiente interno está vazio e possui dimensões de 5m x 5m, sem janelas e totalmente vedado. Somente as paredes, o teto, o EAHE e a chaminé solar atuam nas trocas de energia.

A média horária da carga térmica requerida ao ambiente simulado, mostrado mês a mês, é apresentada na Fig. 49. Praticamente todos os meses apresentaram uma média máxima que é superior a 2000 W, sendo que os valores máximos nos meses de verão superam o valor médio de 4000 W. A maior média ocorre em Junho às 13h, onde foi calculado a energia necessária de 4900 W para compensar a carga térmica climática

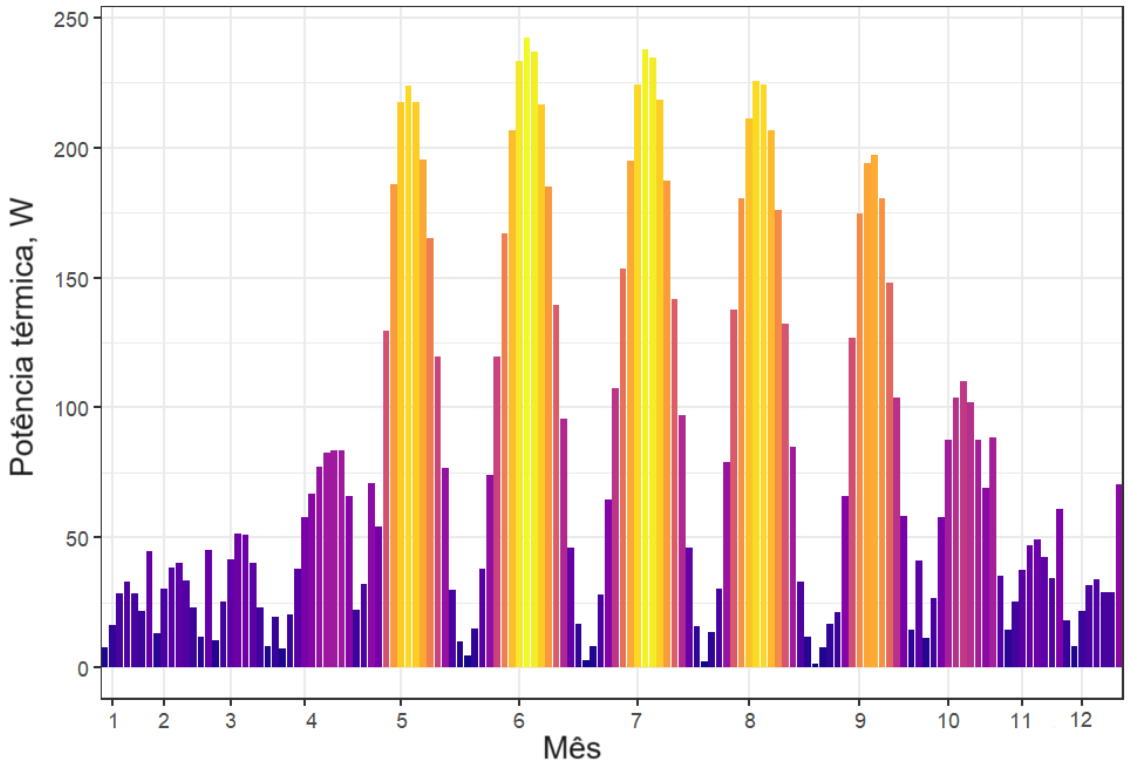


Figura 48 – Potência média horária da chaminé solar

sobre a habitação. Tomando como base estes dados, foi estimado que ar-condicionado principal deve ter a potência mínima de 18.000 BTU/h (5207 W), que em potência máxima possui corrente de 9,33 A e 220 V, ou seja, 2052,60 W.

Uma vez que foram estimados o fornecimento de energia pelo EAHE, a perda pela chaminé solar e a carga térmica da habitação a partir dos dados climáticos, é possível realizar o cálculo da eficiência do EAHE em relação à climatização desse ambiente.

Essa eficiência é exibida na Fig. 50 com o percentual médio mensal de energia térmica que o sistema EAHE e chaminé alcança em relação à carga térmica exigida. Durante os meses frios, que predominam a necessidade de aquecimento, a energia líquida fornecida pelo sistema de EAHE e chaminé solar foi capaz de suprir pouco mais de 25%, atingindo seu valor máximo de 34% no mês de Maio e valor mínimo em Agosto, com 16%. Esses valores tornam-se uma referência quando se deseja modificar as condições climáticas ou da própria habitação, pois cada local terá suas próprias características.

A chaminé solar traz um efeito negativo, porém necessário sobre o funcionamento do sistema, visto que ela proporciona o fluxo de ar pro sistema, mas remove energia térmica desta habitação. Apesar disso, uma das faces da chaminé é equipada com um

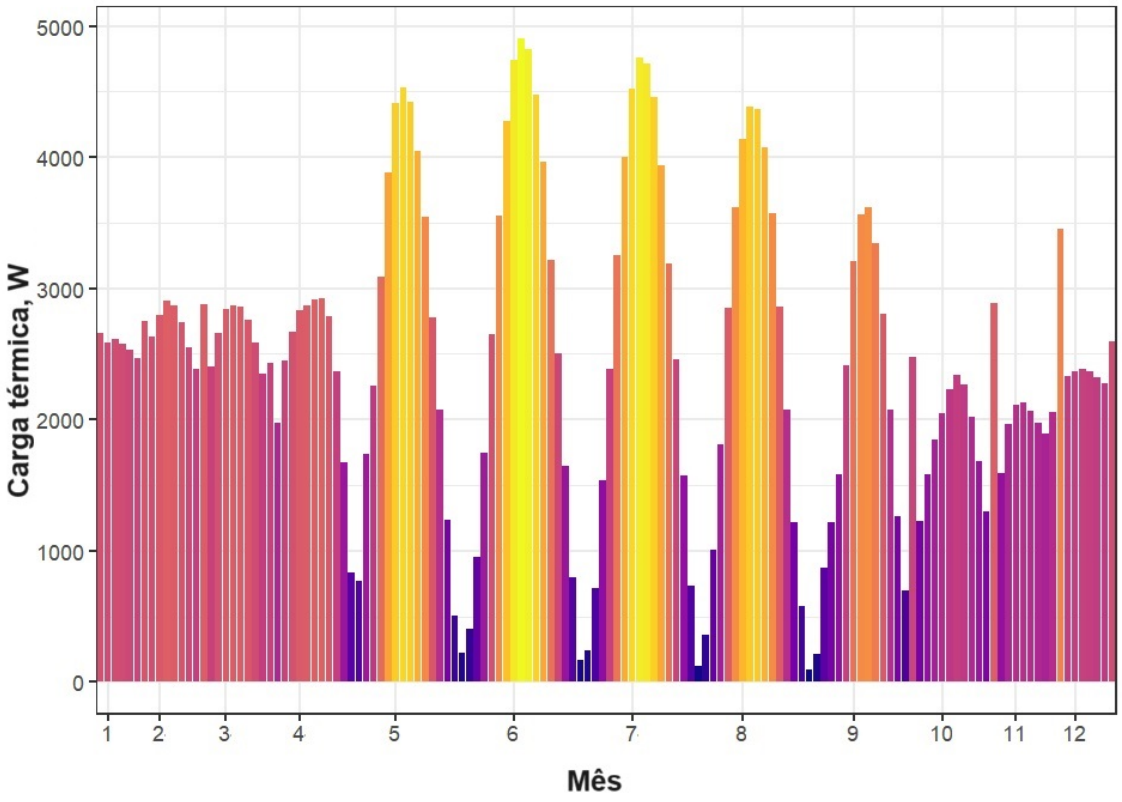


Figura 49 – Média horária da carga térmica requerida para a habitação

painel solar, que é a superfície escura que amplifica a temperatura do ar ao longo do canal de ar que compõe a chaminé.

Na ocasião de observar o consumo de energia elétrica por um sistema de refrigeração em vez da quantidade de calor a ser removida ou inserida ao ambiente, podemos incluir a geração de energia elétrica pelo painel no cálculo da redução do consumo de energia. O painel solar teve sua eficiência calculada a partir da temperatura de sua superfície e da estimativa de energia elétrica produzida e variou entre 0,14% e 0,17%. A energia elétrica estimada que seria produzida é apresentada na Fig. 51 e varia entre 150 W e 200 W.

Considerando o aparelho condicionador de ar indicado acima, a energia elétrica gerada pode ser utilizada para reduzir consumo de energia elétrica da rede principal e com isso aumentar a redução de energia referente à Fig. 50. O gráfico mostra que a economia de energia do sistema EAHE+chaminé solar segue um padrão sazonal, atingindo seu pico nos meses mais frios e diminuindo nos meses mais quentes do ano. Em janeiro, a economia média de energia é de 43%, e esse valor cresce continuamente até abril, atingindo seu valor máximo em torno de 51%.

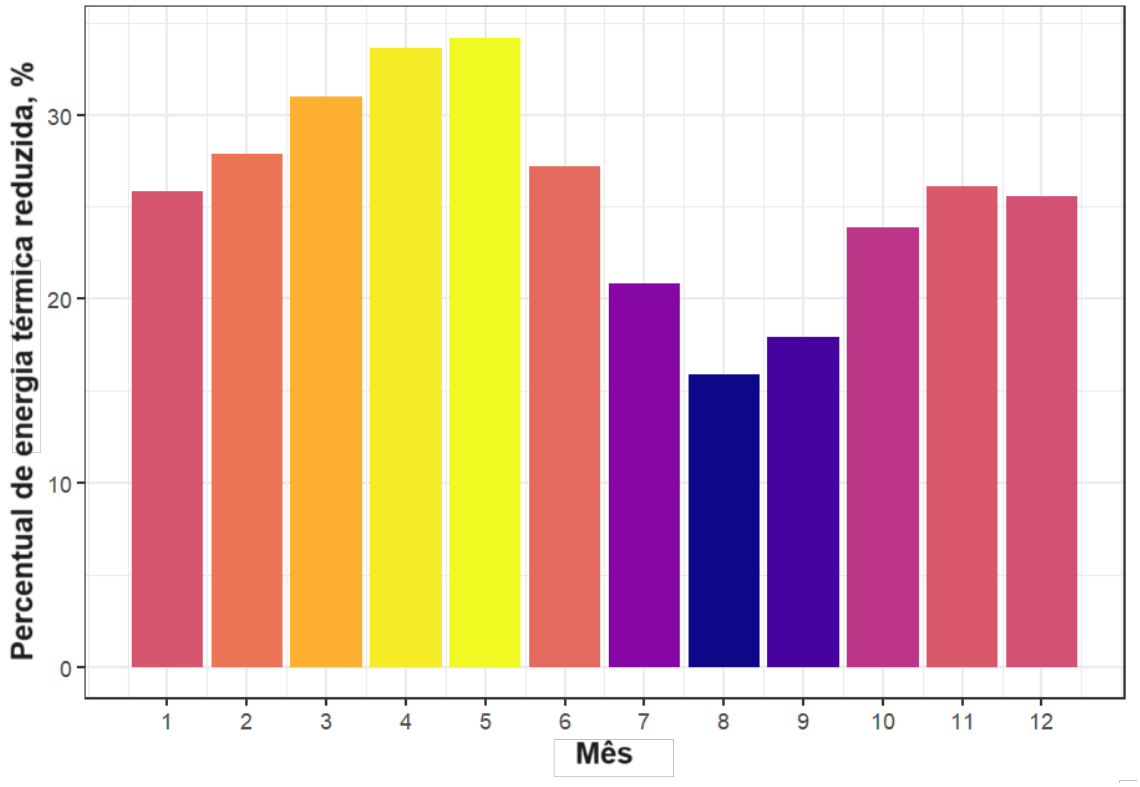


Figura 50 – Percentual de energia geral

No entanto, a partir de maio, observa-se uma diminuição na economia de energia, que atinge seu valor mínimo em Agosto, com cerca de 26%. Esse declínio pode ser explicado pelo aumento das temperaturas durante os meses de verão, o que pode reduzir a eficácia do sistema de economia de energia.

A partir de setembro, a economia de energia começa a se recuperar e volta a crescer gradualmente até dezembro. Durante esse período, a economia de energia se estabiliza em torno de 45%. Esse aumento pode ser atribuído à redução das temperaturas e à maior eficiência do sistema novamente.

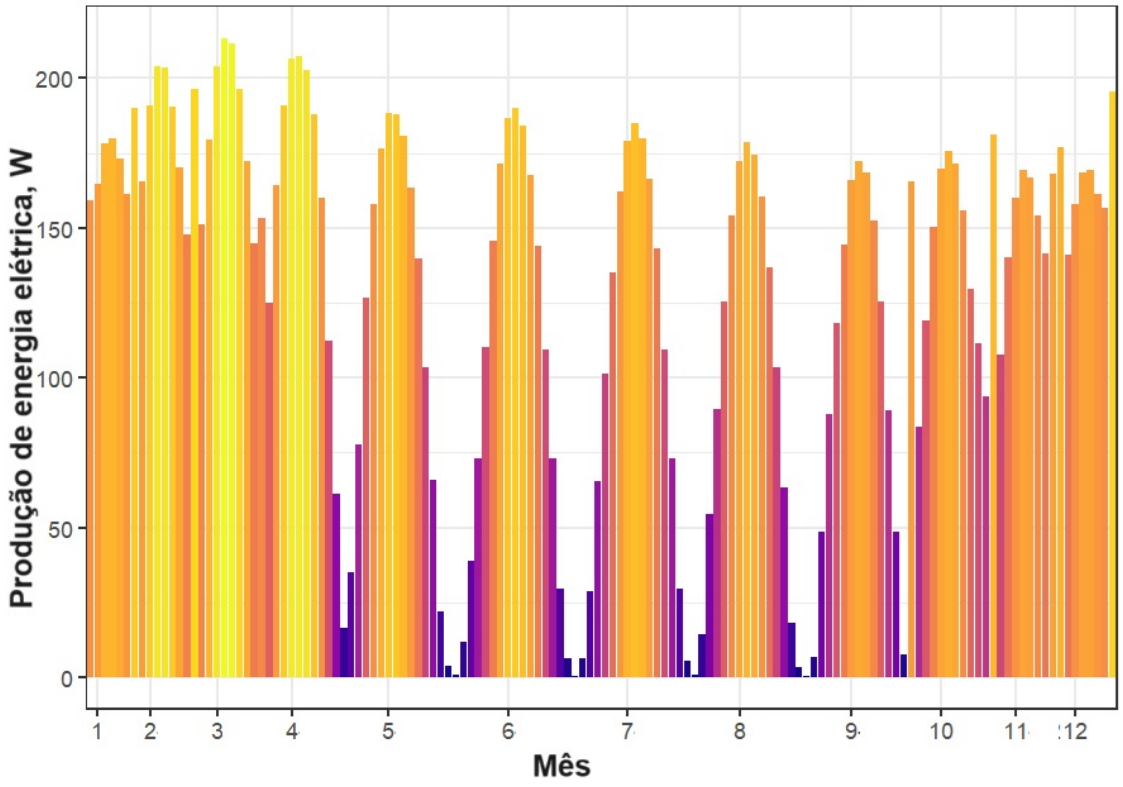


Figura 51 – Energia elétrica gerada pelo painel

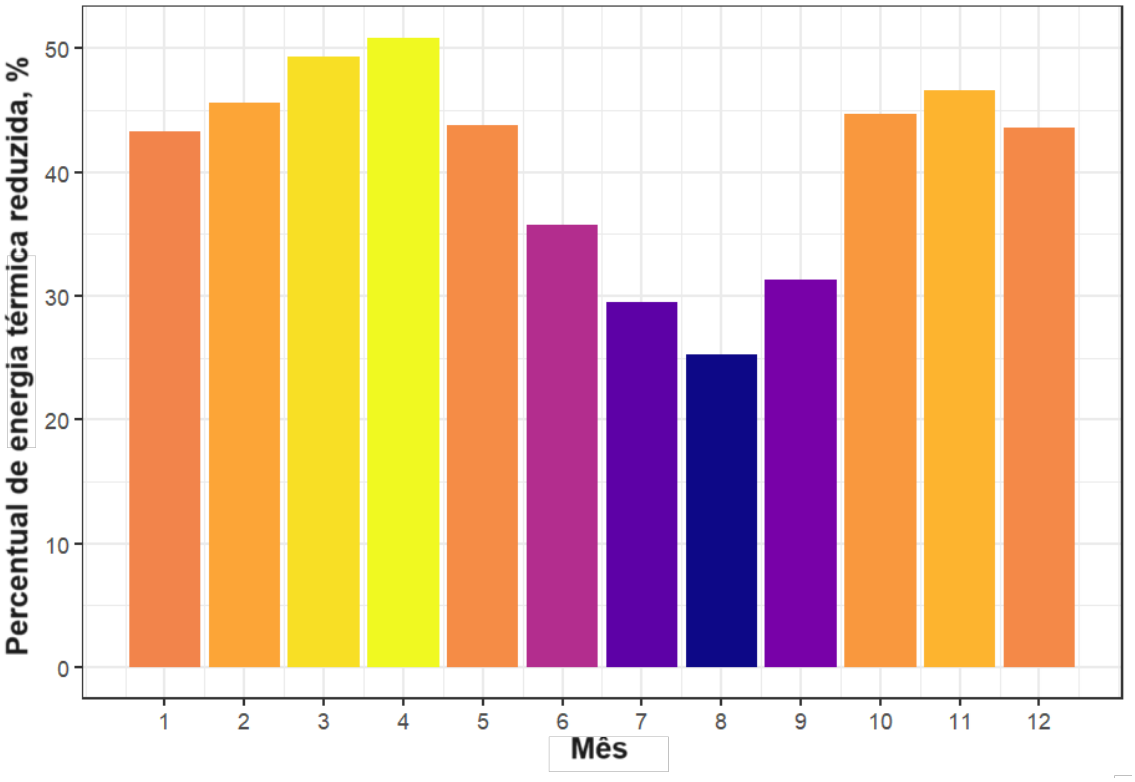


Figura 52 – Redução no consumo de energia com o painel solar da chaminé

Considerações finais

A fim de investigar uma solução sustentável para economizar energia em sistemas HVAC, foi proposto o uso de um EAHE para resfriar o ar e uma chaminé solar como soprador de ar para servir como fonte de fluxo de ar. O sistema projetado é composto de uma tubulação enterrada no solo, que faz a troca térmica com o ar, e de um painel solar distanciado de uma camada de vidro, a chaminé solar, que faz a indução do fluxo de ar. Por ser um sistema totalmente natural e isento de energia, o funcionamento e sua eficácia dependem exclusivamente das características climáticas do local onde o sistema é instalado e que neste trabalho foi considerada a região do Estado de Dakota do Norte, nos Estados Unidos.

Este trabalho iniciou com uma revisão bibliográfica sobre o tema, seguido por um levantamento cujo objetivo foi mapear, quantitativamente, estudos similares ao longo dos últimos anos. Em seguida foi proposto um modelo teórico em duas dimensões para simulação de funcionamento deste sistema. Para que o trabalho trouxesse uma parcela de estudos teóricos e práticos, buscou-se um banco de dados consistente e que fornecesse tanto os dados climáticos, como por exemplo, temperatura do ar, umidade, pressão atmosférica, velocidade do vento, radiação solar incidente e outros, quanto dados do solo, em aproximadamente 2m de profundidade. A escolha desta profundidade se baseou em diversos estudos da literatura, que apontam para uma estabilidade de temperatura entre 2m e 3m de profundidade.

Em seguida, buscou-se avaliar e selecionar o comportamento físico do sistema, para que a simulação fosse feita numericamente, ou seja, a partir da resolução de equações que aproximam o funcionamento teórico do experimental. Foi realizado também uma avaliação inicial do banco de dados selecionado, realizando uma limpeza dos dados brutos, removendo medições com erro na instrumentação, dados ausentes, outliers e em seguida foi apresentado o conjunto de dados que foi utilizado na simulação.

A simulação do projeto foi realizada utilizando a linguagem de programação Wolfram a partir do método de iteração, onde para cada uma das medições o código calculava o valor das temperaturas das superfícies e do fluído até atingir a convergência de valores. A análise dos resultados permitiu observar os valores simulados para a vazão

mássica de ar e a temperatura de saída no EAHE, além da temperatura do ar dentro da chaminé solar. O sistema proposto apresentou uma boa redução da temperatura do ar e provou ser uma opção viável para reduzir o consumo de energia, sendo considerado útil em 49,60% das medições de inverno registradas e acima de 70% nos meses mais críticos do inverno: Dezembro, Janeiro e Fevereiro. Para os meses de verão, o sistema provou sua utilidade em 66,26% dos casos.

A apresentação dos resultados sobre a temperatura na saída do EAHE e da vazão mássica de ar focou nos períodos de inverno e verão por serem períodos de temperaturas extremas. No entanto, quando se avaliou a quantidade de energia fornecida ao ambiente interno pelo EAHE e pela chaminé, os dados apontaram médias máximas para o Outono, com destaque para o mês de Maio. E para que fosse possível um cálculo de redução de energia, procedeu-se com a comparação entre os valores fornecidos e/ou removidos pela chaminé e pelo EAHE e o efeito climático sobre a habitação simulada. Verificou-se, portanto, que os meses entre Outubro e Abril, que predominam a necessidade de aquecimento do ar, o EAHE consegue compensar acima de 40% da carga térmica que afeta a habitação. Por outro lado, a refrigeração do ambiente interno pelo EAHE e pela remoção de calor através da chaminé proporcionou uma redução entre 25% e 35%, apenas.

No entanto, é reconhecido que a implementação prática desse sistema ainda enfrenta desafios técnicos e econômicos. A necessidade de investimentos iniciais, a adaptação a diferentes climas e a otimização de componentes são questões que precisam ser abordadas para a ampla adoção desse sistema.

Em resumo, a combinação do sistema EAHE com uma chaminé solar representa uma abordagem promissora para o aproveitamento da energia renovável e da eficiência energética. Este estudo contribui para o entendimento das potencialidades desse sistema, destacando sua importância no contexto das energias renováveis e da busca por soluções sustentáveis para as necessidades energéticas futuras. A utilização destes trocadores de calor pode desempenhar um papel crucial na transição para uma sociedade mais verde e energeticamente eficiente.

Referências

AGRAWAL, Kamal Kumar; MISRA, Rohit; AGRAWAL, Ghanshyam Das. CFD simulation study to evaluate the economic feasibility of backfilling materials for ground-air heat exchanger system. **Geothermics**, Elsevier, v. 90, p. 102002, 2021. DOI: 10.1016/j.geothermics.2020.102002.

_____. Experimental study to investigate the effect of backfilling materials on thermal performance of ground air heat exchanger system. **Journal of Thermal Science and Engineering Applications**, American Society of Mechanical Engineers, v. 12, n. 2, p. 021017, 2020. DOI: 10.1115/1.4044176.

_____. To study the effect of different parameters on the thermal performance of ground-air heat exchanger system: In situ measurement. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 146, p. 2070–2083, 2020.

AHMED, Shams Forruque et al. Data-driven modelling techniques for earth-air heat exchangers to reduce energy consumption in buildings: a review. **Environmental Chemistry Letters**, Springer, v. 19, n. 6, p. 4191–4210, 2021. DOI: 10.1007/s10311-021-01288-7.

AHMED, Tariq; KUMAR, Prashant; MOTTET, Laetitia. Natural ventilation in warm climates: The challenges of thermal comfort, heatwave resilience and indoor air quality. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 138, p. 110669, 2021. DOI: 10.1016/j.rser.2020.110669.

AL-AJMI, F; LOVEDAY, DL; HANBY, Victor Ian. The cooling potential of earth–air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate. **Building and Environment**, Elsevier, v. 41, n. 3, p. 235–244, 2006. DOI: 10.1016/j.buildenv.2005.01.027.

ALMEIDA, Antonia Samylla Oliveira et al. Determinação do coeficiente de descarga para orifícios de parede delgada considerando números de Reynolds reduzidos. Revista DAE, 2018. DOI: 10.4322/dae.2018.004.

AMORI, Karima E; MOHAMMED, Saif Watheq. Experimental and numerical studies of solar chimney for natural ventilation in Iraq. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 47, p. 450–457, 2012.

ANDERSEN, Karl Terpager. Theory for natural ventilation by thermal buoyancy in one zone with uniform temperature. **Building and Environment**, Elsevier, v. 38, n. 11, p. 1281–1289, 2003.

ANDERSON, Bruce; WELLS, Michael. **Passive Solar Energy: the homeowners guide to natural heating and cooling, 1981**. [S.l.]: Brick House Publishing Co., Andover, MA, 1981.

ASANO, Koichi. **Mass Transfer: From fundamentals to modern industrial applications**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2007.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Desempenho térmico em edificações - Parte 2: Determinação da carga térmica, 2017.

BAHARVAND, Ehsan; HENSEN, JLM. How to model a wall solar chimney. **Department of Architecture, Building and Planning, Unit Building Physics and Systems, Technical University of Eindhoven**, 2010.

BANDYOPADHYAY, G; GOSNOLD, WD; MANN, M. Thermal study of a large ground heat exchanger in clay soil in the cold weather environment of northern USA: some initial findings. **School of Engineering and Mines, University of North Dakota**, Citeseer, 2006.

BANSAL, NK; MATHUR, Rajesh; BHANDARI, MS. Solar chimney for enhanced stack ventilation. **Building and environment**, Elsevier, v. 28, n. 3, p. 373–377, 1993.

BASSIOUNY, Ramadan; KORAH, Nader SA. Effect of solar chimney inclination angle on space flow pattern and ventilation rate. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 41, n. 2, p. 190–196, 2009.

BASSIOUNY, Ramadan; KOURA, Nader SA. An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation. **Energy and buildings**, Elsevier, v. 40, n. 5, p. 865–873, 2008.

BILGEN, Ertugrul; CHAABAN, M. Solar heating—Ventilating system using a solar chimney. **Solar Energy**, Elsevier, v. 28, n. 3, p. 227–233, 1982. DOI: 10.1016/0038-092x(82)90161-x.

BISONIYA, Trilok Singh. Design of earth–air heat exchanger system. **Geothermal Energy**, Springer, v. 3, n. 1, p. 1–10, 2015. DOI: 10.1186/s40517-015-0036-2.

BISONIYA, Trilok Singh; KUMAR, Anil; BAREDAR, Prashant. Parametric analysis of Earth-air heat exchanger system based on CFD modelling. **Int J Power Renew Energy Syst**, v. 1, p. 36–46, 2014.

BORDOLOI, Namrata et al. An intense review on the latest advancements of Earth Air Heat Exchangers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 89, p. 261–280, 2018. DOI: 10.1016/j.rser.2018.03.056.

BUENCONSEJO JR, NS; FUJII, Tetsu; KOYAMA, Shigeru. Buoyancy-induced airflow in a side-heated structure consisting of a cubic box and vertical ducts. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Elsevier, v. 3, n. 6, p. 603–612, 1990. DOI: 10.1016/0894-1777(90)90077-k.

CENGEL, Yunus A; GHAJAR, Afshin J. **Tranferência de Calor e Massa**. [S.l.]: Amgh Editora, 2009.

CHEN, Zheng D et al. An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux. **Building and Environment**, Elsevier, v. 38, n. 7, p. 893–906, 2003.

CHENG, Xudong et al. Solar chimney in tunnel considering energy-saving and fire safety. **Energy**, Elsevier, v. 210, p. 118601, 2020. DOI: 10.1016/j.energy.2020.118601.

CHIARELLO, Juliana Ana. Ventilação natural por efeito chaminé: estudo em modelo reduzido de pavilhões industriais, 2006.

CHINN, Raymond YW; SEHULSTER, Lynne. Guidelines for environmental infection control in health-care facilities; recommendations of CDC and Healthcare Infection Control Practices Advisory Committee (HICPAC), 2003.

CHIU, YH; ETHERIDGE, DW. External flow effects on the discharge coefficients of two types of ventilation opening. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, Elsevier, v. 95, n. 4, p. 225–252, 2007.

CLEZAR, Carlos Alfredo; NOGUEIRA, Antonio Carlos Ribeiro. **Ventilação industrial**. [S.l.]: Editora da UFSC, 1999.

COSTA, Luciana Correia do Nascimento. **Aproveitamento da Ventilação Natural nas Habitações: um estudo de caso na cidade de Aracaju-SE**. 2009. Tese (Doutorado) – Universidade de São Paulo.

CUI, Wenzhi et al. Measurement and prediction of undisturbed underground temperature distribution. In: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. [S.l.: s.n.], 2011. v. 54907, p. 671–676.

DCLG. Conservation of Fuel and Power: Approved Document L. Department for Communities e Local Government London, 2014.

DONATO, Nayana Daniela; BRAGA, Darja Kos. Análise do desempenho térmico (NBR 15.575) de três empreendimentos residenciais em Rondonópolis-MT. **Paranoá**, n. 22, p. 72–87, 2018.

DOSSAT, Roy J. **Principle of Refrigeration and Air conditioning**. [S.l.]: John Willey e Sons, New York, 1985.

DUFFIE, John A; BECKMAN, William A. **Solar engineering of thermal processes**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2013.

EPE, Empresa de Pesquisa Energética. Atlas da Eficiência Energética–Brasil 2021. **Rio de Janeiro: EPE.**, 2021.

_____. **Balanço Energético Nacional– 2021, ano base 2020**. [S.l.: s.n.], 2021.

ERBS, DG; KLEIN, SA; DUFFIE, JA. Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation. **Solar energy**, Elsevier, v. 28, n. 4, p. 293–302, 1982.

ESEN, Mehmet; YUKSEL, Tahsin. Experimental evaluation of using various renewable energy sources for heating a greenhouse. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 65, p. 340–351, 2013. DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.06.018.

FLORIDES, Georgios; KALOGIROU, Soteris. Ground heat exchangers—A review of systems, models and applications. **Renewable energy**, Elsevier, v. 32, n. 15, p. 2461–2478, 2007. DOI: 10.1016/j.renene.2006.12.014.

FLOURENTZOU, F; VAN DER MAAS, J; ROULET, C-A. Natural ventilation for passive cooling: measurement of discharge coefficients. **Energy and buildings**, Elsevier, v. 27, n. 3, p. 283–292, 1998.

FROTA, Anésia Barros. **Manual de conforto térmico**. [S.l.]: Studio Nobel, 2016.

FUENTES FREIXANET, Víctor Armando; RODRÍGUEZ VIQUEIRA, Manuel. **Ventilacion natural: cálculos básicos para arquitectura**. [S.l.]: Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, Rectoría de Unidad . . ., 2004.

GWADERA, Monika; LARWA, Barbara; KUPIEC, Krzysztof. Undisturbed ground temperature—Different methods of determination. **Sustainability**, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 9, n. 11, p. 2055, 2017.

HAMDI, Omar et al. Experimental study of the performance of an earth to air heat exchanger located in arid zone during the summer period. **Journal homepage: http://iieta.org/Journals/IJHT**, v. 36, n. 4, p. 1323–1329, 2018. DOI: 10.18280/ijht.360422.

HANDBOOK, ASHRAE. **HVAC systems and equipment**. [S.l.]: chapter, 1996. v. 39.

HIRUNLABH, J et al. Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 18, n. 1, p. 109–119, 1999.

IDI, Bello Y; DE, Dillip K et al. Transmissivity of the glazing surface of a solar flat plate collector based on the metrological parameters of Yola, Nigeria. **The Journal of American Science**, Marsland Press, v. 7, n. 1, p. 639–643, 2011.

IEA. **The Future of Cooling, IEA**. [S.l.: s.n.], 2018.

INCROPERA, Frank P; DEWITT, David P; BERGMAN, Theodore L. **Fundamentos de Transferência de Calor E de Massa .** [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2000.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA, INMET. **NOTA TÉCNICA No. 001/2011/SEGER/LAIME/CSC/INMET**. [S.l.], 2011.

IRENA. **IEA and REN21 (2020), Renewable Energy Policies in a Time of Transition: Heating and Cooling**. [S.l.]: IRENA, OECD/IEA e REN21, 2020.

JAKHAR, Sanjeev et al. Thermal performance investigation of earth air tunnel heat exchanger coupled with a solar air heating duct for northwestern India. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 87, p. 360–369, 2015. DOI: 10.1016/j.enbuild.2014.11.070.

JIANLIU, Xu; WEIHUA, Liu. Study on solar chimney used for room natural ventilation in Nanjing. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 66, p. 467–469, 2013.

JOMEHZADEH, Fatemeh et al. A review on windcatcher for passive cooling and natural ventilation in buildings, Part 1: Indoor air quality and thermal comfort assessment. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 70, p. 736–756, 2017. DOI: 10.1016/j.rser.2016.11.254.

KALOGIROU, Soteris A. **Solar energy engineering: processes and systems**. [S.l.]: Academic Press, 2013.

KANNULUIK, WG; CARMAN, EH. The temperature dependence of the thermal conductivity of air. **Australian Journal of Chemistry**, CSIRO, v. 4, n. 3, p. 305–314, 1951.

KASAEIAN, AB et al. A review on solar chimney systems. **Renewable and sustainable energy reviews**, Elsevier, v. 67, p. 954–987, 2017. DOI: 10.1016/j.rser.2016.09.081.

AL-KAYIEM, Hussain H; HENG, Yit Man. Experimental investigation of rooftop solar chimney for natural ventilation. **Journal of Engineering and Applied Sciences**, v. 10, p. 10249, 2015.

KHANAL, Rakesh; LEI, Chengwang. Solar chimney—A passive strategy for natural ventilation. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 43, n. 8, p. 1811–1819, 2011.

KUREVIJA, Tomislav; VULIN, Domagoj. Determining undisturbed ground temperature as part of shallow geothermal resources assessment. **Rudarsko-geolosko-naftni zbornik**, University of Zagreb, v. 22, n. 1, p. 27, 2010.

LAMBERTS, Roberto; GHISI, Enedir; PAPST, Ana L. Desempenho térmico de edificações. **Universidade Federal**, 2000.

LI, Francis GN et al. Solid-wall U-values: heat flux measurements compared with standard assumptions. **Building Research & Information**, Taylor & Francis, v. 43, n. 2, p. 238–252, 2015.

LI, Haorong et al. Performance of a coupled cooling system with earth-to-air heat exchanger and solar chimney. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 62, p. 468–477, 2014. DOI: 10.1016/j.renene.2013.08.008.

LI, Yongcai; LIU, Shuli. Experimental study on thermal performance of a solar chimney combined with PCM. **Applied Energy**, Elsevier, v. 114, p. 172–178, 2014. DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.09.022.

LI, Yongcai; LIU, Shuli; LU, Jun. Effects of various parameters of a PCM on thermal performance of a solar chimney. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 127, p. 1119–1131, 2017. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.08.087.

LIMB, Mark J. **Ventilation air duct cleaning: an annotated bibliography**. [S.l.]: Air Infiltration e Ventilation Centre, 2000.

LINDEN, Paul F. The fluid mechanics of natural ventilation. **Annual review of fluid mechanics**, Annual Reviews 4139 El Camino Way, PO Box 10139, Palo Alto, CA 94303-0139, USA, v. 31, n. 1, p. 201–238, 1999.

LIU, Benjamin Y. H.; JORDAN, Richard C. The long-term average performance of flat-plate solar-energy collectors: with design data for the US, its outlying possessions and Canada. **Solar energy**, Citeseer, v. 7, n. 2, p. 53–74, 1963.

LIU, Zhongbing et al. Review of energy conservation technologies for fresh air supply in zero energy buildings. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 148, p. 544–556, 2019. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.085.

LONG, Tianhe et al. Numerical investigation of the working mechanisms of solar chimney coupled with earth-to-air heat exchanger (SCEAHE). **SOLAR ENERGY**, PERGAMON-ELSEVIER SCIENCE LTD, v. 230, p. 109–121, 2021. ISSN 0038-092X. DOI: 10.1016/j.solener.2021.10.029.

MAEREFAT, Mehdi; HAGHIGHI, AP. Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 35, n. 10, p. 2316–2324, 2010. DOI: 10.1016/j.renene.2010.03.003.

MARKVART, Tom; MCEVOY, Augustin; CASTANER, Luis. **Practical handbook of photovoltaics: fundamentals and applications**. [S.l.]: Elsevier, 2003.

MATHUR, Jyotirmay; MATHUR, Sanjay et al. Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 38, n. 10, p. 1156–1163, 2006.

MATHUR, Jyotirmay et al. Experimental investigations on solar chimney for room ventilation. **Solar Energy**, Elsevier, v. 80, n. 8, p. 927–935, 2006.

MATTEI, Michel et al. Calculation of the polycrystalline PV module temperature using a simple method of energy balance. **Renewable energy**, Elsevier, v. 31, n. 4, p. 553–567, 2006.

MUNEER, Tariq. **Solar radiation and daylight models**. [S.l.]: Routledge, 2007.

NEBRASKA-LINCOLN, University of. **Motions of the Sun Simulator**. [S.l.: s.n.], 2020. Disponível em: https://astro.unl.edu/naap/motion3/animations/sunmotions.html. Acesso em: 14 Outubro 2021.

NEVES, Leticia de Oliveira. Chaminé solar como elemento indutor de ventilação natural em edificações. [sn], 2012.

OLIVEIRA NEVES, Leticia de; SILVA, Fernando Marques da. Simulation and measurements of wind interference on a solar chimney performance. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, Elsevier, v. 179, p. 135–145, 2018. DOI: 10.1016/j.jweia.2018.05.020.

ONG, KS. A mathematical model of a solar chimney. **Renewable energy**, Elsevier, v. 28, n. 7, p. 1047–1060, 2003.

_____. Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure. **Solar energy**, Elsevier, v. 55, n. 2, p. 93–109, 1995.

ORTEGA, Elias Paez. Analyzes of Solar Chimney Design. **Master's Thesis submitted to the Norwegian University of Science and Technology, Department of Energy and Process Engineering July**, 2011.

OUZZANE, Mohamed et al. New correlations for the prediction of the undisturbed ground temperature. **Geothermics**, Elsevier, v. 53, p. 379–384, 2015.

PAHL, Greg. **The citizen-powered energy handbook: community solutions to a global crisis**. [S.l.]: Chelsea Green Publishing, 2007.

RORIZ, Maurício. Conforto e desempenho térmico de edificações. **São Carlos**, 2008.

SABINO, E. **Análise e otimização de uma chaminé solar comutilização de dados meteorológicos das cidades doRio de Janeiro e Seropédica**. [S.l.: s.n.], 2019. Orientador: José Luiz Zanon Zotin. Monografia (Bacharel em Engenharia Mecânica), CEFET/RJ (Centro Federal de Educação tecnológica Celso Suckow da Fonseca), RJ, Brasil.

SAKONIDOU, EP et al. Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow. **Solar Energy**, Elsevier, v. 82, n. 1, p. 80–94, 2008.

SALBY, Murry L. **Fundamentals of atmospheric physics**. [S.l.]: Elsevier, 1996.

SHAH, Sheikh Khaleduzzaman; AYE, Lu; RISMANCHI, Behzad. Undisturbed ground temperature in Melbourne. In: AIP PUBLISHING LLC, 1. AIP Conference Proceedings. [S.l.: s.n.], 2019. v. 2121, p. 080001.

SHI, Long. Impacts of wind on solar chimney performance in a building. **Energy**, Elsevier, v. 185, p. 55–67, 2019. DOI: 10.1016/j.energy.2019.07.056.

_____. Theoretical models for wall solar chimney under cooling and heating modes considering room configuration. **Energy**, Elsevier, v. 165, p. 925–938, 2018. DOI: 10.1016/j.energy.2018.10.037.

SIVIOUR, JB. Experimental U-values of some house walls. **Building Services Engineering Research and Technology**, Sage Publications Sage CA: Thousand Oaks, CA, v. 15, n. 1, p. 35–36, 1994.

SOBTI, Jaskiran; SINGH, Sanjay Kumar. Earth-air heat exchanger as a green retrofit for Chandigarh—a critical review. **Geothermal Energy**, SpringerOpen, v. 3, n. 1, p. 1–9, 2015.

SOUZA, Henor Artur de; AMPARO, Lucas Roquete; GOMES, Adriano Pinto. Influência da inércia térmica do solo e da ventilação natural no desempenho térmico: um estudo de caso de um projeto residencial em light steel framing. **Ambiente Construído**, SciELO Brasil, v. 11, p. 113–128, 2011. DOI: 10.1590/S1678-86212011000400009.

SVARC, Jason. **Solar Panel Construction - Clean Energy Reviews**. [S.l.: s.n.], 2020.

TALEB, Hanan M. Using passive cooling strategies to improve thermal performance and reduce energy consumption of residential buildings in UAE buildings. **Frontiers of architectural research**, Elsevier, v. 3, n. 2, p. 154–165, 2014.

THAKUR, Divyansh et al. Applicability of wireless sensor networks in precision agriculture: A review. **Wireless Personal Communications**, Springer, v. 107, n. 1, p. 471–512, 2019. DOI: 10.1007/s11277-019-06285-2.

TYAGI, VV; KAUSHIK, SC; TYAGI, SK. Advancement in solar photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid collector technology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 16, n. 3, p. 1383–1398, 2012. DOI: 10.1016/j.rser.2011.12.013.

VLIET, GC; ROSS, DC. Turbulent natural convection on upward and downward facing inclined constant heat flux surfaces. **Journal of Heat Transfer**, American Society of Mechanical Engineers, v. 97, n. 4, p. 549–554, 1975.

WEISS, Albert. Algorithms for the calculation of moist air properties on a hand calculator. **Transactions of the ASAE**, American Society of Agricultural e Biological Engineers, v. 20, n. 6, p. 1133–1136, 1977.

ZHA, Xinyu; ZHANG, Jun; QIN, Menghao. Experimental and numerical studies of solar chimney for ventilation in low energy buildings. **Procedia Engineering**, Elsevier, v. 205, p. 1612–1619, 2017.

ZHENG, Daolan et al. A daily soil temperature model based on air temperature and precipitation for continental applications. **Climate Research**, Inter-Research, v. 2, n. 3, p. 183–191, 1993.

A- Datasheet do painel fotovoltaico

ELECTRICAL DATA(STC)

Rated Power in Watts-Pmax(Wp)	250W	255W	260W	265W	270W	275W	280W	285W
Open Circuit Voltage-Voc(V)	37.3V	37.5V	37.7V	37.8V	37.9V	38.1V	38.2V	38.3V
Short Circuit Current-Isc(A)	8.81A	8.88A	8.95A	9.01A	9.76A	9.32A	9.40A	9.49A
Maximum Power Voltage-Vmp(V)	29.9V	30.1V	30.3V	30.3V	30.7V	31.1V	31.4V	31.6V
Maximum Power Current-Imp(A)	8.36A	8.47A	8.58A	8.69A	8.79A	8.84A	8.92A	9.02A
Module Efficiency (%)	15.40%	15.70%	16.01%	16.32%	16.60%	16.80%	17.10%	17.40%

STC: Irradiance 1000 W/m², Cell Temperature 25°C, Air Mass AM1.5 according to EN 60904-3.

ELECTRICAL DATA(NOCT)

Maximum Power-Pmax (Wp)	185W	188W	192W	195W	198W	204W	208W	211W
Open Circuit Voltage-Voc (V)	34.5V	34.7V	34.9V	35.1V	35.4V	35.3V	35.4V	35.5V
Short Circuit Current-Isc (A)	7.01A	7.15A	7.20A	7.24A	7.29A	7.52A	7.59A	7.66A
Maximum Power Voltage-Vmp(V)	27.6V	27.8V	28.1V	28.3V	28.5V	28.8V	29.0V	29.2V
Maximum Power Current-Imp(A)	6.70A	6.76A	6.82A	6.89A	6.95A	7.09A	7.15A	7.23A

NOCT: Irradiance at 800 W/m², Ambient Temperature 20°C, Wind Speed 1 m/s.

MECHANICAL DATA

Solar cells	Poly-crystalline 156 x 156mm, 5 Bus bars
Cell configuration	60cells(6x10)
Module dimensions	1640 x 992 x40mm(64.6 x 39.1 x 1.57in)
Weight	19KGS
Front Cover	3.2mm Tempered Glass
Frame Material	Anodized Aluminum Alloy
J-BOX	IP67
Cable	4mm2(IEC)/12AWG(UL),900mm
Connectors	MC4 or MC4 Comparable
Standard Packaging	26pcs/pallet

TEMPERATURE & MAXIMUM RATINGS

Nominal Operating Cell Temperature (NOCT)	45°C±2°C
Temperature Coefficient of Voc	-0.32%/°C
Temperature Coefficient of Isc	0.05%/°C
Temperature Coefficient of Pmax	-0.39%/°C
Operational Temperature	-40~+85°C
Maximum System Voltage	1000V(IEC)/600V(UL)
Max Series Fuse Rating	15A
Limiting Reverse Current	15A