

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Janaína de Oliveira Castro Silva

**MODELAGEM DO ESCOAMENTO DE AR E OTIMIZAÇÃO DE UMA CHAMINÉ
SOLAR**

Belo Horizonte

2014

Janaína de Oliveira Castro Silva

**MODELAGEM DO ESCOAMENTO DE AR E OTIMIZAÇÃO DE UMA CHAMINÉ
SOLAR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientadora: Cristiana Brasil Maia

Belo Horizonte

2014

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

C837e Silva, Janaína de Oliveira Castro
Modelagem do escoamento de ar e otimização de uma chaminé solar /
Janaína de Oliveira Castro Silva. Belo Horizonte, 2014.
158f.:il.

Orientadora: Cristiana Brasil Maia
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Chaminés - Modelos matemáticos. 2. Gás - Escoamento. 3. Otimização matemática. 4. Radiação solar. 5. Exergia. I. Maia, Cristiana Brasil. II. Pontifícia Universidade Católica de Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 621.4

Janaína de Oliveira Castro Silva

**MODELAGEM DO ESCOAMENTO DE AR E OTIMIZAÇÃO DE UMA CHAMINÉ
SOLAR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Cristiana Brasil Maia (Orientadora) – PUC Minas

Sérgio de Moraes Hanriot – PUC Minas

André Guimarães Ferreira – CEFET-MG

José Henrique Martins Neto – CEFET-MG

Belo Horizonte, 6 de Junho de 2014.

*Aos meus pais e ao Leandro,
Pelo incentivo, paciência e amor.*

AGRADECIMENTOS

A todos que contribuíram para a realização deste trabalho:

A Deus pelas oportunidades concedidas.

Aos meus pais, Armando e Marli, por todo o carinho e amor a mim dispensado.

Ao Leandro Pires Gonçalves, pelo incentivo, amor e por aguentar meu instável humor nos momentos difíceis, sempre me apoiando em todos os momentos.

A professora Cristiana Brasil Maia, pela orientação, apoio, paciência e amizade construída ao longo deste trabalho.

A todos os professores que passaram por minha vida, os quais direta ou indiretamente contribuíram para realização desse trabalho. Em especial ao professor Sérgio de Moraes Hanriot pelos vários conselhos e incentivos nos momentos de desmotivação.

Ao professor André Guimarães Ferreira, pela participação nas bancas de qualificação e defesa, contribuindo com vários ensinamentos, auxílios e incentivos. Além da disponibilização dos dados experimentais utilizados na realização deste trabalho.

Aos funcionários do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, em especial a Valéria Aparecida Gomes, pelos ensinamentos, conselhos e por todas aquelas conversas.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pelo suporte financeiro durante o desenvolvimento deste trabalho.

A todos os meus amigos, pela motivação e pelos momentos de descontração, me fazendo esquecer as obrigações, e permitindo a elas retornar com muito mais energia. Em especial ao Adriano Nicholls Couto, Ana Carolina Rodrigues Teixeira, Matheus dos Santos Guzella, Matheus Donizete de Queiroz, Pedro Henrique de Castro e Aquino, Guilherme Loyola França de Vasconcellos e Larissa Vilela Costa.

Aos alunos de iniciação científica, principalmente a Tauane Shaisly Fernandes.

Eu creio em mim mesmo. Creio nos que trabalham comigo, creio nos meus amigos e creio na minha família. Creio que Deus me emprestará tudo que necessito para triunfar, contanto que eu me esforce para alcançar com meios lícitos e honestos. Creio nas orações e nunca fecharei meus olhos para dormir, sem pedir antes a devida orientação a fim de ser paciente com os outros e tolerante com os que não acreditam no que eu acredito. Creio que o triunfo é resultado de esforço inteligente, que não depende da sorte, da magia, de amigos, companheiros duvidosos ou de meu chefe. Creio que tirarei da vida exatamente o que nela colocar. Serei cauteloso quando tratar os outros, como quero que eles sejam comigo. Não caluniarei aqueles que não gosto. Não diminuirei meu trabalho por ver que os outros o fazem. Prestarei o melhor serviço de que sou capaz, porque jurei a mim mesmo triunfar na vida, e sei que o triunfo é sempre resultado do esforço consciente e eficaz. Finalmente, perdorei os que me ofendem, porque compreendo que às vezes ofendo os outros e necessito de perdão. (MAHATMA GANDHI)

RESUMO

Este trabalho se destinou ao estudo de chaminés solares através da modelagem do escoamento de ar no interior do dispositivo e sua otimização em função dos parâmetros geométricos. A análise energética e exergética de um protótipo de chaminé solar foi realizada através de dados experimentais presentes na literatura. Para caracterizar o estado morto foram utilizadas duas temperaturas de modo comparativo, sendo uma fixa e outra variável. Modelos da literatura para radiação solar e temperatura ambiente foram comparados com os dados de estações climatológicas disponíveis e com os dados experimentais da literatura. As condições do escoamento foram modeladas em função dos parâmetros geométricos e uma análise paramétrica foi realizada para compreender a influência dos parâmetros geométricos sobre o escoamento e suas eficiências. Com base nesta análise, foram utilizados de modo comparativo dois métodos de otimização, o método das direções conjugadas e o método da métrica variável, com o objetivo de obter as dimensões geométricas que proporcionem a máxima eficiência exergética média anual. Como resultado foi observado que há um grande potencial de exergia para ser aproveitado, apresentando eficiência média anual de 15%, e que a definição do estado morto como a temperatura ambiente instantânea torna o estudo mais fiel à realidade. Quanto às condições ambientais, os modelos para a temperatura ambiente representaram o comportamento da mesma, sendo que o modelo de maior complexidade apresentou melhor acurácia. Os modelos da literatura para a radiação solar apresentaram resultados coerentes, sendo que um dos modelos apresentou diferenças elevadas para a radiação difusa. A modelagem das condições do escoamento apresentou resultados satisfatórios para a descrição das temperaturas. Sendo que estas apresentaram valores médios ao longo do ano de 24 °C para a temperatura ambiente e de 27 °C para a temperatura de saída do escoamento. Todavia, a vazão mássica apresentou diferenças elevadas, sobretudo no período noturno, apresentando valor médio anual de 1,3 kg/s. A análise paramétrica realizada demonstrou que os parâmetros mais importantes para a determinação da configuração de um sistema real são o diâmetro da torre e do coletor e a altura da torre. A otimização através dos dois métodos apresentou resultados diferentes para os parâmetros geométricos. O método da métrica variável apresentou eficiência exergética média anual de 48% e o método das direções conjugadas apresentou eficiência exergética média anual de 55%.

Palavras-chave: Chaminé Solar. Análise Energética e Exergética. Condições Ambientais.

Condições do Escoamento, Análise Paramétrica e Otimização.

ABSTRACT

This work was dedicated to the study of solar chimneys by modeling the air flow inside the device and its optimization in terms of geometrical parameters. Energy and exergy analysis of a prototype solar chimney was performed by experimental data in the literature. To characterize the dead state two temperatures comparative mode were used, one fixed and the other variable. Literature data for solar radiation and ambient temperature were compared with data from weather stations available and with experimental data from literature. The flow conditions were modeled as a function of the geometric parameters and a parametric analysis was performed to understand the influence of geometrical parameters on the flow and efficiencies. Based on this analysis, used a comparative mode two methods of optimization, the method of conjugate directions and the method of variable metric, in order to obtain the geometric dimensions that provide the maximum annual average exergetic efficiency. As a result it was observed that there is a great potential to be tapped exergy, with an average annual efficiency of 15%, and that the definition of dead state as instantaneous ambient temperature makes the study more faithful to reality. On environmental conditions, the models accounted for the temperature behavior of the same, with the more complex model showed better accuracy. The literature data for solar radiation showed consistent results, with one of the models showed high differences for diffuse radiation. The modeling of the flow conditions were satisfactory for the description of temperature results. Since these had average throughout the year 24 °C to room temperature values 27 °C and the outlet temperature to the flow. However, the mass flow showed great differences, especially at night, with an annual average value of 1.3 kg / s. The parametric analysis showed that the most important for determining the configuration of real system parameters are the diameter of the tower and the collector and the height of the tower. The optimization by the two methods showed different results for the geometric parameters. The method of variable metric presented exergetic efficiency average of 48% and the method of conjugate directions presented annual average exergetic efficiency of 55%.

Keywords: Solar Chimney. Energy and Exergy Analysis. Environmental Conditions. Flow Conditions. Parametric Analysis and Optimization.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Esquema do protótipo de chaminé solar	36
FIGURA 2 – Evolução da oferta mundial de energia primária entre 1971 e 2010	39
FIGURA 3 – Fragmentação das fontes de energia na oferta total de energia primária global em 2008	40
FIGURA 4 – Seleção de fontes renováveis de energia e tecnologias.....	40
FIGURA 5 - O triângulo interdisciplinar coberto pelo campo de análise exergética.	43
FIGURA 6 – Protótipo de chaminé solar (Manzanares, Espanha).....	45
FIGURA 7 – Produção anual de energia para usinas de grande escala	45
FIGURA 8 – Variação da energia solar incidente ao longo de 13 anos para um período em Maio	55
FIGURA 9 – Variação da energia solar incidente ao longo de 13 anos para um período em Outubro	55
FIGURA 10 – Variação da temperatura ambiente ao longo de 13 anos para um período em Maio	56
FIGURA 11 – Variação da temperatura ambiente ao longo de 13 anos para um período em Outubro	56
FIGURA 12 – Principais parâmetros geométricos	57
FIGURA 13 - Balanço energético	73
FIGURA 14 – Desenho esquemático de funcionamento dos métodos de otimização	83
FIGURA 15 – Fluxograma de implementação da metodologia	86
FIGURA 16 – Esquema do protótipo	87
FIGURA 17 – Foto do protótipo experimental	88
FIGURA 18 – Radiação solar.....	90
FIGURA 19 – Temperatura.....	90
FIGURA 20 – Umidade absoluta	91
FIGURA 21 – Vazão mássica	92
FIGURA 22 – Fluxograma de implementação dos modelos para a radiação solar.....	93
FIGURA 23– Fluxograma de implementação dos modelos para a temperatura ambiente.....	95
FIGURA 24 – Fluxograma de implementação da modelagem do escoamento no interior da chaminé solar.....	97
FIGURA 25 – Fluxograma de implementação da análise paramétrica e da otimização das dimensões geométricas de uma chaminé solar	99

FIGURA 26 – Fluxograma de implementação da otimização das dimensões geométricas de uma chaminé solar	100
FIGURA 27 – Taxa de transferência de calor	102
FIGURA 28 – Taxa de exergia para T_o fixo.....	103
FIGURA 29 – Taxa de exergia para T_o variável	104
FIGURA 30 – Exergia perdida para T_o fixo.....	104
FIGURA 31 – Exergia perdida para T_o variável	105
FIGURA 32 – Eficiência exergética para T_o fixo	105
FIGURA 33 – Eficiência exergética para T_o variável.....	106
FIGURA 34 – Potencial de Melhoria para T_o fixo	107
FIGURA 35 – Potencial de melhoria para T_o variável	107
FIGURA 36 – Radiação solar experimental e radiação solar para o ano padrão para o período de Maio.....	108
FIGURA 37 – Radiação solar experimental e radiação solar para o ano padrão para o período de Outubro	109
FIGURA 38 – Estimativa da Radiação global para Maio	110
FIGURA 39 – Estimativa da Radiação global para Outubro	110
FIGURA 40 – Estimativa da Radiação difusa para Maio	111
FIGURA 41 – Estimativa da Radiação difusa para Outubro	112
FIGURA 42 – Comparação entre a temperatura ambiente experimental para Maio e a temperatura ambiente padrão para Belo Horizonte	113
FIGURA 43 – Comparação entre a temperatura ambiente experimental para Outubro e a temperatura ambiente padrão para Belo Horizonte	114
FIGURA 44 – Estimativa da temperatura ambiente através dos modelos de Meteonorm e Lorenzo para Maio	115
FIGURA 45 – Estimativa da temperatura ambiente através dos modelos de Meteonorm e Lorenzo para Outubro	115
FIGURA 46 – Comparação entre a temperatura de saída da chaminé solar calculada e experimental para o período de Maio	116
FIGURA 47 – Comparação entre a temperatura de saída da chaminé solar calculada e experimental para o período de Outubro.....	117
FIGURA 48 – Comparação entre a temperatura de solo da chaminé solar calculada e experimental para o período de Maio	117

FIGURA 49 – Comparação entre a temperatura de solo da chaminé solar calculada e experimental para o período de Outubro.....	117
FIGURA 50 – Comparação entre a vazão mássica da chaminé solar calculada e experimental para o período de Maio	119
FIGURA 51 – Comparação entre a vazão mássica da chaminé solar calculada e experimental para o período de Outubro.....	119
FIGURA 52 – Média diária das condições ambientais.....	120
FIGURA 53 – Média diária das condições do escoamento	121
FIGURA 54 – Relação entre o diâmetro do coletor e as temperaturas de saída e do solo médias anuais.....	122
FIGURA 55 – Relação entre o diâmetro do coletor e a vazão mássica média anual	122
FIGURA 56 – Relação entre o diâmetro do coletor e as exergias médias anuais	124
FIGURA 57 – Relação entre o diâmetro do coletor e as eficiências exergética e energética médias anuais.....	125
FIGURA 58 – Relação entre a altura do coletor e as temperaturas de saída e do solo médias anuais	126
FIGURA 59 – Relação entre a altura do coletor e a vazão mássica média anual	126
FIGURA 60 – Relação entre a altura do coletor e as exergias médias anuais	127
FIGURA 61 – Relação entre a altura do coletor e as eficiências exergética e energética médias anuais	128
FIGURA 62 – Relação entre o diâmetro da torre e as temperaturas de saída e do solo médias anuais	128
FIGURA 63 – Relação entre o diâmetro da torre e a vazão mássica média anual.....	129
FIGURA 64 – Relação entre o diâmetro da torre e as exergias médias anuais.....	130
FIGURA 65 – Relação entre o diâmetro da torre e as eficiências exergética e energética médias anuais.....	130
FIGURA 66 – Relação entre a altura da torre e as temperaturas de saída e do solo médias anuais	131
FIGURA 67 – Relação entre a altura da torre e a vazão mássica média anual	132
FIGURA 68 – Relação entre a altura da torre e as exergias médias anuais	132

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Potencial energético para energias renováveis solares.....	46
TABELA 2 – Incertezas dos instrumentos de medição	89
TABELA 3 – Índice de transparência atmosférica médio mensal para Belo Horizonte	94
TABELA 4 – Dados de otimização	101
TABELA 5 – Comparação entre os resultados dos métodos de otimização.....	134

LISTA DE SÍMBOLOS

A_e	Área de entrada [m ²]
A_s	Área de saída [m ²]
A_{col}	Área do coletor [m ²]
C	Calor específico da água [kJ/kg K]
C_p	Calor específico à pressão constante [kJ/kg K]
$C_{p,ae}$	Calor específico à pressão constante do ar de entrada [kJ/kg K]
$C_{p,as}$	Calor específico à pressão constante do ar de saída [kJ/kg K]
$C_{p,v}$	Calor específico à pressão constante do vapor [kJ/kg K]
D_c	Diâmetro do coletor [m]
d_h	Diâmetro hidráulico [m]
D_t	Diâmetro da torre [m]
E	Correção devido à equação do tempo [min]
$\dot{E}x_e$	Taxa de exergia de entrada [kW]
$\dot{E}x_s$	Taxa de exergia de saída [kW]
$\dot{E}x_{calor}$	Taxa de exergia devido ao calor [kW]
$\dot{E}x_{massa,e}$	Taxa de exergia devido à massa de entrada [kW]
$\dot{E}x_{massa,s}$	Taxa de exergia devido à massa de saída [kW]
$\dot{E}x_{perdida}$	Taxa de exergia de perdida [kW]
$\dot{E}x_{trabalho}$	Taxa de exergia devido ao trabalho [kW]
F_x	Fator de atrito no coletor [adimensional]
F_y	Fator de atrito na torre [adimensional]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
G_o	Máxima radiação solar incidente sobre uma superfície horizontal [W/m ²]
G_{sc}	Constante solar [W/m ²]
H	Energia solar diária [J/m ²]
h_c	Altura do coletor em relação ao solo [m]
H_d	Energia solar diária difusa [J/m ²]
H_t	Altura da torre [m]
h_{ae}	Entalpia específica de entrada do ar úmido [kJ/kg K]
h_{as}	Entalpia específica de saída do ar úmido [kJ/kg K]

H_O	Energia solar extraterrestre em uma superfície horizontal [J/m ²]
H_{fim}	Fim do fotoperíodo [h]
H_{inicio}	Início do fotoperíodo [h]
H_{solar}	Hora solar [h]
$H_{padrão}$	Hora padrão [h]
$h_{col,amb}$	Coefficiente de transferência de calor por convecção entre o coletor e o ambiente [W/m ² K]
$h_{col,esc}$	Coefficiente de transferência de calor por convecção entre o coletor e o escoamento [W/m ² K]
$h_{solo,esc}$	Coefficiente de transferência de calor por convecção entre o solo e o escoamento [W/m ² K]
I	Radiação solar total incidente sobre o coletor [W/m ²]
I_b	Radiação solar direta incidente sobre o coletor [W/m ²]
I_d	Radiação solar difusa incidente sobre o coletor [W/m ²]
$\dot{I}P$	Taxa de potencial de melhoria [kW]
k	Condutividade térmica [W/m K]
k_{solo}	Condutividade térmica do solo [W/m K]
K	Coefficiente de extinção [m ⁻¹]
K_T	Índice de transparência atmosférica diária [adimensional]
$\overline{K_T}$	Índice de transparência atmosférica mensal [adimensional]
Kx	Resposta da temperatura ambiente a entrada de radiação solar [adimensional]
L	Espessura do coletor [m]
L_{loc}	Longitude da localidade [°]
L_{st}	Longitude padrão [°]
\dot{m}_{ae}	Vazão mássica de ar na entrada [kg/s]
\dot{m}_{as}	Vazão mássica de ar na saída [kg/s]
\dot{m}_p	Quantidade de água retirada do produto por unidade de tempo [kg/s]
n	Dia do ano [adimensional]
n_1	Índice de refração do meio 1 [adimensional]
n_2	Índice de refração do meio 2 [adimensional]
N	Número de horas de brilho solar [h]
NCR	Taxa de resfriamento noturno [adimensional]
P_0	Pressão do estado morto [Pa]

\dot{Q}	Taxa de transferência calor [kW]
$q''_{cond,0}$	Fluxo de calor por condução para o solo [W/m ²]
$q''_{conv,2}$	Fluxo de calor por convecção entre o solo e o escoamento [W/m ²]
$q''_{conv,2}$	Fluxo de calor por convecção entre o coletor e o ambiente [W/m ²]
$q''_{conv,3}$	Fluxo de calor por convecção entre o coletor e o escoamento [W/m ²]
$q''_{rad,1}$	Fluxo de calor por radiação entre o solo e o coletor [W/m ²]
$q''_{rad,2}$	Fluxo de calor por radiação entre o solo e o escoamento [W/m ²]
$q''_{rad,3}$	Fluxo de calor por radiação entre o solo e ambiente [W/m ²]
R	Constante universal dos gases [J/kg K]
R_b	Razão entre a radiação incidente sobre uma superfície inclinada e uma superfície horizontal [adimensional]
R_c	Raio do coletor [m]
r_d	Razão da radiação horária difusa pela radiação diária difusa [adimensional]
r_t	Razão da radiação total horária pela radiação diária [adimensional]
Re_x	Número de Reynolds no coletor [adimensional]
Re_y	Número de Reynolds na torre [adimensional]
r_{\parallel}	Refletividade do coletor para a componente paralela [adimensional]
r_{\perp}	Refletividade do coletor para a componente perpendicular [adimensional]
S	Radiação solar absorvida pelo solo [W/m ²]
slp	Declive da temperatura ambiente [adimensional]
t	Tempo [h]
t_{nascer}	Hora do nascer do sol [h]
$t_{pôr}$	Hora do pôr do sol [h]
$t_{Kx,máx}$	Hora em que a temperatura é máxima [h]
T_{ae}	Temperatura ambiente ou temperatura na entrada do coletor [°C]
$T_{ae,d,nascer}$	Temperatura ambiente no nascer do sol [°C]
$T_{ae,d,pôr}$	Temperatura ambiente no pôr do sol [°C]
$T_{ae,d,máx}$	Temperatura ambiente máxima diária [°C]
$T_{ae,d,min}$	Temperatura ambiente mínima diária [°C]
T_{as}	Temperatura do ar de saída do dispositivo [°C]
$T_{céu}$	Temperatura efetiva do céu [°C]
T_{col}	Temperatura do coletor [°C]

T_m	Temperatura média entre a cobertura e o ambiente externo [°C]
T_{solo}	Temperatura do solo [°C]
T_0	Temperatura do estado morto [°C]
V_{ae}	Velocidade do ar na entrada [m/s]
V_{as}	Velocidade do ar na saída [m/s]
V_{amb}	Velocidade do vento [m/s]
\dot{W}	Taxa de trabalho [kW]

Símbolos Gregos

α	Absortividade [adimensional]
α'	Difusividade térmica do solo [m ² /s]
α_n	Absortividade em uma superfície negra [adimensional]
β	Inclinação do coletor [°]
β'	Coefficiente de expansão volumétrica [K ⁻¹]
ε	Eficiência exergética [adimensional]
ε_{col}	Emissividade do coletor [adimensional]
ε_{solo}	Emissividade do solo [adimensional]
η_{col}	Eficiência energética do coletor [adimensional]
η_{cs}	Eficiência energética da chaminé solar [adimensional]
η_{sp}	Eficiência energética da planta ou instalação [adimensional]
θ	Ângulo de incidência da radiação solar [°]
θ_z	Ângulo de zênite [°]
$\theta_{1,d}$	Ângulo de incidência da radiação solar difusa [°]
$\theta_{1,solo}$	Ângulo de incidência da radiação solar difusa do solo [°]
θ_1	Ângulo de incidência [°]
θ_2	Ângulo de refração [°]
μ	Viscosidade dinâmica [Pa s]
ϖ_{ae}	Umidade absoluta do ar de entrada [kg de vapor/kg de ar]
ϖ_{as}	Umidade absoluta do ar de saída [kg de vapor/kg de ar]
ϖ_0	Umidade absoluta do estado morto [kg de vapor/kg de ar]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
ρ	Refletividade [adimensional]

ρ_d	Refletividade da radiação difusa [adimensional]
ρ_{solo}	Reflexividade do solo [adimensional]
σ	Constante de Stefan-Boltzman [$\text{W/m}^2 \text{K}^4$]
δ	Declinação solar [adimensional]
τ	Transmissividade [adimensional]
τ_a	Transmissividade que considera as perdas por absorção [adimensional]
τ_r	Transmissividade que considera as perdas por reflexão [adimensional]
$(\tau\alpha)_b$	Produto da transmissividade absortividade parcela direta [adimensional]
$(\tau\alpha)_d$	Produto da transmissividade absortividade parcela difusa [adimensional]
$(\tau\alpha)_{solo}$	Produto da transmissividade absortividade parcela do solo [adimensional]
ϕ	Latitude [$^\circ$]
ψ_{ae}	Exergia específica do ar de entrada [J/kg]
ψ_{as}	Exergia específica do ar de saída [J/kg]
ψ_{ws}	Exergia específica da água [J/kg]
ω	Ângulo horário [$^\circ$]
ω_s	Ângulo horário do pôr do sol [$^\circ$]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	35
1.1 Objetivos	37
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	38
2.1 Situação energética mundial	38
2.2 Sustentabilidade	42
2.3 Chaminé solar	44
2.4 Otimização	52
2.5 Ano padrão	54
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	57
3.1 Análise energética e exergética	57
3.2 Modelos analíticos para os parâmetros ambientais	62
3.2.1 Radiação solar	63
3.2.2 Temperatura do ar ambiente externo	68
3.3 Modelos analíticos para os parâmetros do escoamento	73
3.4 Métodos de otimização	81
3.4.1 Método das direções conjugadas e Método da métrica variável	82
4 METODOLOGIA	85
4.1 Análise energética e exergética	86
4.2 Modelagem da radiação solar	92
4.3 Modelagem da temperatura do ar ambiente externo	94
4.4 Modelagem do escoamento no interior da chaminé solar	96
4.5 Análise paramétrica e otimização	98
5 RESULTADOS	102
5.1 Análise energética e exergética	102
5.2 Modelos para as condições ambientais	107
5.2.1 Radiação solar	108
5.2.2 Temperatura do ar ambiente externo	113
5.2 Modelos para as condições do escoamento	116
5.3 Análise paramétrica	122
5.4 Otimização	133
6 CONCLUSÕES	136
6.1 Sugestões para trabalhos futuros	138
REFERÊNCIAS	139
APÊNDICE A	146
APÊNDICE B	147

1 INTRODUÇÃO

As últimas décadas têm sido marcadas pelo aumento da demanda energética, sendo este associado ao crescimento populacional e ao crescente consumo energético per capita. Segundo a Agência Internacional de Energia (International Energy Agency - IEA) (2012) a matriz energética mundial é baseada principalmente em combustíveis fósseis, como o petróleo, o carvão/turfa e o gás natural, que juntos representaram 81,1% da oferta mundial de energia primária em 2010. As fontes energéticas convencionais, embora mais baratas, apresentam uma série de problemas associados e estão se esgotando em um ritmo acelerado (IEA, 2012).

Na década de 1980, quando as questões ambientais passaram a ser uma preocupação mundial, iniciou-se a busca por fontes de energia sustentáveis, que são geradas e fornecidas de modo a atender as necessidades atuais, porém sem comprometer a capacidade das gerações futuras de satisfazerem suas necessidades. As tecnologias utilizadas para melhorar a eficiência na geração, armazenamento e transmissão de energia também são importantes neste contexto. Em resumo, o uso de fontes de energias renováveis e a busca da máxima eficiência energética possível são os dois pilares da energia sustentável. As principais fontes de energias renováveis são: a bioenergia que são materiais derivados de fontes biológicas, a energia geotérmica, a energia hídrica, a energia oceânica, a energia eólica e a energia solar.

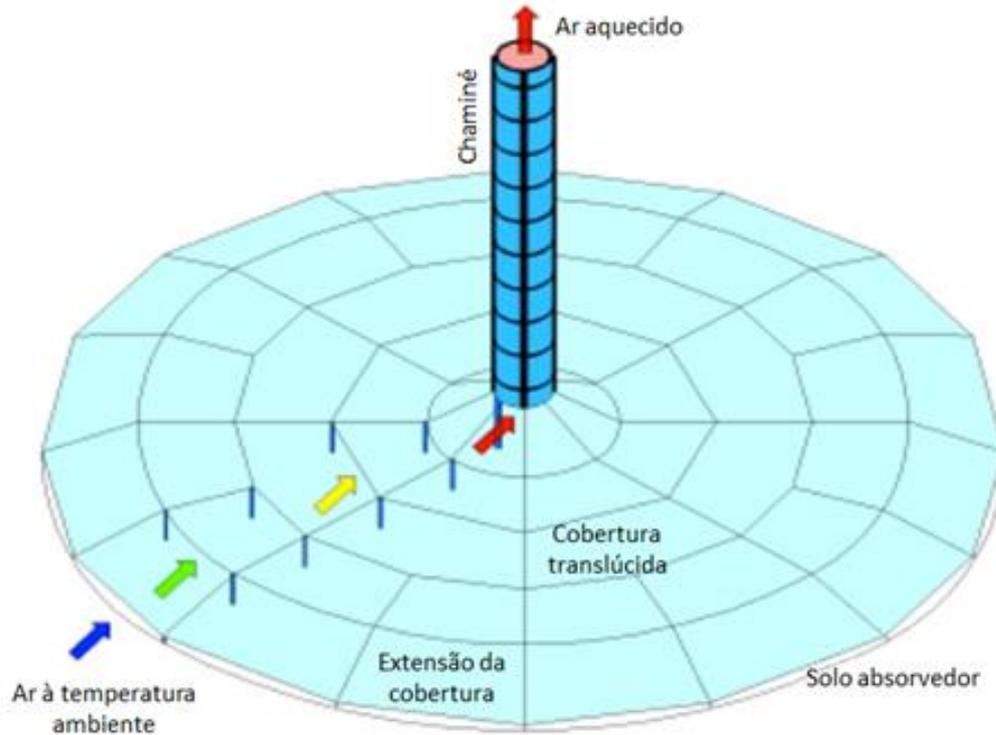
A energia solar é abundante, permanente e renovável, não polui e nem prejudica o ecossistema. De acordo com Thirugnanasambansam e outros (2010) a radiação solar total anual que atinge a Terra é 7500 vezes o consumo mundial anual de energia total primária. A energia solar é a solução ideal para áreas afastadas e ainda não eletrificadas, especialmente em um país como o Brasil onde existem bons índices de insolação em qualquer parte do território. A radiação solar pode ser utilizada diretamente como fonte de energia térmica, para aquecimento de fluidos ou ambientes e para geração de potência mecânica ou elétrica. Pode ainda ser convertida diretamente em energia elétrica, por meio de efeitos como o termoelétrico e o fotovoltaico.

Um dispositivo relativamente novo que utiliza energia solar é a chaminé solar, que pode ser descrita como um dispositivo que combina as tecnologias de coletores solares, chaminés e turbinas, como apresentado na Figura 1.

Parte da radiação solar que atinge o dispositivo atravessa o coletor e promove o aquecimento do solo. O solo aquecido transfere calor por convecção natural para a massa de ar sob o coletor, que por sua vez, escoar ascendentemente em direção à chaminé, devido a

forças de empuxo causadas por gradientes de temperatura. Este escoamento pode ser usado para acionar turbinas, produzindo energia elétrica (SCHLAICH, 1995), ou para a secagem de produtos agrícolas através de pequenas adaptações.

Figura 1 – Esquema do protótipo de chaminé solar



Fonte: Ferreira (2004)

O conceito de chaminé solar foi utilizado pela primeira vez por Cabanyes (1903). Mas somente no ano de 1968 o professor da Universidade de Stuttgart Jörg Schlaich a descreveu, tornando possível seu uso. No ano de 1981, o Ministério Alemão de Investigação e Tecnologia, em parceria com a Unión Fenosa, promoveu e financiou a construção do primeiro protótipo de chaminé solar, com potência máxima de 50 kW, no deserto de Manzanares (Espanha), a 150 km do sul de Madrid. (BERNARDES E OUTROS, 2003).

Este protótipo esteve em operação entre os anos de 1982 e 1989. Os testes realizados mostraram que a planta protótipo opera de forma confiável e, portanto, que o conceito é tecnicamente viável, sendo indicado para a produção de energia em regiões que apresentam áreas desérticas ou com elevados índices de radiação solar, como a América do Sul, a África, a Ásia e a Oceania. Haaf e outros (1983; 1984) apresentaram estudos sobre o protótipo espanhol em que o balanço energético, os critérios de projeto e a análise de custos foram discutidos. Desde então numerosos estudos teóricos, numéricos e experimentais têm sido realizados por diversos pesquisadores.

Entretanto, para obter uma quantidade razoável de energia a preços competitivos é necessário utilizar estruturas muito altas, uma vez que a eficiência da conversão de energia solar em energia elétrica é muito baixa. Uma alternativa seria a utilização de chaminés solares com dimensões reduzidas para secagem de produtos agrícolas (FERREIRA, 2004; MAIA, 2005).

Este trabalho se destina ao estudo de chaminés solares, principalmente no que diz respeito à modelagem do escoamento de ar, à análise energética, à análise exergética e à otimização dos parâmetros geométricos, visando sua utilização para a secagem de produtos agrícolas.

1.1 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho é modelar o escoamento de ar em uma chaminé solar.

Os objetivos específicos são:

- a) Realizar análise de Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica em um protótipo de chaminé solar, partindo de dados experimentais de velocidade, temperatura, umidade e radiação solar obtidos por Ferreira (2004) e Maia (2005);
- b) Comparar modelos da literatura para estimar a radiação solar e a temperatura ambiente em cada dia do ano para a cidade de Belo Horizonte;
- c) Utilizar modelo da literatura para prever o comportamento da velocidade, da temperatura do escoamento e do solo ao longo de um ano, para valores definidos de parâmetros ambientais na cidade de Belo Horizonte;
- d) Realizar uma análise paramétrica para definir a influência dos parâmetros geométricos nas condições do escoamento, selecionando desta maneira os parâmetros de otimização;
- e) Realizar a otimização dos parâmetros geométricos de uma chaminé solar de modo a obter a máxima eficiência exergética média anual através do método da métrica variável e do método das direções conjugadas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O crescente consumo de energia associado ao esgotamento das fontes de combustíveis fósseis e o impacto da utilização destas no meio ambiente têm motivado diversos estudos para a produção de energia a partir de fontes renováveis, além do aprimoramento de técnicas e dos equipamentos existentes para elevar sua eficiência e reduzir seu impacto sobre o meio ambiente.

Com isso, neste capítulo será apresentada a situação energética mundial, as questões relativas à sustentabilidade e ao uso de fontes renováveis de energia. Diversos estudos são apresentados sobre o desenvolvimento da tecnologia de chaminés solares, sendo também abordado como a otimização de sistemas térmicos tem possibilitado a produção de equipamentos mais eficientes.

2.1 Situação energética mundial

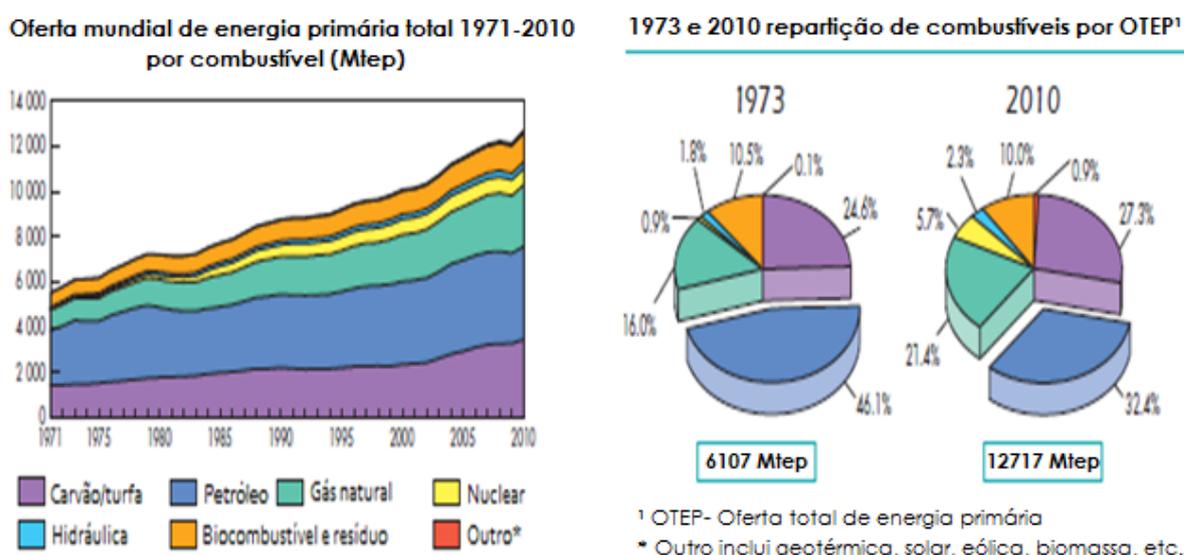
Segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica - ANEEL (2009) o consumo de energia é um dos principais indicadores do desenvolvimento econômico e do nível de qualidade de vida de qualquer sociedade. Ele reflete tanto o ritmo das atividades dos setores industrial, comercial e de serviços, quanto à capacidade da população para adquirir bens e serviços tecnologicamente mais avançados.

A demanda energética mundial vem crescendo ao longo dos anos e isto se deve ao aumento populacional associado ao crescente consumo energético por habitante. A expansão acentuada do consumo de energia, embora possa refletir o aquecimento econômico e a melhoria da qualidade de vida, têm aspectos negativos, como a possibilidade de esgotamento dos recursos utilizados para a produção de energia, o impacto ao meio ambiente produzido por essa atividade e os elevados investimentos exigidos na pesquisa de novas fontes e construção de novas usinas (ANEEL, 2009).

Muitas questões ambientais são causadas ou relacionadas com a produção, a transformação e o uso de energia. Desde 1980 o controle do impacto ambiental, a utilização de combustíveis limpos e tecnologias de energia, bem como a eficiência energética, têm recebido crescente atenção. Os custos relativamente baixos dos combustíveis fósseis têm feito a humanidade cada vez mais dependente deles, causando uma poluição significativa, colocando em perigo muitos sistemas biológicos e reduzindo a diversidade ecológica do planeta.

A Figura 2 apresenta a evolução da oferta mundial de energia primária ao longo dos anos. Observa-se que em 1973 a demanda de energia mundial era de 6107 Mtep (Milhões de toneladas equivalentes de petróleo). A principal fonte energética era o petróleo, que atendia a 46,1% da demanda mundial, sendo seguido pelo consumo de carvão/turfa e de gás natural. Após quatro décadas, com a demanda de energia duplicada atingindo 12717 Mtep, a principal fonte energética continua sendo o petróleo, embora com ligeira queda para 32,4% do consumo mundial, sendo que, o consumo de carvão/turfa, gás natural, energia nuclear, energia hídrica e outros apresentaram um pequeno aumento (IEA, 2012).

Figura 2 – Evolução da oferta mundial de energia primária entre 1971 e 2010

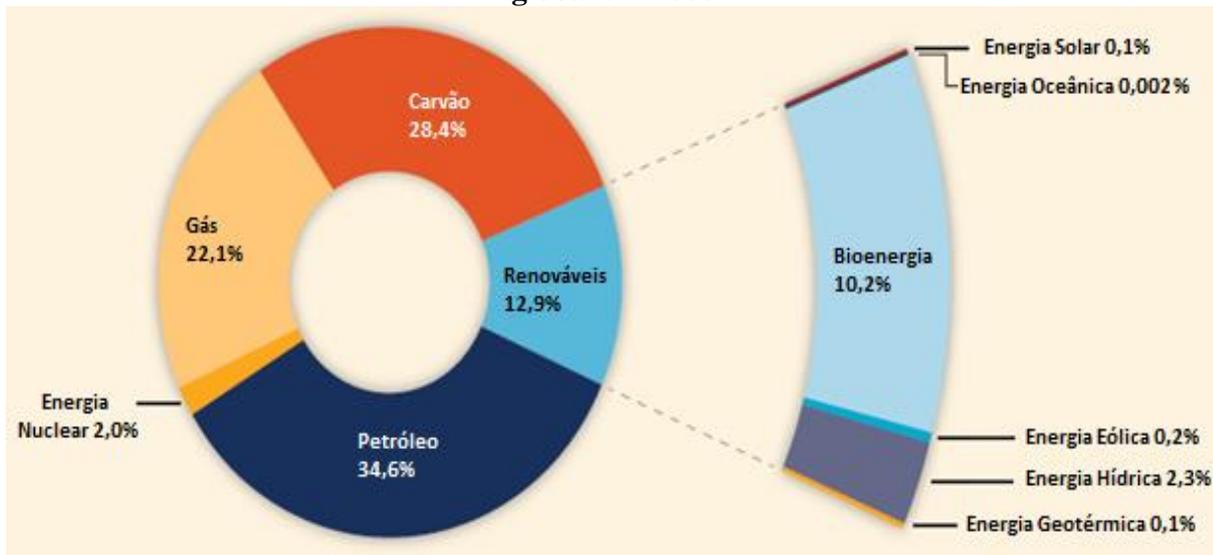


Fonte: Adaptado de IEA (2012)

As energias renováveis são todas as formas de energia cuja taxa de utilização é inferior à sua taxa de renovação. De acordo com o Painel Intergovernamental sobre Mudança do Clima (Intergovernmental Panel on Climate Change–IPCC,2012) em termos globais, estimou-se que as energias renováveis representaram 12,9% do total de 492 EJ (10^{18} J) da oferta de energia primária em 2008. A bioenergia foi a maior contribuinte da parcela renovável com 10,2% da oferta total de energia primária global em 2008, sendo seguido pela hídrica que representou 2,3%. As outras fontes renováveis juntas representaram 0,4%, como mostrado na Figura 3.

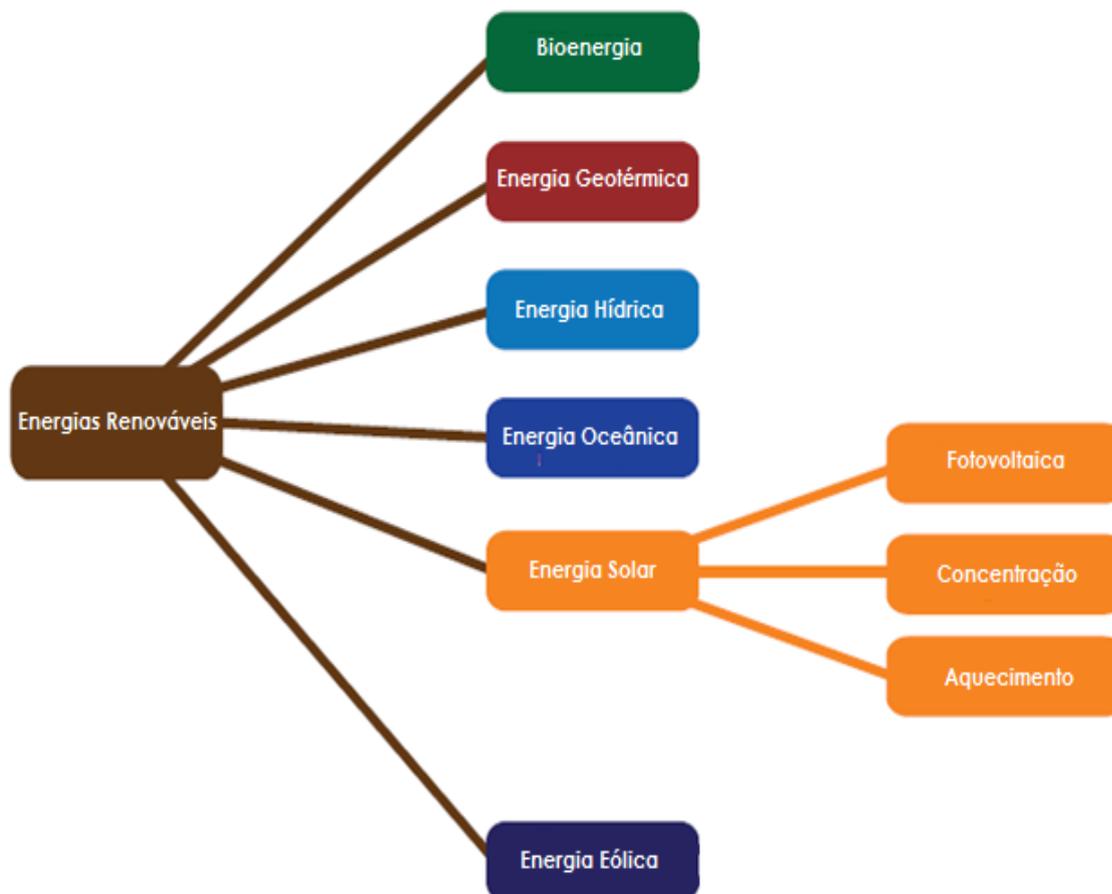
Entre as fontes renováveis de energia que têm sido consideradas para complementar e/ou substituir as fontes convencionais de energia, destacam-se a bioenergia, a energia geotérmica, a energia hídrica, a energia oceânica, a energia solar e a energia eólica (Figura 4).

Figura 3 – Fragmentação das fontes de energia na oferta total de energia primária global em 2008



Fonte: IPCC (2012)

Figura 4 – Seleção de fontes renováveis de energia e tecnologias



Fonte: Adaptado de IEA (2011a)

De acordo com IEA (2009a) a bioenergia engloba as tecnologias de biomassa e de biocombustível. A energia proveniente da biomassa pode ser considerada como toda energia possível de se obter pelo processamento de matéria orgânica. Os biocombustíveis são produzidos em biodigestores ou biorrefinarias, gerando diferentes produtos, entre eles o bioetanol e o biogás. Dentre suas vantagens estão o baixo custo e a diminuição da emissão de poluentes para a atmosfera.

A energia geotérmica é obtida através da utilização do calor proveniente do interior da Terra. Entre as vantagens de sua utilização destacam-se a baixa produção de resíduos, ausência de ruídos externos e a baixa emissão de gases do efeito estufa. No entanto, esta energia somente pode ser obtida em locais restritos e a custos elevados (IEA, 2011b).

A energia hídrica é produzida pela movimentação do rotor de turbinas pelo escoamento de água represada em reservatórios. De acordo com IEA (2010) esta tecnologia apresenta baixa emissão de gases do efeito estufa e não polui a água. Entretanto, sua construção gera alto impacto ambiental, alagando regiões e fazendo com que haja deslocamento da população local.

A energia oceânica é obtida através da utilização de turbinas hidráulicas acionadas pelo movimento das marés, ondas ou de alternativas tecnológicas provenientes dos oceanos. Dentre as vantagens da utilização desta tecnologia destacam-se a constância e previsibilidade da ocorrência das marés e do fato das marés serem uma fonte inesgotável de energia. Em contrapartida, apresenta elevados custos de instalação (IEA, 2011c).

A energia eólica é a energia gerada pelos ventos. Apresenta baixo impacto ambiental e geração de poucos resíduos. Porém a estrutura para geração de energia eólica deve ser instalada em locais amplos e com boa incidência de ventos IEA (2009b).

De acordo com IEA (2009c) a energia solar é a energia eletromagnética proveniente do Sol. A energia solar apresenta baixo custo de manutenção dos equipamentos, baixo impacto ambiental e é abundante. Porém, possui caráter intermitente. O uso da energia solar pode ser dividido em três modalidades principais: fotovoltaica, concentração e aquecimento. O aproveitamento da energia solar para aquecimento de fluidos é feito com o uso de coletores solares. Os concentradores solares são formados por grandes áreas espelhadas que concentram a radiação solar em um ponto específico, produzindo elevadas temperaturas. A conversão direta da energia solar em energia elétrica ocorre pelo efeito fotovoltaico, quando a radiação solar atinge a célula fotovoltaica a mesma produz uma pequena corrente elétrica.

2.2 Sustentabilidade

Segundo Barbieri (2005) o conceito de desenvolvimento sustentável sugere um legado permanente de uma geração para a outra, para que todas possam prover suas necessidades. A sustentabilidade, ou seja, a qualidade daquilo que é sustentável, passa a incorporar o significado de manutenção e conservação dos recursos naturais. Isso exige avanços científicos e tecnológicos que ampliem permanentemente a capacidade de utilizar, recuperar e conservar esses recursos.

Para que o desenvolvimento seja realmente sustentável por longos períodos de tempo, são necessárias condições, tais como ter acesso e utilizar recursos de energia sustentáveis que são obtidos de forma segura e confiável, ter segurança na utilização para satisfazer os serviços de energia para o qual estão destinados, com mínima degradação ambiental, de saúde e impactos sociais, e utilizáveis a custos razoáveis. A implicação é que o desenvolvimento sustentável requer não apenas que os recursos energéticos sustentáveis sejam usados, mas que os recursos sejam utilizados de forma eficiente (ROSEN E DINCER, 2001).

Com isso, pode-se alcançar o desenvolvimento sustentável aumentando a eficiência energética de processos que utilizam recursos energéticos sustentáveis. Entretanto, a eficiência energética muitas vezes não é uma medida da proximidade do desempenho ideal. Muitas vezes as perdas não são precisamente identificadas e avaliadas com a análise energética. Já a análise exérgica indica que, embora a energia não possa ser criada ou destruída, pode ser degradada em qualidade e, eventualmente, chegar a um estado em que estará em completo equilíbrio com o ambiente. Assim, a análise exérgica permite que muitas das limitações da análise energética sejam superadas (DINCER E ROSEN, 2007).

De acordo com Rosen e Dincer (2001) existe uma relação direta entre a eficiência energética/exérgica e o impacto ambiental. Através de uma maior eficiência, um nível fixo de serviços pode ser satisfeito com menos recursos energéticos, o que na maioria dos casos reduz os níveis de emissões de resíduos.

Durante a última década, a necessidade de se entender as ligações entre exergia, energia e impacto ambiental tornou-se cada vez mais significativa. Dincer (2002) evidenciou a interrelação entre energia, exergia, meio ambiente e desenvolvimento sustentável, como apresentado na Figura 5.

Os seguintes pontos ressaltam a importância da exergia e de sua análise:

- a) Definição do impacto da utilização de recursos energéticos no meio ambiente;

- b) Uso dos princípios de conservação da massa e da energia juntamente com a Segunda Lei da termodinâmica para o projeto e análise de sistemas energéticos;
- c) Determinação da localização, tipos e verdadeiras magnitudes dos resíduos e perdas;
- d) Redução das ineficiências dos sistemas permitindo o projeto de sistemas mais eficientes.

Figura 5 - O triângulo interdisciplinar coberto pelo campo de análise exergética.



Fonte: Adaptado de Dincer (2002)

A relação entre o desenvolvimento sustentável e a utilização de recursos, especialmente os recursos de energia, é de grande importância para as sociedades. Métodos de análise exergética são importantes uma vez que são úteis para melhorar a eficiência, pois são capazes de identificar as causas, localização e magnitude das ineficiências dos processos (DINCER E ROSEN, 2007).

Hermann (2006) desperta uma reflexão ao quantificar os recursos globais de exergia, e ao examinar a utilização destes recursos. Esta reflexão pode guiar os esforços para a pesquisa tecnológica, particularmente, o enorme potencial do recurso solar que apresenta baixa eficiência de conversão e pequena utilização. Os reservatórios e os fluxos de exergia conhecidos são mais que suficientes para suprir os serviços energéticos associados ao aumento populacional e a atividade humana. Portanto, é importante identificar e avaliar uma grande variedade de recursos energéticos, a fim de fornecer opções de energia suficiente para um futuro de energia sustentável.

2.3 Chaminé solar

A chaminé solar é um dispositivo que combina os conceitos de coletores solares e chaminés para induzir um escoamento de ar que pode ser usado para acionar turbinas eólicas e gerar eletricidade ou para a secagem de produtos agrícolas. O ar no interior do dispositivo é aquecido pelo solo por convecção, que por sua vez é aquecido pela radiação solar. O coletor e o solo natural formam uma estufa. No centro do coletor há uma chaminé, sendo que, a articulação entre o coletor e a base da torre é hermética. Como o ar aquecido é menos denso que o ar a temperatura ambiente, ele tende a subir pela torre. Assim ar quente é aspirado do coletor para a chaminé, que aspira o ar a temperatura ambiente que chega a partir do perímetro exterior. A energia contida na corrente ascendente é convertida em energia mecânica nas turbinas na base da torre e em energia elétrica através de geradores convencionais (SCHLAICH, 1995).

Dentre as vantagens da utilização de chaminés solares se destacam a utilização das componentes direta e difusa da radiação solar, a capacidade de funcionamento contínuo, devido ao armazenamento de energia no solo durante o período diurno que é liberado durante o período noturno, além do baixo custo de manutenção, simplicidade de operação e durabilidade, porém sua durabilidade esta condicionada aos materiais construtivos utilizados.

A fim de se verificar, através de medidas de campo, o desempenho projetado por cálculos teóricos e examinar a influência dos componentes individuais na eficiência e na potência de instalação em condições reais de engenharia e de meteorologia, foi construída uma instalação piloto na cidade de Manzanares, Espanha. Esta instalação operou durante um período de sete anos, durante o qual foram realizados diversos testes de materiais e foram executadas medições de velocidade, temperatura e radiação solar no interior do dispositivo e no ambiente externo ao mesmo (SCHLAICH, 1995).

O protótipo instalado em Manzanares possui uma chaminé com 194,60 m de altura e 10,16 m de diâmetro, Figura 6. O coletor possui um raio médio de 122,00 m e altura de 1,85m em relação ao solo. O protótipo possui uma turbina com quatro lâminas de 5 m, com uma potência máxima de 50 kW. A usina operou no período de 1982 a 1989, e esteve ligada à rede local entre 1986 e 1989 (SCHLAICH, 1995). A operação e os resultados dos testes de funcionamento do protótipo são descritos por Haaf e outros (1983; 1984).

Desde a construção de Manzanares, vários estudos têm sido realizados investigando a possibilidade de construção de chaminés solares de grandes dimensões, Figura 7. De acordo Schlaich e Schiel (2000), tais plantas podem apresentar diâmetros de coletor entre 4000 m e

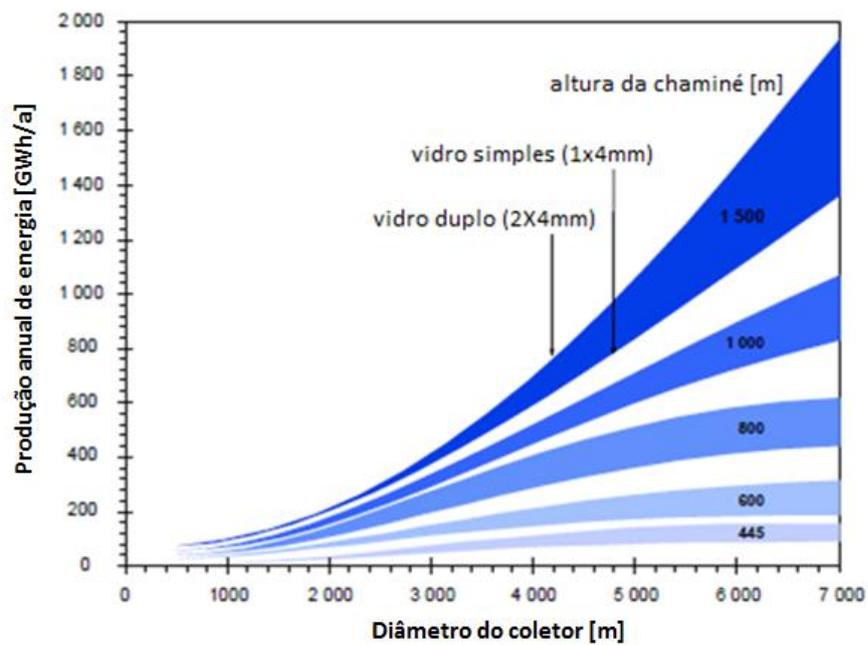
7000 m, e alturas da chaminé de 1000 m a 1500 m, com diâmetro da chaminé da ordem de 160 m, e podem gerar uma potência de pico de entre 85 MW e 275 MW, dependendo do tamanho da planta.

Figura 6 – Protótipo de chaminé solar (Manzanares, Espanha)



Fonte: Schlaich e Schiel (2000)

Figura 7 – Produção anual de energia para usinas de grande escala



Fonte: Schlaich e Schiel (2000)

Dienstmann (2009) comparou e analisou as diferentes formas de aproveitamento de energia solar, dentre elas, as tecnologias de módulos fotovoltaicos, fotovoltaica concentrada, termossolar parabólico e chaminés solares. As chaminés solares apesar de apresentarem baixa eficiência para a geração de energia elétrica, possuem baixa complexidade, baixo custo de operação e manutenção, sendo ideal para países em desenvolvimento. Além disso, possuem alta durabilidade e um retorno do investimento em um curto período de tempo, 2,5 anos para uma planta de 200 MW.

Tabela 1 – Potencial energético para energias renováveis solares

	Fotovoltaica	Concentração	Termossolar	Chaminé solar
Eficiência (%)	5-25	4-10	15	1,5
Custo de implantação (US\$/W)	3-1500	1,5-14	3	3,5
Custo da energia gerada (US\$/kWh)	0,15	3	0,14	0,4
Operação e manutenção	Excelente	Excelente	Ruim	Excelente
Complexidade	Alta	Alta	Média	Baixa
Estocagem de energia	Ruim	Ruim	Boa	Boa
Durabilidade (anos)	25-30	<5	>20	>20
Facilidade de instalação	Fácil	Fácil	Complexo	Moderado

Fonte: Adaptado de Dienstmann (2009)

Em 1995, na Índia, foi proposta a construção de uma chaminé solar com potência de 200 MW. Esta planta deveria ter sido construída em quatro fases, iniciando com uma chaminé de 300 m de altura e capaz de gerar 1,75 MW de potência, sendo posteriormente ampliada, passando a ter uma chaminé com altura de 600 m e com capacidade de gerar 200 MW de potência. Mas dificuldades impediram a realização do projeto. A proposta de construir a chaminé por fases tornou-se a parte mais difícil de executar, pois a chaminé teria de ter o diâmetro adequado para a sua altura final e como já existiria um coletor em torno da chaminé isto dificultaria o trabalho de construção. O custo estimado deste projeto foi de 450 milhões de dólares (NEVES, 2005).

A companhia energética australiana EnviroMission Ltda. possui um projeto de construção de uma instalação para geração de 200 MW na Austrália. Esta instalação deverá possuir uma torre com cerca de 1000 m de altura e um coletor de 5000 m de diâmetro, com

custo estimado de 700 milhões de dólares. No entanto um relatório recente da empresa indica que a capacidade de geração do projeto foi reduzida para 50 MW, principalmente devido a preocupações decorrentes da altura proposta, que teria sido a estrutura artificial mais alta do mundo.

Esta mesma empresa também possui dois projetos previstos para o Arizona, além de outros projetos que estão em desenvolvimento na União Europeia e na África, incluindo uma chaminé solar na Namíbia que chegará a 1,5 km e exigirá um coletor de 37 km². Nenhum desses projetos em escala comercial chegou à fase de construção, e não há certeza de que eles serão construídos (DHAHRI E OMRI, 2013).

Diversos estudos têm sido realizados sobre o desenvolvimento de chaminé solares, tanto na análise numérica, experimental e teórica. Alguns destes trabalhos são descritos a seguir.

Maia e outros (2009) realizaram uma análise numérica do escoamento transiente em uma chaminé solar de pequenas dimensões, utilizando a técnica de volumes finitos em coordenadas generalizadas. O conjunto de equações resolvidas compreende as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento linear, da energia e as equações de transporte para as grandezas turbulentas k e ϵ . A temperatura na superfície do solo utilizada como condição de contorno foi aproximada como uma função da radiação solar incidente e das propriedades térmicas do solo. Para obter a temperatura no coletor foi realizado um balanço de energia. Os resultados foram comparados com dados experimentais. Utilizando-se o modelo validado foi avaliada ainda a influência dos parâmetros geométricos na vazão, temperatura média de saída e nos perfis de velocidade e temperatura ao longo do dispositivo. A análise mostrou que a altura e o diâmetro da torre são os parâmetros mais importantes. Chergui e outros (2010) utilizaram o método dos volumes finitos para discretizar as equações de Navier-Stokes e da energia para o escoamento laminar do ar por convecção natural. Os resultados foram validados com uma solução de referência apresentada por Vahl (1983).

Tingzhen e outros (2008a) resolveram as equações de Navier Stokes e a equação da energia para o escoamento de ar, bem como as equações de transporte para as variáveis de turbulência. Diferentes modelos matemáticos para o coletor, para a chaminé, e para a camada de armazenamento de energia foram desenvolvidos para serem utilizados como condições de contorno para as equações referidas. O protótipo de Manzanares foi selecionado como modelo físico para a simulação numérica. Os resultados mostraram que o aumento da radiação solar propicia o aumento da taxa de armazenamento de energia no solo, a diminuição da pressão estática e o aumento da velocidade no interior do dispositivo. Xu e outros (2011) avaliaram as

características do fluxo de ar, da transferência de calor e da potência em um modelo bidimensional com uma camada de armazenamento de energia e uma turbina com dimensões semelhantes ao protótipo de Manzanares. Modelos matemáticos foram desenvolvidos para a transferência de calor e para a potência. Foram analisadas as influências da radiação solar na queda de pressão e da transferência de calor na potência de saída. O software Fluent foi usado para resolver as equações que regem o problema e o modelo foi validado com resultados experimentais do protótipo de Manzanares. Sangi e outros (2011) desenvolveram uma análise numérica de uma planta de chaminé solar, utilizando software Fluent para simular um modelo bidimensional de simetria axial, com o modelo de turbulência $k-\varepsilon$. O modelo foi validado com dados a partir do protótipo de Manzanares. Os autores também desenvolveram uma expressão para a pressão estática no interior do coletor.

Tingzhen e outros (2008b) realizaram simulações numéricas de chaminés solares utilizando técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD). A influência da radiação solar na queda de pressão da turbina, o fluxo de transferência de calor na energia de saída, e as perdas de energia da chaminé solar foram analisadas. Os resultados da simulação numérica revelaram que, para uma chaminé solar com uma torre de 400m de altura e com um coletor de 1500m de raio e uma turbina com lâmina de 5m, a potência máxima é de cerca de 10 MW, sendo que a eficiência da turbina é de 50%. Koonsrisuk e Chitsomboon (2009a) mostraram que a similaridade dinâmica para modelos em escala e um protótipo chaminé solar em larga escala é possível, mantendo-se uma mesma insolação. No entanto, só uma semelhança geométrica parcial é permitida. Não foram realizados estudos experimentais para confirmar a validade do estudo. Em vez disso, as semelhanças entre o modelo de dados e um protótipo foram comparadas utilizando os resultados numéricos fornecidos pela análise em CFD. Koonsrisuk e Chitsomboon (2009b) usaram a análise dimensional para combinar oito variáveis primitivas em um parâmetro adimensional para estabelecer similaridade dinâmica entre um protótipo e seus modelos em escala. Este parâmetro adimensional foi interpretado como a razão entre energia cinética total ascendente e a energia flutuante do ar quente. Para validar o parâmetro adimensional proposto, três classes de modelos em escala foram criados e as equações que regem o escoamento foram resolvidas utilizando análise em CFD.

Cao e outros (2013a) avaliaram a influência das condições climáticas no desempenho de chaminés solares, as configurações de projeto e uma análise técnico-econômica foram realizadas em várias localidades da China. Verificou-se que para a geração de energia a radiação solar é mais relevante do que a temperatura ambiente. E que uma chaminé solar com

maior capacidade de geração tem melhores características de custo-benefício. Fasel e outros (2013) investigaram através das técnicas de CFD chaminés solares considerando uma ampla faixa de escalas com alturas de torre entre 1 m e 1000 m. Os resultados foram validados com um protótipo com 6 m de altura construído na Universidade do Arizona. Os autores verificaram a presença de uma separação local na entrada da chaminé e concluíram que o escoamento no interior da chaminé é totalmente turbulento.

Ming e outros (2013) avaliaram o impacto das configurações geométricas na temperatura de saída do ar, na velocidade, na potência de saída e na eficiência. A influência da altura e do diâmetro, assim como a relação altura/diâmetro da chaminé cilíndrica sobre o desempenho do sistema foi estudada. Depois de uma análise abrangente da potência de saída e da eficiência do sistema para três configurações de chaminés solares (divergente, cônica e cilíndrica). Os resultados foram validados pela simulação numérica e os autores concluíram que a chaminé cilíndrica seria a melhor escolha entre as três configurações básicas estudadas, cuja melhor valor da relação altura/diâmetro em uma construção real varia entre 6 a 8. Gholamalizadeh e Kim (2014) desenvolveram um modelo numérico tridimensional, transiente e turbulento utilizando às técnicas de CFD. As simulações foram realizadas para modelo com as mesmas dimensões do protótipo de Manzanares. Os efeitos da insolação, da queda de pressão na turbina e da transferência de calor no sistema foram considerados. Os resultados numéricos do perfil de temperatura na superfície do solo, da eficiência do coletor e da potência foram comparados com os resultados experimentais da usina protótipo.

Kasaeian e outros (2011) realizaram uma análise experimental dos efeitos climáticos sobre a eficiência da chaminé solar. Uma chaminé solar foi construída no Irã, com uma chaminé de 12 m de altura e um coletor com diâmetro de 10 m. Asnaghi e Ladjevardi (2012) realizaram simulações numéricas para investigar a possibilidade de implantação de uma chaminé solar em 12 locais selecionados no Irã, comparando a geração de energia para cada região. Uma análise do desempenho geral de um dispositivo com dimensões fundamentais semelhantes ao protótipo de Manzanares foi fornecida, considerando as variações de radiação ao longo do ano nas regiões selecionadas.

Dai e outros (2003) avaliaram a possibilidade de construção de uma chaminé solar na China para fornecer energia elétrica para aldeias remotas. O desempenho do dispositivo foi comparado em três possíveis localizações. Os resultados mostraram que um protótipo de 200 m de altura e com um coletor de 500 m de diâmetro é capaz de produzir entre 110 e 190 kW de energia elétrica. Zhou e outros (2007) analisaram um protótipo construído na China, que consiste num coletor de 10 m de diâmetro e uma chaminé de 8 m de altura. A distribuição de

temperatura foi apresentada para um dia frio típico e para um dia quente típico. Os resultados mostraram uma diferença de temperatura entre a saída do coletor e o ambiente de até 24,1°C. Zhou e outros (2010) desenvolveram um modelo matemático para a avaliação do desempenho de uma chaminé solar para gerar energia elétrica para linhas ferroviárias no Planalto de Qinghai-Tibet e para abastecer as regiões desprovidas de linhas de alta tensão. Os resultados indicaram que se 10 a 20% das terras do planalto forem usadas para usinas de chaminés solares, a energia anual poderia ser responsável por 10,7% a 21,3% do consumo de energia da China em 2008.

Nizetic e outros (2008) avaliaram a viabilidade de construção de uma chaminé solar na região do Mediterrâneo através da análise de custos. Um dispositivo de 550 m de altura com um coletor com um diâmetro de 1,25 km geraria entre 2,8 a 6,2 MW de potência. Ketlogetswe e outros (2008) apresentaram um estudo experimental de uma chaminé solar, com uma área de coletor de aproximadamente 160 m² construído em Botswana. A torre possui 2 m de diâmetro interno e 22 m de altura. Os principais parâmetros avaliados foram a velocidade, a temperatura do ar e a radiação solar. Os resultados foram obtidos sobre diferentes condições operacionais: com uma turbina instalada, sem a turbina e sem a turbina e o difusor. Para estas configurações as diferenças de temperatura variaram entre 2,1°C e 7,5°C, a velocidade do ar variou entre 1,0 m/s e 2,5 m/s com o difusor instalado e entre 2,0 m/s e 4,0 m/s com o difusor removido.

Bernardes e outros (2003) desenvolveram um modelo para estimar a produção de energia em chaminés solares e examinar os efeitos de diferentes condições ambientais e de dimensões estruturais sobre a potência de saída. O modelo foi validado utilizando os resultados da planta piloto de Manzanares. Koonsrisuk e Chitsomboon (2009) avaliaram cinco modelos teóricos simples propostos na literatura para avaliar a influência da altura e do raio do coletor, altura e raio da torre e a insolação no desempenho de chaminés solares. Os modelos foram validados com base nos resultados de um modelo em CFD. Zhou (2009) determinou a altura máxima da chaminé para convecção com o ambiente e a máxima altura da chaminé para maximizar a potência. O modelo teórico foi validado com medições do protótipo em Manzanares. Utilizando um método diferencial foi obtida a máxima altura da chaminé para convecção e também a altura ótima que maximiza a potência. Além disso, as performances de instalações de vários MW foram investigadas. Larbi e outros (2010) apresentaram a análise de desempenho de um protótipo que deverá produzir entre 140 kW e 200 kW de energia elétrica na Argélia. Também analisaram a influência de parâmetros físicos e geométricos na potência de saída da chaminé. Os autores realizaram uma análise global,

fornecendo uma equação diferencial para a temperatura do fluido em função do raio e equações globais para a queda de pressão e potência, sendo que o modelo segue equações propostas por Schlaich. Os autores também apresentaram balanço de energia no dispositivo. Nizetic e Klarin (2010) apresentaram um modelo matemático com base numa análise global de uma chaminé solar para estimar o fator ideal de queda de pressão da turbina. Os autores afirmam que, mesmo para a irradiação solar constante o potencial de pressão não é fixo, mas sim uma função do aumento da temperatura do ar no coletor. Hamdan (2013) forneceu um modelo matemático para avaliar o desempenho de uma planta de chaminé solar, com base nas suas dimensões e condições de funcionamento. O modelo foi desenvolvido utilizando a equação modificada de Bernoulli com efeitos de flutuação e uma equação do gás ideal.

Pretorius e Kröger (2006) avaliaram a influência de uma correlação para o coeficiente de transferência de calor por convecção, recentemente desenvolvida, com um coeficiente de perda de entrada da turbina. Os autores também avaliaram vários tipos de coletores de vidro sobre o desempenho de uma chaminé solar em grande escala. Os resultados indicaram que a nova correlação reduz consideravelmente a produção da usina. O efeito de um coeficiente de perda na turbina detalhado é insignificante, enquanto a melhor qualidade do vidro aumenta a produção de energia. Fluri e Von Backström (2008) determinaram o espectro de produção de energia de uma chaminé solar em mais de um ano, determinaram as características requeridas na turbina para produção da máxima energia e compararam três configurações para unidades de conversão de energia. Hamdan (2011) desenvolveu um modelo de análise termodinâmica simplificada para analisar a viabilidade de implantação de chaminés solares na região do Golfo Pérsico.

Cao e outros (2013b) apresentaram um modelo de transferência de calor que é usado para comparar o desempenho de uma chaminé solar convencional com duas chaminés solares inclinadas com o coletor orientado em 30° e 60° , respectivamente. A geração de energia a partir de chaminés solares em diferentes latitudes na China também é analisada. Os resultados indicam que um ângulo maior no coletor proporciona melhor desempenho no inverno, mas resulta em menor desempenho no verão.

A maioria dos trabalhos teóricos sobre chaminés solares encontrados na literatura avaliam as chaminés solares apenas utilizando a Primeira Lei da Termodinâmica. As duas únicas pesquisas desenvolvidas com a análise de Segunda Lei para chaminés solares foram realizadas por Petela (2009) e Maia e outros (2013).

Petela (2009) apresenta a análise termodinâmica da distribuição de energia em todo o dispositivo utilizando uma abordagem exergetica. O objetivo foi fornecer um modelo

matemático simplificado para a interpretação de chaminés solares. Os resultados apresentados foram baseados em suposições, e não em dados experimentais. Maia e outros (2013) apresentaram o comportamento termodinâmico de um protótipo de chaminé solar aplicando a Primeira e a Segunda Leis da Termodinâmica. A energia transferida para o fluxo de ar, a exergia perdida para o ambiente, bem como a eficiência exérgica e as taxas de energia e de exergia dentro da chaminé solar foram descritas. Os resultados foram obtidos a partir de dados experimentais, para quatro dias de teste. A radiação solar, a temperatura ambiente, a temperatura do solo, a temperatura do fluxo de ar, a velocidade do fluxo na entrada e na saída, as umidades na entrada e na saída foram mensuradas. É importante mencionar que o protótipo utilizado na análise tem pequenas dimensões, quando comparado com as dimensões das plantas de potência, uma vez que o principal objetivo do protótipo era a secagem de produtos agrícolas.

A geração de energia elétrica a partir de chaminés solares ainda necessita de maiores estudos, já que são necessárias estruturas muito altas para se conseguir uma quantidade razoável de energia a preços competitivos, pois a eficiência de conversão de energia solar em energia elétrica é muito baixa. Tingzhen e outros (2006), que realizaram estudos numéricos para explorar as modificações geométricas no desempenho do sistema, afirmam que para estruturas de até 300m a eficiência energética máxima é de 1%.

Chaminés solares com dimensões mais reduzidas podem ser utilizadas para a secagem de produtos agrícolas. Neste caso, o dispositivo teria aproximadamente a mesma dimensão dos silos para armazenagem de grãos existentes. A principal vantagem seria não ser necessário, a princípio, o uso de energia elétrica ou de combustíveis fósseis para a geração do escoamento de secagem (FERREIRA E OUTROS, 2008).

2.4 Otimização

A otimização pode ser definida como um conjunto de procedimentos por meio dos quais se busca minimizar ou maximizar uma determinada função, denominada função objetivo, sujeita ou não a restrições de igualdade, desigualdade e restrições laterais.

Tipicamente um problema de otimização apresenta três elementos constituintes: as variáveis de decisão que são parâmetros cujos valores definem a solução para o problema, uma ou mais funções objetivos que são funções das variáveis de decisão a serem minimizadas ou maximizadas e as restrições que são um conjunto de funções que define o espaço factível de soluções (CORDEIRO, 2007; KLEIN, 2004).

Apesar das vantagens na utilização das energias renováveis elas apresentam dificuldades importantes, como a descontinuidade da geração. As fontes de energia renováveis dependem do clima, razão pela qual seu uso requer um projeto complexo, de planejamento e controle através de métodos de otimização. Felizmente, os avanços contínuos em hardware e software de computador estão permitindo que pesquisadores possam lidar com esses problemas de otimização utilizando recursos computacionais.

Baños e outros (2011) apresentam uma revisão do estado da arte em métodos de otimização computacional aplicados a energias renováveis e sustentáveis, oferecendo uma visão clara dos últimos avanços da investigação neste domínio. Em geral, os problemas que utilizaram a abordagem de otimização em energias renováveis foram os modelos de redução de emissões, modelos de planejamento de energia, modelos de oferta e demanda de energia, modelos de previsão e controle, mas muitos pesquisadores estão continuamente propondo e aplicando novos métodos no domínio das energias renováveis. Dentre os trabalhos citados destacam-se na área de energia solar os trabalhos de Aronova e outros (2008) que otimizaram a energia gerada pelo monitoramento de módulos de energia fotoelétrica, além de estimar o arranjo ideal de módulos solares para diferentes locais. Szargut e Stanek (2007) otimizaram o desempenho de um coletor solar através de uma abordagem de otimização termo-ecológica, determinando corretamente a área do coletor, o diâmetro dos tubos coletores e a distância dos eixos de tubos na placa coletora. Varun (2010) implementou um algoritmo genético para maximizar o desempenho térmico de aquecedores de ar solares planos, considerando os diferentes parâmetros do sistema e operação. Zagrouba e outros (2010) propuseram um algoritmo genético para identificar os parâmetros elétricos de células solares e módulos fotovoltaicos para determinar o ponto de potência máxima. Li e outros (2009) otimizaram o dimensionamento de sistemas fotovoltaicos autônomos que utilizam a tecnologia de armazenamento de energia híbrida. Ammar e outros (2010) aplicaram um algoritmo neuro-fuzzy para a gestão ideal diária de geração de um painel fotovoltaico residencial sem o uso de equipamento de armazenamento. Dentre as principais conclusões tem-se que o número de trabalhos de pesquisa que usam métodos de otimização para resolver os problemas de energias renováveis aumentou drasticamente nos últimos anos, especialmente para a energia eólica e solar. Os principais métodos de otimização utilizados são baseadas em abordagens tradicionais, porém, um número crescente de trabalhos de pesquisa têm utilizados os métodos de otimização heurística, algoritmos genéticos e otimização por enxame de partículas. Para problemas multi-objetivos têm sido utilizadas as técnicas de otimização de Pareto. Portanto,

pode-se concluir que o uso destas abordagens são promissoras áreas de investigação no domínio da energia renovável e sustentável.

2.5 Ano padrão

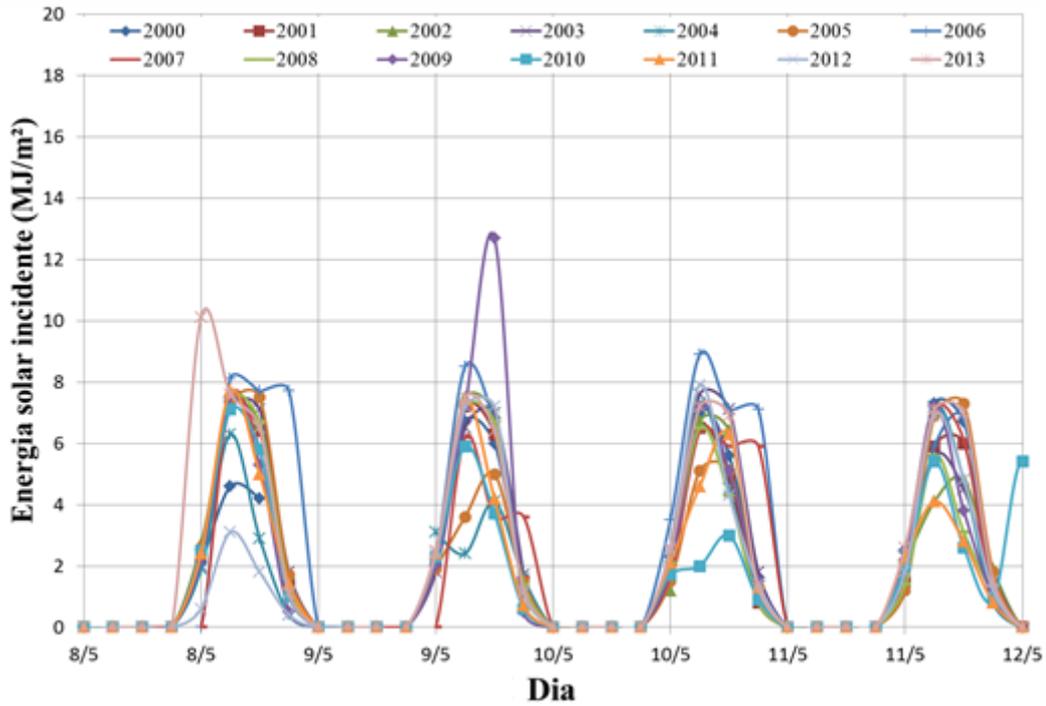
A proteção ambiental está estimulando a pesquisa científica para fontes alternativas de energia. Além disso, num esforço para reduzir e reverter o crescimento das emissões globais de gases do efeito estufa irá, entre outras coisas, exigir o desenvolvimento e emprego de tecnologias que utilizem fontes de energia renováveis. A falta de dados confiáveis e facilmente utilizáveis de recursos energéticos é o principal obstáculo para os investimentos dos setores público e privado em aplicações de larga escala de fontes renováveis de energia. Para muitos países em desenvolvimento, tais dados confiáveis e suficientemente detalhados são ainda inexistentes. Além disso, outro obstáculo é a falta de ferramentas para avaliar esses dados escassos com o objetivo de planejamento e introdução dessas fontes de energia renováveis nas matrizes energéticas (MARTINS E OUTROS, 2007).

Por isso foi criado o *Solar and Wind Energy Resource Assessment* (SWERA) que é um projeto na área de energias renováveis, mais especificamente, solar e eólica. Este projeto visa à montagem de informações de alta qualidade sobre estes recursos determinando o *Typical Meteorological Year* (TMY) ou ano padrão para diversas cidades brasileiras, incluindo a cidade de Belo Horizonte. O TMY ou ano padrão é um conjunto de dados de parâmetros climatológicos para um ano que deve ser representativo no conjunto de dados, a fim de dar o cenário mais provável para este parâmetro ou grupo de parâmetros ao longo de um ano (CROWLEY E HUANG, 1997). Os dados presentes no ano padrão consistem de 12 meses, selecionados a partir de uma série histórica de aproximadamente 23 anos. O método empregado é a seleção de meses individuais para compor esta série de dados denominada ano padrão ou TMY.

Nas Figuras 8 a 11 são apresentadas as variações da energia solar incidente e a temperatura ambiente para o período de 14 anos, do ano 2000 até o ano de 2013. Com o objetivo de ilustrar esta variação anual, os dados apresentados foram retirados no SINDA.

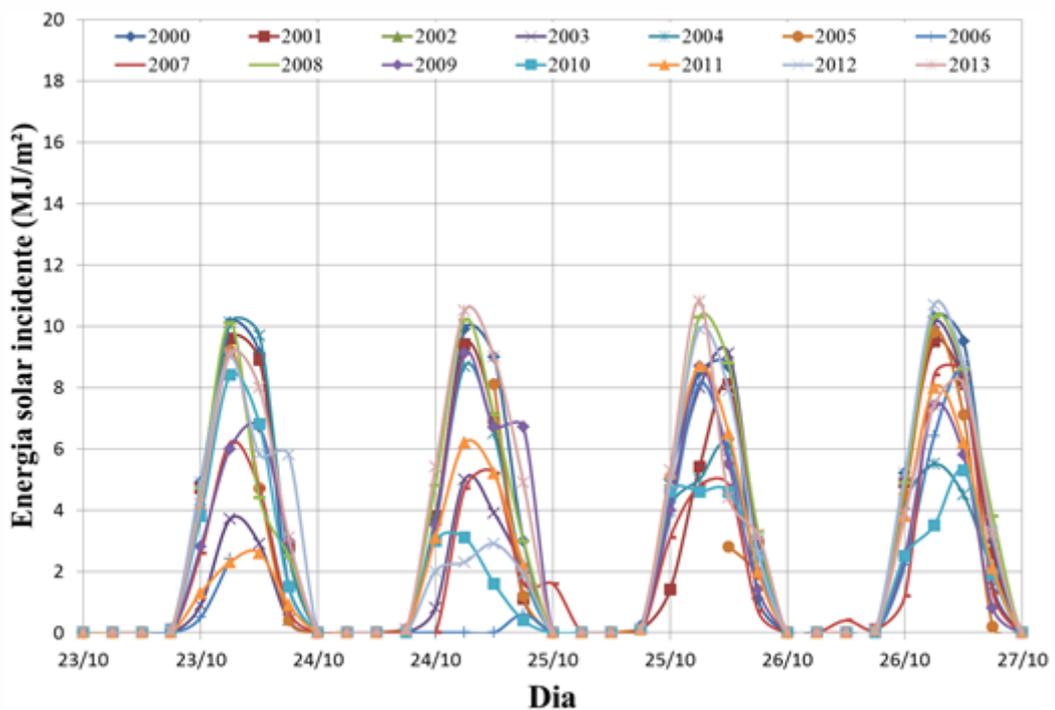
Como é possível observar o clima pode variar significativamente de ano para ano. Por isso, um banco de dados representativo da climatologia, com a duração superior a um ano, é necessário a fim de investigar não só a variabilidade sazonal, mas a variabilidade interanual (LUIZ E OUTROS, 2012).

Figura 8 – Variação da energia solar incidente ao longo de 13 anos para um período em Maio



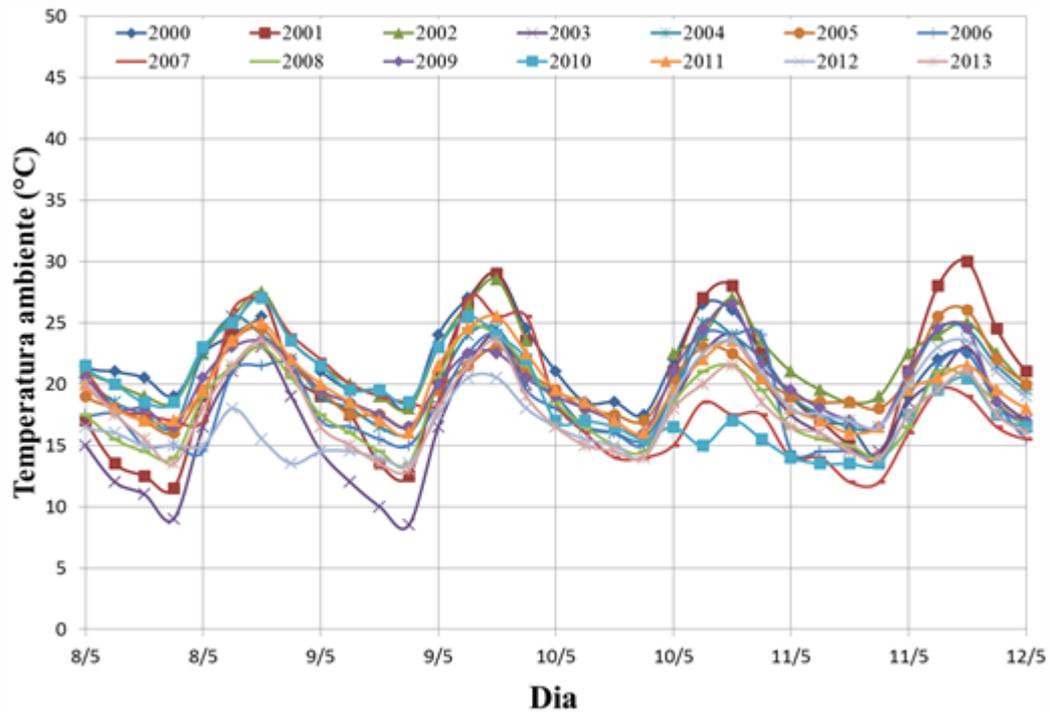
Fonte: SINDA (2013)

Figura 9 – Variação da energia solar incidente ao longo de 13 anos para um período em Outubro



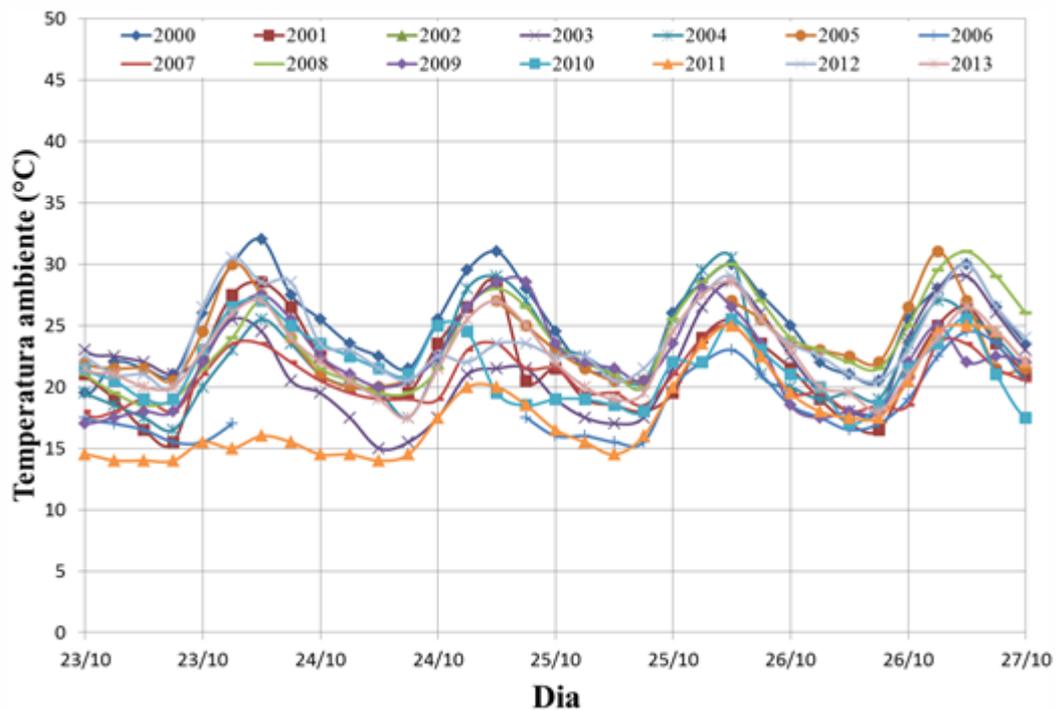
Fonte: SINDA (2013)

Figura 10 – Variação da temperatura ambiente ao longo de 13 anos para um período em Maio



Fonte: SINDA (2013)

Figura 11 – Variação da temperatura ambiente ao longo de 13 anos para um período em Outubro



Fonte: SINDA (2013)

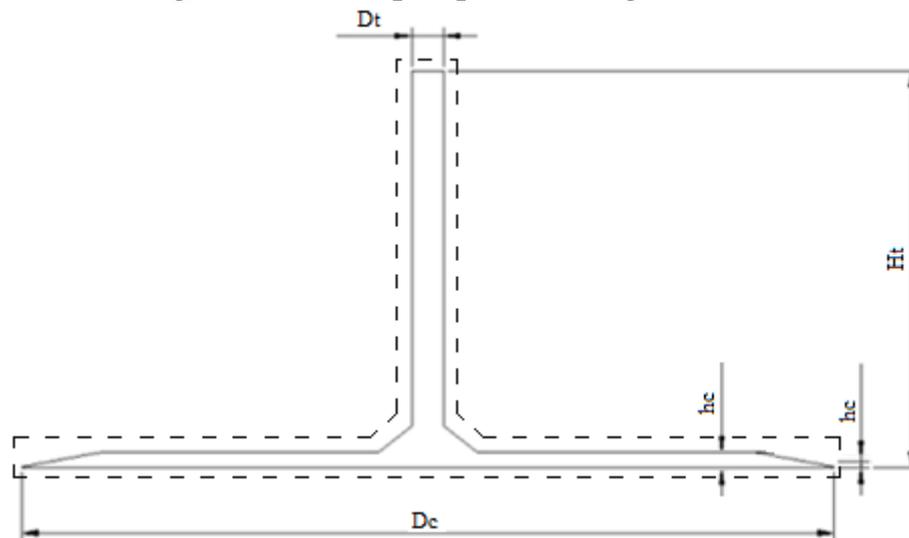
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta os modelos matemáticos empregados no desenvolvimento do presente trabalho. Primeiramente são apresentados os equacionamentos da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. Os dados para análise energética e exergética são baseados em dados experimentais da literatura para quatro dias de ensaio. Posteriormente, são apresentados os modelos para a determinação das condições ambientais, radiação e temperatura ambiente. Adicionalmente é apresentado o modelo para as condições do escoamento, vazão mássica, temperatura do solo e do escoamento, em função dos parâmetros geométricos, tais como, diâmetro e a altura do coletor e diâmetro e altura da torre.

3.1 Análise energética e exergética

A Figura 12 apresenta os principais parâmetros geométricos utilizados neste trabalho para análise de uma chaminé solar. Os termos D_c e h_c representam o diâmetro e altura do coletor em relação ao solo e os termos D_t e H_t representam o diâmetro e altura da chaminé ou torre, respectivamente.

Figura 12 – Principais parâmetros geométricos



Fonte: Elaborado pela autora

A equação geral de conservação da massa do escoamento de ar pode ser expressa como:

$$\sum \dot{m}_{ae} = \sum \dot{m}_{as} \quad (1)$$

Onde os termos \dot{m}_{ae} e \dot{m}_{as} representam as vazões mássicas de ar na entrada e na saída, respectivamente. De maneira geral a equação da conservação da massa para processos de secagem pode ser representada através das relações entre as umidades absolutas do ar de entrada e de saída, Eq. (2). O termo $\bar{\omega}_{ae}$ representa a umidade absoluta de entrada e $\bar{\omega}_{as}$ representa a umidade absoluta de saída. O termo \dot{m}_p representa a quantidade de água por unidade de tempo retirada do produto.

$$\sum (\dot{m}_{ae}\bar{\omega}_{ae} + \dot{m}_p) = \sum \dot{m}_{as}\bar{\omega}_{as} \quad (2)$$

A vazão mássica está relacionada às velocidades através de parâmetros geométricos. A massa específica é representada pelo termo ρ . O termo V pode-se referir tanto à velocidade de entrada quanto à velocidade de saída, dependendo da área que está sendo analisada: área de entrada A_e ou de saída A_s , Eq. (3).

$$\dot{m} = \rho VA \quad (3)$$

A área de entrada A_e pode ser calculada através da Eq. (4). Os termos R_c e h_c representam, respectivamente, o raio do coletor e a altura do coletor em relação ao solo.

$$A_e = 2\pi R_c h_c \quad (4)$$

A área de saída A_s pode ser calculada pela Eq. (5). O termo D_t representa o diâmetro da torre.

$$A_s = \frac{\pi}{4} D_t^2 \quad (5)$$

A equação de conservação de energia em regime permanente pode calculada através da Eq. (6) (DINCER E ROSEN, 2007):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{as} \left(h_{as} + \frac{V_{as}^2}{2} \right) - \sum \dot{m}_{ae} \left(h_{ae} + \frac{V_{ae}^2}{2} \right) \quad (6)$$

A variação da energia potencial foi desprezada. O termo \dot{Q} representa a taxa de calor fornecida ao escoamento e \dot{W} representa a taxa de trabalho (que neste trabalho será considerada nula devido à ausência de máquina de fluxo). Os termos h_{as} e h_{ae} representam respectivamente as entalpias específicas de saída e de entrada do ar úmido.

Como a utilização de chaminé solar para secagem de alimentos é um tema novo e existem poucos dados na literatura, principalmente no que diz respeito à eficiência energética do coletor, neste trabalho foi utilizada a eficiência do coletor para secagem.

De acordo com Leon e outros (2002) a eficiência do coletor, η_{col} , pode ser estimada por:

$$\eta_{col} = \frac{\int \dot{m}c_p(T_{as} - T_{ae}) dt}{A_{col}H_0} \quad (7)$$

Onde o termo c_p representa o calor específico do ar à pressão constante, A_{col} a área do coletor e H_0 é a energia solar extraterrestre em uma superfície horizontal. Os termos T_{as} e T_{ae} representam respectivamente as temperaturas de saída e de entrada do ar no coletor.

A área do coletor A_{col} é dada pela seguinte relação:

$$A_{col} = \pi R_c^2 \quad (8)$$

De acordo com Schlaich (1995) a eficiência energética da chaminé solar é dada pela expressão:

$$\eta_{cs} = \frac{H_t g}{c_p T_{ae}} \quad (9)$$

Na equação anterior o termo g representa a aceleração da gravidade e o termo H_t a altura da torre.

De acordo com Nizetic e outros (2008) a eficiência da instalação, desconsiderando o rendimento da turbina, pode ser dada por:

$$\eta_{SP} = \eta_{col}\eta_{cs} = \left[\frac{\int \dot{m}c_p(T_{as} - T_{ae}) dt}{A_{col}H_0} \right] \left[\frac{H_t g}{C_p T_{ae}} \right] \quad (10)$$

De acordo com Hepbasli (2008) a análise exérgica é um método para avaliar o máximo trabalho que pode ser extraído do escoamento. Para tanto é necessário compará-lo com um estado definido para ter zero potencial de trabalho, denominado estado de referência ou estado morto, devido ao fato da exérgia ser zero. Um ambiente de equilíbrio que não pode passar por um processo de conversão de energia para produzir trabalho é tecnicamente correto para o estado de referência. Embora o estado de referência seja arbitrário, ele é mais eficaz se for escolhido de modo a refletir o ambiente no qual a análise está sendo realizada. No estado de referência, as condições de equilíbrio mecânico, térmico e químico entre o sistema e o meio ambiente são satisfeitos: a pressão, a temperatura, e os potenciais químicos do sistema iguais às do ambiente, respectivamente. As várias formas de exérgia são devidas ao movimento térmico aleatório, à energia cinética, à energia potencial e a concentração de uma espécie em relação ao estado de referência.

Em geral, o balanço exérgico pode ser representado por (HEPBASLI, 2008):

$$\sum \dot{E}x_e - \sum \dot{E}x_s = \sum \dot{E}x_{perdida} \quad (11)$$

Onde os termos $\dot{E}x_e$, $\dot{E}x_s$ e $\dot{E}x_{perdida}$ representam a exérgia de entrada, de saída e perdida, respectivamente.

A exérgia de entrada $\dot{E}x_e$ é dada pela soma de duas parcelas: a exérgia devido ao calor $\dot{E}x_{calor}$ e a exérgia devido ao fluxo de massa que entra no dispositivo $\dot{E}x_{massa,e}$:

$$\sum \dot{E}x_e = \dot{E}x_{calor} + \dot{E}x_{massa,e} \quad (12)$$

A exérgia de saída $\dot{E}x_s$ também é dada pela soma de duas parcelas, a exérgia devido ao trabalho $\dot{E}x_{trabalho}$ e a exérgia devido ao fluxo de massa que sai do dispositivo $\dot{E}x_{massa,s}$. Como neste trabalho o protótipo não possuía turbina, desconsiderou-se o termo da exérgia devido ao trabalho:

$$\sum \dot{E}x_s = \dot{E}x_{trabalho} + \dot{E}x_{massa,s} \quad (13)$$

De acordo com Hepbasli (2008) a exérgia devido ao calor é dada por:

$$\dot{E}x_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{solo}}\right) \dot{Q} \quad (14)$$

Tanto a exergia de fluxo de massa de entrada quanto à exergia de fluxo de massa de saída dependem da vazão mássica e das exergias específicas de entrada ψ_{ae} e de saída ψ_{as} do ar.

$$\dot{E}x_{massa,e} = \dot{m}_{ae} \psi_{ae} \quad (15)$$

$$\dot{E}x_{massa,s} = \dot{m}_{as} \psi_{as} + \dot{m}_{mp} \psi_w \quad (16)$$

O termo ψ_{ws} representa a exergia específica da água.

De acordo com Alpuche e outros (2005) a exergia específica para gases reais é dada por:

$$\begin{aligned} \psi_{ae} = & (C_{p,ae} + \varpi_{ae} C_{p,v}) T_0 \left(\frac{T_{ae}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_{ae}}{T_0} \right) + (1 + 1,6078 \varpi_{ae}) R T_0 \ln \frac{P_{ae}}{P_0} + \\ & + R T_0 \left[(1 + 1,6078 \varpi_{ae}) \ln \left(\frac{1 + 1,6078 \varpi_0}{1 + 1,6078 \varpi_{ae}} \right) + 1,6078 \varpi_{ae} \ln \left(\frac{\varpi_{ae}}{\varpi_0} \right) \right] \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \psi_{as} = & (C_{p,as} + \varpi_{as} C_{p,v}) T_0 \left(\frac{T_{as}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_{as}}{T_0} \right) + (1 + 1,6078 \varpi_{as}) R T_0 \ln \frac{P_{as}}{P_0} + \\ & + R T_0 \left[(1 + 1,6078 \varpi_{as}) \ln \left(\frac{1 + 1,6078 \varpi_0}{1 + 1,6078 \varpi_{as}} \right) + 1,6078 \varpi_{as} \ln \left(\frac{\varpi_{as}}{\varpi_0} \right) \right] \end{aligned} \quad (18)$$

A exergia específica para a água na forma líquida, considerada como fluido incompressível é dada por Alpuche e outros (2005):

$$\psi_w = C \left(T - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right) \quad (19)$$

Nas expressões os termos T_0 , P_0 e ϖ_0 se referem à temperatura, pressão e umidade absoluta do estado de referência. O termo R refere-se à constante universal dos gases. Os termos $C_{p,ae}$, $C_{p,as}$ e $C_{p,v}$ representam o calor específico a pressão constante do ar de entrada, do ar de saída e do vapor, respectivamente.

A eficiência exergética pode ser dada por (CELMA E CUADROS, 2009):

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{E}x_{perdida}}{\dot{E}x_e} = \frac{\dot{E}x_s}{\dot{E}x_e} \quad (20)$$

Van Gool (1997) propôs que a melhoria na eficiência exergética para um processo ou sistema é obtida quando a perda de exergia ou a irreversibilidade é minimizada. Com isso ele sugeriu o conceito de potencial de melhoria exergética para analisar diferentes processos, denotado na forma de taxa por:

$$IP = (1 - \varepsilon)(\dot{E}x_e - \dot{E}x_s) \quad (21)$$

3.2 Modelos analíticos para os parâmetros ambientais

Tendo em vista a otimização dos parâmetros geométricos da chaminé solar para maximização da eficiência exergética do dispositivo. Não se pode trabalhar com os dados experimentais, pois correspondem a apenas um período curto de tempo e a dimensões específicas da chaminé solar. Por isso faz-se necessário o desenvolvimento de equações para determinação das condições ambientais, temperatura ambiente e radiação solar. Além disso, é também necessária à utilização de expressões para as condições do escoamento, vazão mássica, temperatura do solo e do escoamento, em função dos parâmetros geométricos, tais como, diâmetro e a altura do coletor e diâmetro e altura da torre.

Portanto, neste item são apresentados modelos para a radiação solar e condições ambientais baseadas em modelos presentes na literatura. Estas correlações dependem do tempo, do dia do ano e do índice de transparência atmosférico para a radiação solar, e correlações dependentes do tempo, da radiação e das temperaturas máximas e mínimas diárias, do nascer e do pôr do sol para a temperatura ambiente. Além disso, são apresentados modelos para os parâmetros do escoamento, através de correlações dependentes da profundidade e do tempo para as propriedades do solo e correlações dependentes dos parâmetros geométricos, da radiação e da temperatura ambiente para a temperatura de saída e velocidade.

3.2.1 Radiação solar

A radiação total incidente I em uma superfície é dada pela soma de três componentes: uma parcela de radiação direta I_b , vinda do Sol sem se dispersar na atmosfera, uma parcela de radiação difusa I_d , dispersa por nuvens e poeira e uma parcela de radiação refletida pelo solo e ambiente vizinhos ao sistema. Para o modelo de céu isotrópico, o fluxo de radiação absorvido pelo solo é dado por (DUFFIE E BECKMAN, 2006):

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_{solo} I (\tau\alpha)_{solo} \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (22)$$

Na Equação (22) o termo $(\tau\alpha)$ representa o produto transmissividade absorptividade para as parcelas de radiação direta e difusa, subscritos b e d , e refletida pelo solo. O termo β representa o ângulo formado entre o coletor e uma superfície horizontal e ρ_{solo} é a refletividade do solo.

O fator geométrico R_b representa a razão entre a radiação incidente sobre uma superfície inclinada e a radiação incidente sobre uma superfície horizontal.

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (23)$$

O ângulo de incidência da radiação solar θ para o hemisfério sul pode ser calculado pela expressão:

$$\cos \theta = \cos(\phi + \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi + \beta) \sin \delta \quad (24)$$

Onde ϕ representa a latitude da localidade, β representa a inclinação do coletor, δ a declinação e ω o ângulo horário.

O ângulo de zênite θ_z é o ângulo formado entre a radiação direta e uma superfície vertical a um observador local, Eq. (25).

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \quad (25)$$

A declinação δ é definida como sendo a posição angular do Sol ao meio dia solar, sendo calculada através da Eq. (26).

$$\delta = 23,45^\circ \sin\left(\frac{360}{365}(n + 284)\right) \quad (26)$$

Onde n é o dia do ano variando entre 1 e 365.

O ângulo horário ω é o deslocamento angular do Sol a leste ou oeste do meridiano local, devido à rotação da Terra em seu eixo, aumenta 15° por hora, sendo negativo pela manhã e positivo à tarde, Eq. (27).

$$\omega = (t - 12)15^\circ \quad (27)$$

O produto $(\tau\alpha)$ pode ser entendido como a razão entre a radiação absorvida pelo solo e a radiação incidente sobre o coletor. Este produto pode ser calculado pela expressão:

$$(\tau\alpha) = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d} \quad (28)$$

Os termos α , τ e ρ_d referem-se à absorvidade do solo, transmissividade do coletor e refletividade da radiação difusa. Os produtos $(\tau\alpha)$ para a radiação direta $(\tau\alpha)_b$, para a radiação difusa $(\tau\alpha)_d$ e para a radiação difusa do solo $(\tau\alpha)_{solo}$ são obtidos de maneira semelhante a apresentada na Equação (28). Onde o termo $(\tau\alpha)_b$ é calculado a partir do ângulo de incidência para a radiação direta θ , o termo $(\tau\alpha)_d$ é calculado a partir do ângulo de incidência para a radiação difusa $\theta_{1,d}$ e o termo $(\tau\alpha)_{solo}$ é calculado a partir do ângulo de incidência para a radiação difusa do solo $\theta_{1,solo}$ (DUFFIE E BECKMAN, 2006).

O ângulo de incidência da radiação difusa $\theta_{1,d}$ é dado pela expressão:

$$\theta_{1,d} = 59,7^\circ - 0,1388\beta + 0,001497\beta^2 \quad (29)$$

O ângulo de incidência da radiação difusa do solo $\theta_{1,solo}$ é dado Eq. (29).

$$\theta_{1,solo} = 90^\circ - 0,5788\beta + 0,002693\beta^2 \quad (30)$$

Onde β representa a inclinação do coletor.

O termo θ_1 representa o ângulo da radiação incidente. O ângulo θ_2 pode ser determinado por (DUFFIE E BECKMAN, 2006):

$$n_1 \sin \theta_1 = n_2 \sin \theta_2 \quad (31)$$

Onde n_1 e n_2 representam os índices de refração do meio 1 e do meio 2. Os termos θ_1 e θ_2 representam o ângulo de incidência e o ângulo de refração, respectivamente.

A transmissividade do coletor pode ser aproximada pela expressão (DUFFIE E BECKMAN, 2006):

$$\tau = \tau_a \tau_r \quad (32)$$

A parcela da transmissividade que considera perdas por absorção τ_a pode ser calculada pela expressão:

$$\tau_a = \exp\left(-\frac{KL}{\cos \theta_2}\right) \quad (33)$$

O termo K representa o coeficiente de extinção e o termo L representa a espessura do coletor.

A parcela da transmissividade que considera perdas por reflexão τ_r pode ser calculada pela expressão:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \right] \quad (34)$$

A refletividade do coletor para a componente paralela da radiação (r_{\parallel}) é determinada através da Equação (35). Já a componente perpendicular (r_{\perp}) é determinada pela Equação (36).

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (35)$$

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (36)$$

A refletividade da radiação difusa, calculada a partir do ângulo de incidência $\theta_{1,d}$, pode ser obtida pela expressão:

$$\rho_d = (\tau_a - \tau) \quad (37)$$

A absortividade do solo α pode ser obtida a partir da absortividade solar normal incidente em uma superfície negra α_n através da expressão (BECKMAN E OUTROS, 1977):

$$\frac{\alpha}{\alpha_n} = 1 + 2,0345 \times 10^{-3}\theta - 1,990 \times 10^{-4}\theta^2 + 5,324 \times 10^{-6}\theta^3 - 4,799 \times 10^{-8}\theta^4 \quad (38)$$

A energia solar total horária incidente I pode ser estimada a partir da radiação diária H através seguinte correlação (COLLARES-PEREIRA E RABL,1979):

$$r_t = \frac{I}{H} = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180^\circ} \cos \omega_s} \quad (39)$$

Os parâmetros a e b são dados pelas seguintes relações:

$$\begin{aligned} a &= 0,409 + 0,5016 \sin(\omega_s - 60) \\ b &= 0,6609 + 0,4767 \sin(\omega_s - 60) \end{aligned} \quad (40)$$

O ângulo horário do pôr do Sol ω_s é dado por (DUFFIE E BECKMAN, 2006):

$$\omega_s = \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \quad (41)$$

A radiação diária H pode ser estimada a partir do índice de transparência atmosférico diário K_T . No entanto este índice não é conhecido para Belo Horizonte, com base no trabalho realizado por Moreira (2009), considerou-se o índice de transparência atmosférico médio mensal ($\overline{K_T}$) como diário (K_T).

O índice de transparência atmosférico diário é dado pela energia solar diária e a energia solar diária extraterrestre.

$$K_T = \frac{H}{H_0} \quad (42)$$

Onde a radiação extraterrestre H_0 é dada por:

$$H_0 = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left(1 + 0,033 \cos \left(\frac{360}{365} n \right) \right) \left(\cos \phi \cos \delta \cos \omega_s + \frac{\pi \omega_s}{180^\circ} \sin \phi \sin \delta \right) \quad (43)$$

A constante solar G_{sc} é a energia vinda do Sol, por unidade de tempo, recebida em uma área unitária em uma superfície perpendicular à direção de propagação da radiação, na distância média entre a Terra e o Sol, fora da atmosfera. O valor padrão adotado foi de $G_{sc} = 1367 \frac{W}{m^2}$

A razão entre a radiação horária difusa e a radiação diária difusa pode ser estimada por (LIU E JORDAN, 1960):

$$r_d = \frac{I_d}{H_d} = \frac{\pi}{24} \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180^\circ} \cos \omega_s} \quad (44)$$

A radiação diária difusa pode ser estimada pela correlação de Erbs (1982) ou Collares-Pereira e Rabl (1979) que apresentam a relação entre a radiação difusa e a radiação diária como função do índice de transparência atmosférica.

A correlação de Erbs (1982) estabelece que:

Para $\omega_s < 81,4^\circ$

$$\begin{cases} \frac{H_d}{H} = 1,0 - 0,2727K_T + 2,4495K_T^2 - 11,9514K_T^3 + 9,3879K_T^4 & K_T < 0,715 \\ \frac{H_d}{H} = 0,143 & K_T \geq 0,715 \end{cases} \quad (45)$$

Para $\omega_s > 81,4^\circ$

$$\begin{cases} \frac{H_d}{H} = 1,0 + 0,2832K_T - 2,5557K_T^2 + 0,8448K_T^3 & K_T < 0,722 \\ \frac{H_d}{H} = 0,175 & K_T \geq 0,722 \end{cases} \quad (46)$$

Para a correlação de Collares-Pereira e Rabl (1979) têm-se:

$$\begin{cases} \frac{H_d}{H} = 0,99 & K_T < 0,17 \\ \frac{H_d}{H} = 1,188 - 2,272K_T + 9,473K_T^2 - 21,865K_T^3 + 14,648K_T^4 & 0,17 < K_T < 0,75 \\ \frac{H_d}{H} = -0,54K_T + 0,632 & 0,75 < K_T < 0,80 \\ \frac{H_d}{H} = 0,2 & K_T \geq 0,80 \end{cases} \quad (47)$$

O termo K_T representa o índice de transparência atmosférico diário.

3.2.2 Temperatura do ar ambiente externo

A temperatura ambiente apresenta variações ao longo do dia sendo mínima um pouco antes do nascer do sol, aumenta progressivamente até cerca das 14h, que é quando atinge o seu máximo, passando depois a diminuir até pouco antes do nascer do sol do dia seguinte. Esta oscilação ocorre porque no início da manhã os raios solares incidem na superfície da terra com grande obliquidade, e com isso a espessura da atmosfera por eles atravessada é muito grande e a superfície a ser aquecida também, portanto a energia recebida pela superfície é menor. Até atingir o meio-dia a obliquidade dos raios solares vai diminuindo, portanto, há menor dispersão de energia, sendo maior a temperatura. A partir do meio-dia a obliquidade dos raios solares volta a aumentar até ao pôr-do-sol. O máximo da temperatura diurna das 14h às 15h justifica-se pela conjugação da radiação solar e radiação terrestre que atinge o máximo neste período de tempo. Portanto a variação diurna da temperatura resulta do movimento de rotação da terra, ou do movimento diurno aparente do sol (METEONORM, 2013).

Dois modelos foram utilizados para estimar a temperatura ambiente, um modelo mais completo e complexo apresentado por Meteonorm (2013) e outro modelo mais simples apresentado por Lorenzo (1994).

Para estimar a temperatura ambiente através do modelo de Meteonorm (2013), primeiramente é necessário se estimar a hora do nascer e do pôr do Sol através do número de horas de brilho solar, N , dado por:

$$N = \frac{2}{15^\circ} \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \quad (48)$$

Onde ϕ representa a latitude da localidade e δ a declinação.

Através do número de horas de brilho solar é possível determinar a hora do início H_{inicio} e do fim do fotoperíodo H_{fim} .

$$H_{inicio} = 12 + \frac{N}{2} \quad (49)$$

$$H_{fim} = 12 - \frac{N}{2} \quad (50)$$

No entanto a hora solar é baseada no movimento angular aparente do Sol no céu, que não corresponde ao horário padrão. Esta diferença se deve à variação da longitude entre a localidade (L_{loc}) e a localidade padrão (L_{st}) e a perturbação na taxa de rotação da Terra. Por isso é necessário realizar a seguinte correção (DUFFIE E BECKMAN, 2006):

$$H_{solar} - H_{padr\tilde{a}o} = 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (51)$$

Onde os termos H_{solar} e $H_{padr\tilde{a}o}$ representam a hora solar e a hora padrão, respectivamente.

O termo E corresponde à correção devido à equação do tempo (DUFFIE E BECKMAN, 2006):

$$E = 229,2 (0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B) \quad (52)$$

O parâmetro B é dado pela expressão:

$$B = (n - 1) \frac{360^\circ}{365} \quad (53)$$

O modelo de Meteororm (2013) estima a temperatura ambiente subdividindo o período diário em cinco intervalos, Equação (54). O modelo parte das temperaturas máximas, mínimas, do nascer e do pôr do sol, além de ternos adicionais que são descritos a seguir.

$$\begin{aligned}
 T_{ae} &= T_{ae_{d,nascer}} + slp_{antes,K_x,máx} K_x & t_{nascer} < t \leq t_{K_x,max} \\
 T_{ae} &= T_{ae_{d,máx}} - slp_{depois,K_x,máx} (K_{x,máx} - K_x) & t_{K_x,max} < t \leq t_{pôr} \\
 T_{ae} &= T_{ae_{d,pôr}} - NCR(j) (t - t_{pôr}) & t_{pôr} < t < t_{meia\ noite} \\
 T_{ae} &= T_{ae_{d,nascer}} - 0,67NCR(j)(t - t_{nascer}) & t_{meia\ noite} < t < \frac{2}{3}(t - t_{nascer}) \\
 T_{ae} &= T_{ae_{d,nascer}} - 0,5NCR(j)(t - t_{nascer}) & \frac{2}{3}(t - t_{nascer}) < t < t_{nascer}
 \end{aligned} \quad (54)$$

O modelo parte da premissa que existe uma resposta da temperatura do ar ambiente à entrada da radiação solar, K_x . Esta relação é a razão entre a quantidade de radiação solar recebida pelo solo a partir do nascer do Sol e a quantidade de radiação solar que uma superfície perpendicular aos raios solares teria recebido durante o mesmo período. O termo K_x pode ser calculado a partir da seguinte expressão:

$$K_x = \frac{\int_{nascer}^t G_o dt}{\int_{nascer}^t G_{sc} dt} \quad (55)$$

Onde os termos G_o e G_{sc} referem-se à máxima radiação solar incidente sobre uma superfície horizontal e à constante solar, respectivamente.

As variações da temperatura acompanham as variações de K_x . Durante as horas de luz do dia a temperatura varia com o coeficiente K_x (METEONORM, 2013). A temperatura apresenta um declive diferente antes do valor máximo de K_x ser atingido e depois. O termo $slp_{antes,K_x,máx}$ representa o declive antes do termo K_x diário apresentar seu valor máximo $K_{x,máx}$.

$$slp_{antes,K_x,máx} = \frac{Tae, d_{máx} - Tae, d_{min}}{K_{x,máx}} \quad (56)$$

Os termos $Tae, d_{máx}$ e Tae, d_{min} referem-se ao valor diário máximo e mínimo para a temperatura ambiente.

$$slp_{depois,K_x,max} = 1,7 slp_{antes,K_x,máx} \quad (57)$$

De acordo com Meteonorm (2013) o termo $slp_{depois,K_x,max}$ representa o declive após o termo K_x diário apresentar seu valor máximo, $K_{x,máx}$.

A fim de definir a nebulosidade noturna, os valores entre o último valor do dia e o primeiro valor do dia seguinte são interpolados linearmente. Esta relação é denominada taxa de resfriamento noturno $NCR(j)$, que é definida como:

$$NCR(j) = \frac{Tae_{pôr}(j) - Tae, d_{min}(j+1)}{t_{pôr}(j) - t_{nascer}(j+1)} \quad (58)$$

O termo $Tae_{pôr}(j)$ refere-se à temperatura ambiente na hora do pôr do Sol do dia em análise, e os termos $t_{pôr}(j)$ e $t_{nascer}(j+1)$ referem-se à hora do pôr do Sol do dia em análise e do nascer do Sol do dia seguinte, respectivamente.

O segundo modelo utilizado para estimativa da temperatura ambiente é o modelo apresentado por Lorenzo (1994) que parte de três premissas na modelagem do comportamento da temperatura. Por ter o comportamento semelhante ao da radiação, com um atraso de aproximadamente duas horas, então a temperatura máxima de um dia, $Tae, d_{máx}$, sempre ocorre na hora angular de 30° ($\omega = \pi/6$), correspondente às 14 horas. A temperatura mínima do dia, Tae, d_{min} , sempre ocorre ao amanhecer ($\omega = \omega_s$). O restante do dia pode ser representado por duas senoides, uma entre o amanhecer e o meio-dia e outra do meio-dia ao amanhecer do dia seguinte.

Para a primeira parte do dia, da meia-noite ao nascer do Sol, Lorenzo modelou a seguinte equação:

Para $-\pi < \omega < \omega_s$:

$$Tae = Tae, d_{m\acute{a}x}(j - 1) - \frac{Tae, d_{m\acute{a}x}(j - 1) - Tae, d_{min}(j)}{2} [1 + \cos(a\omega + b)] \quad (59)$$

Em que a e b são parâmetros definidos conforme as Equações (60) e (61):

$$a = \frac{\pi}{\left(\frac{\pi}{6} - \omega_s - 2\pi\right)} \quad (60)$$

$$b = -a\omega_s \quad (61)$$

Os subscritos j e $j - 1$ referem-se ao dia atual e anterior.

Para a segunda parte do dia, do nascer do Sol à hora em que ocorre a temperatura máxima, Lorenzo modelou a seguinte equação:

Para $\omega_s < \omega < \frac{\pi}{6}$

$$Tae = Tae, d_{min}(j) + \frac{Tae, d_{m\acute{a}x}(j) - Tae, d_{min}(j)}{2} [1 + \cos(a\omega + b)] \quad (62)$$

Em que a e b são parâmetros definidos conforme as Equações (63) e (64):

$$a = \frac{\pi}{\left(\omega_s - \frac{\pi}{6}\right)} \quad (63)$$

$$b = \frac{-a\pi}{6} \quad (64)$$

Para a terceira parte do dia, da hora em que ocorre a temperatura máxima à meia-noite do dia seguinte, tem-se que:

Para $\frac{\pi}{6} < \omega < \pi$

$$Tae = Tae, d_{m\acute{a}x}(j) - \frac{Tae, d_{m\acute{a}x}(j) - Tae, d_{min}(j + 1)}{2} [1 + \cos(a\omega + b)] \quad (65)$$

Em que a e b são parâmetros definidos conforme as Equações (66) e (67):

$$a = \frac{\pi}{\left(2\pi + \omega_s - \frac{\pi}{6}\right)} \quad (66)$$

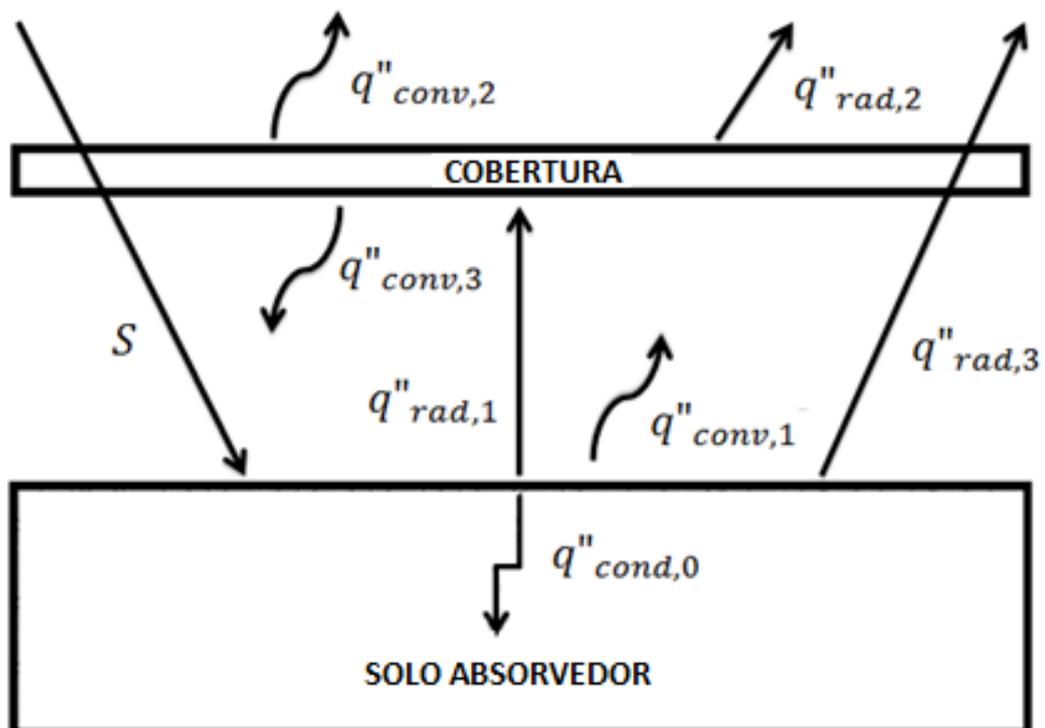
$$b = -\left(\pi + \frac{a\pi}{6}\right) \quad (67)$$

O termo $T_{ae}, d_{min}(j + 1)$ representa a temperatura mínima do dia posterior ao dia em análise.

3.3 Modelos analíticos para os parâmetros do escoamento

Para se determinar o escoamento no interior de uma chaminé solar pode ser efetuado um balanço de energia, envolvendo todos os fluxos de calor que entram e saem do coletor, como mostrado na Figura 13. O coletor troca calor por convecção com o escoamento de ar em seu interior ($q''_{conv,3}$) e por radiação com o solo ($q''_{rad,1}$). Este calor é perdido para o ambiente externo por convecção ($q''_{conv,2}$) e radiação ($q''_{rad,2}$).

Figura 13 - Balanço energético



Fonte: Elaborado pela autora

O calor transmitido por condução para as camadas mais profundas do solo ($q''_{cond,0}$) é dado pela diferença entre a radiação absorvida (S), o fluxo de energia transferido pelo solo por convecção para o escoamento ($q''_{conv,1}$), por radiação para o coletor ($q''_{rad,1}$) e para o ambiente externo ($q''_{rad,3}$), Equação (68).

$$S - q''_{conv,1} - q''_{rad,1} - q''_{rad,3} = q''_{cond,0} \quad (68)$$

A radiação entre o solo e o coletor pode ser aproximada pela radiação entre duas placas planas infinitas, como apresentado por Duffie e Beckman (2006). O fluxo líquido de radiação trocado com o coletor é dado por:

$$q''_{rad,1} = \frac{\sigma (T_{solo}^4 - T_{col}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{col}} + \frac{1}{\varepsilon_{solo}} - 1} \quad (69)$$

Onde ε_{col} e ε_{solo} representam as emissividades do coletor e do solo, respectivamente. E os termos T_{solo} e T_{col} representam as temperaturas do solo e do coletor, respectivamente.

O fluxo de calor por convecção trocado entre o coletor e o escoamento externo de ar é dado por:

$$q''_{conv,2} = h_{col,amb} (T_{col} - T_{ae}) \quad (70)$$

Onde T_{col} representa a temperatura do coletor e T_{ae} a temperatura ambiente.

O coeficiente de transferência de calor por convecção $h_{col,amb}$ pode ser estimado por (PRETORIUS, 2007; LI E OUTROS, 2012; BERNARDES, 2003):

$$h_{col,amb} = \frac{0,2106 + 0,0026 V_{amb} \left(\frac{\rho T_m}{\mu g \Delta T} \right)^{\frac{1}{3}}}{\left(\frac{\mu T_m}{g \Delta T C_p k^2 \rho^2} \right)^{\frac{1}{3}}} \quad (71)$$

Onde T_m representa a média entre a temperatura da superfície do coletor e a temperatura ambiente. ΔT representa a diferença entre a temperatura no interior do coletor e a temperatura ambiente. Os termos ρ , μ , C_p e k representam respectivamente a massa

específica, a viscosidade dinâmica, o calor específico à pressão constante e a condutividade térmica do ar, todos avaliados a T_m . O termo V_{amb} representa a velocidade do ar externo ao coletor.

A transferência de calor por radiação entre o coletor e o céu pode ser aproximada pela radiação entre um objeto convexo pequeno envolvido por uma superfície larga, sendo dado por Duffie e Beckman (2006):

$$q''_{rad,2} = \sigma \varepsilon_{cob} (T_{col}^4 - T_{céu}^4) \quad (72)$$

Onde $T_{céu}$ representa a temperatura efetiva do céu, que depende das condições atmosféricas, sendo mais baixas para dias de céu claro e frio, e mais altas para dias de céu quente e encoberto. Para a obtenção de $T_{céu}$ utiliza-se a Eq. (73) (DUFFIE E BECKMAN, 2006). O termo T_{dp} refere-se à temperatura do ponto de orvalho.

$$T_{céu} = T_{ae} [0,711 + 0,0056 T_{dp} + 0,000073 T_{dp}^2 + 0,013 \cos(15 t)]^{\frac{1}{4}} \quad (73)$$

O fluxo de calor por convecção entre o solo e o escoamento de ar no interior do coletor é dado por:

$$q''_{conv,1} = h_{solo,esc} (T_{solo} - \overline{T_{ao}}) \quad (74)$$

Onde T_{solo} representa a temperatura da superfície do solo e $\overline{T_{as}}$ a temperatura média do ar no interior do cobertura.

Pretorius (2007) sugere a seguinte correlação para o cálculo do coeficiente convectivo entre o solo e o escoamento:

$$h_{solo,esc} = 3,87 + 0,0022 \left(\frac{V \rho C_p}{Pr^{\frac{2}{3}}} \right) \quad (75)$$

Onde Pr representa o número de Prandtl do ar no interior do coletor. As propriedades são avaliadas na temperatura média entre o solo e o ar no coletor. O termo V representa a velocidade média do escoamento.

Na Eq. (76) o termo τ_{col} representa a transmissividade infravermelha do coletor, de acordo com Maia (2005) o coletor transmite aproximadamente 41% da radiação infravermelha emitida pelo solo. Desprezando-se a parcela absorvida pelo coletor, 59% desta energia retorna para o solo. Assim, o fluxo líquido de radiação trocado entre o solo e o ambiente pode ser estimado por:

$$q''_{rad,3} = \tau_{col} \sigma \varepsilon_{solo} (T_{solo}^4 - T_{c\u00e9u}^4) \quad (76)$$

Através do fluxo líquido de energia absorvida pelo solo, pode-se calcular a temperatura em qualquer profundidade através da seguinte equação diferencial parcial, unidimensional em regime transiente, Eq. (77). Onde a coordenada x representa a profundidade do solo e o termo α' a difusividade térmica do solo, Eq. (78).

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha'} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (77)$$

$$\alpha' = \frac{k}{\rho C_p} \Big|_{solo} \quad (78)$$

O fluxo líquido de calor transmitido por condução para o solo é dado por Eq. (79).

$$q''_{cond,0} = -k_{solo} \frac{\partial T_{solo}}{\partial x} \Big|_{x=0} \quad (79)$$

De acordo com Maia (2005) considerando-se o solo como um meio semi-infinito, a temperatura em uma posição bastante afastada da superfície é igual à média anual da temperatura ambiente para a cidade de Belo Horizonte e que no instante inicial todo o solo se encontra a esta mesma temperatura. Tem-se que a solução exata para o problema, com as condições de contorno e a condição inicial anteriores, é dada por (ÖZISIK, 1993).

$$T_{solo}(x, t) = T_{ae} + \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\alpha'}{k_{solo}} \int_{t'=0}^t \frac{q''_{cond,0}(t')}{\sqrt{4\alpha'(t-t')}} e^{-\frac{x^2}{4\alpha'(t-t')}} dt' \quad (80)$$

Esta solução fornece a distribuição de temperaturas para uma profundidade x do solo, em qualquer instante de tempo. Para a superfície do solo ($x = 0$), a equação anterior fornece (MAIA, 2005).

$$T_{solo}(t) = T_{ae} + \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\alpha'}{k_{solo}} \int_{t'=0}^t \frac{q''_{cond,0}(t')}{\sqrt{4\alpha'(t-t')}} dt' \quad (81)$$

O fluxo de calor por convecção trocado entre o coletor e o escoamento interno é dado por:

$$q''_{conv,3} = h_{cob,esc}(T_{col} - T_{as}) \quad (82)$$

Onde T_{col} representa a temperatura do coletor e T_{ao} a temperatura do escoamento.

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre o coletor e o escoamento de ar $h_{col,esc}$ pode ser estimado por (PRETORIUS, 2007; LI E OUTROS, 2012; BERNARDES, 2003):

$$h_{col,esc} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_x - 1000)Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left(\frac{k}{d_h}\right) \quad (83)$$

O termo Re_x representa o número de Reynolds ao longo do coletor e d_h representa o diâmetro hidráulico. Os termos Pr e k representam respectivamente o número de Prandtl e a condutividade térmica do ar, sendo ambos avaliados a temperatura média entre o coletor e o ar no interior do escoamento.

O número de Reynolds ao longo do coletor é dado por:

$$Re_x = \frac{\rho V R_c}{\mu} \quad (84)$$

Onde os termos ρ e μ referem-se à massa específica e a viscosidade dinâmica, ambas avaliadas a temperatura média do escoamento no interior do coletor. A velocidade média do

escoamento no interior do coletor é representada pelo termo V . O termo R_c refere-se ao raio do coletor.

O coeficiente de atrito de Darcy f é obtido a partir da equação (KRÖGER E BURGER, 2004):

$$f = (1.82 \log_{10} Re_x - 1,64)^{-2} \quad Re_x < 3,4 \times 10^6 \quad (85)$$

Os autores Koonsrisuk e outros (2010) apresentam um modelo para a determinação da vazão mássica e da temperatura de saída do escoamento em função dos parâmetros geométricos.

Como o fluxo de ar é conduzido através do efeito de flutuação devido à coluna vertical de ar quente, que comunica com o ar ambiente com a mesma altura e temperatura mais baixa. Tem-se que a diferença líquida de pressão que dirige o fluxo de ar na torre é dada pela Eq. (86).

$$\Delta P = \rho_{ae} g H_t - \rho_{as} g H_t = \rho \beta' g H_t \Delta T \quad (86)$$

Onde ρ é a densidade média do ar e β' é o coeficiente de expansão volumétrica para gases reais.

O efeito de bombeamento ΔP é oposto ao atrito na torre (ΔP_y) e no coletor (ΔP_x) e a aceleração do fluxo devido à redução da área (ΔP_{acc}). Para a torre, o equilíbrio de forças longitudinal é dado pela Eq. (87).

$$\Delta P_y \frac{\pi D_t^2}{4} = \tau_w \pi D_t H_t \quad (87)$$

Onde τ_w é a tensão de cisalhamento. A tensão de cisalhamento é definida em termos de coeficiente de atrito através da Eq. (88).

$$\tau_w = f \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (88)$$

Combinando as Eq. (87) e (88) tem-se que:

$$\Delta P_y = f_y \frac{4H_t}{D_t} \frac{1}{2} \rho U_y^2 \quad (89)$$

Onde o termo $U_y = \dot{m} / (\rho \pi D_t^2 / 4)$.

A perda de pressão ao longo da cobertura é determinada a partir do equilíbrio de forças sobre o volume de controle no coletor, Eq. (90). Onde o termo $2\pi R_c$ representa a área de contato total (coletor e superfície do solo) no coletor.

$$\Delta P_x 2\pi R_c h_c = \tau_w 2\pi R_c \quad (90)$$

Consequentemente, a perda de pressão no coletor é dada pela Eq. (91). Onde o termo U_x representa a velocidade média do ar na entrada, portanto, $U_x = \dot{m} / (\rho 2\pi R_c h_c)$.

$$\Delta P_x = f_x \frac{R_c}{h_c} \frac{1}{2} \rho U_x^2 \quad (91)$$

O fluxo horizontal experimenta aceleração e aquecimento num canal com a área da secção transversal variável de A_c .

$$dP = \frac{\rho U^2}{(1 - M^2)} \left(\frac{dA_c}{A_c} - \frac{q'' dA_r}{\dot{m} C_p T} \right) \quad (92)$$

Ao assumir que na horizontal q'' , C_p , ρ e T são aproximadamente constantes. O número Mach, M , torna-se desprezível e a Eq. (92) se reduz a:

$$\Delta P_{acc} = \frac{\dot{m}^2}{2\rho_{ae}} \left(\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right) - \frac{\dot{m} q''}{2\pi h_c^2 \rho_{ae} C_p T_{ae}} \ln \frac{R}{D_t/2} \quad (93)$$

Onde os subscritos 1 e 2 indicam entrada e saída, respectivamente. Esta equação mostra que a pressão aumenta, devido à adição de calor (segundo termo), e diminui devido ao fluxo de redução de área em direção ao centro do coletor (primeiro termo). Uma análise da ordem de grandeza revela que o primeiro termo é muito maior do que o segundo. Além disso, $A_1^2 \gg A_2^2$, portanto a Eq. (93) torna-se:

$$\Delta P_{acc} = \frac{\dot{m}^2}{\rho_{ae} \pi^2 D_t^4 / 8} \quad (94)$$

Portanto, $\Delta P = \Delta P_y + \Delta P_x + \Delta P_{acc}$ ou ainda, Eq. (95).

$$\rho \beta' g H_t \Delta T = f_y \frac{4H_t}{D_t} \frac{1}{2} \rho \left(\frac{\dot{m}}{\rho \pi D_t^2 / 4} \right)^2 + f_x \frac{R_c}{h_c} \frac{1}{2} \rho \left(\frac{\dot{m}}{\rho 2 \pi R_c h_c} \right)^2 + 2\rho \left(\frac{2\dot{m}}{\rho \pi D_t^2} \right)^2 \quad (95)$$

A Eq. (95) refere-se à vazão mássica necessária para que o excesso de temperatura na base do cilindro seja atingido. A segunda equação necessária para determinação de \dot{m} e ΔT refere-se a primeira lei da termodinâmica, Eq. (96).

$$q'' \pi R_c = \dot{m} C_p T \quad (96)$$

Para chaminés solares de grande porte, assume-se que D_t é consideravelmente menor do que o R_c (ou seja, $A_1^2 \gg A_2^2$), de modo que a área que serve como coletor solar é aproximadamente πR_c^2 , em vez de $\pi R_c^2 - \left(\frac{D_t}{2}\right)^2$. Portanto, para chaminés solares de grande porte a expressão da vazão mássica é apresentada na Eq. (97).

$$\dot{m} = \sqrt[3]{\frac{\rho^2 \beta' g q''_{conv,1} \pi^3 H_t R_c^2}{8 C p_{ao}}} \sqrt{\frac{4 F_y H_t}{D_t^5} + \frac{F_x}{R_c h_c^3} + \frac{1}{D_t^4}} \quad (97)$$

Porém, para chaminés solares de pequeno porte a área da seção transversal da chaminé não pode ser desprezada, uma vez que apresentam a mesma ordem de grandeza, portanto a expressão da vazão mássica para chaminés de pequeno porte é apresentada na Eq. (98).

$$\dot{m} = \sqrt[3]{\frac{\rho^2 \beta' g q''_{conv,1} \pi^3 H_t \left[R_c^2 - \left(\frac{D_t}{2}\right)^2 \right]}{8 C p_{ao}}} \sqrt{\frac{4 F_y H_t}{D_t^5} + \frac{F_x}{R_c h_c^3} + \frac{1}{D_t^4}} \quad (98)$$

O termo β' representa o coeficiente de expansão volumétrica para gases reais. Os termos F_x e F_y representam os fatores de atrito no coletor e na torre, respectivamente.

O coeficiente de expansão volumétrica β' para gases reais é dado por (BEJAN, 2004):

$$\beta' = -\frac{1}{\rho_{as}} \frac{\rho_{ae} - \rho_{as}}{T_{ae} - T_{as}} \quad (99)$$

O fator de atrito no coletor pode ser estimado por (KOONSRSISUK E OUTROS, 2010):

$$F_x = 0,046 Re_x^{-\frac{1}{5}} \quad 5000 < Re_x < 2 \times 10^5 \quad (100)$$

O fator de atrito de Darcy na torre por ser estimado pela Eq. (85) (KRÖGER E BURGER, 2004). Outro fator de atrito aplicável é o de Colebrook (1939) para escoamento turbulento completamente desenvolvido, Eq. (101).

$$\frac{1}{\sqrt{F_y}} = 1,5635 \ln\left(\frac{Re_x}{7}\right) \quad 4000 < Re_x < 10^7 \quad (101)$$

A temperatura de saída da chaminé, para a condição de torre isolada, é dada pela Eq. (102) (KOONSRSISUK E OUTROS, 2010):

$$T_{as} = \frac{q''_{conv,1}\pi}{\dot{m} C_p} \left[R_c^2 - \left(\frac{D_t}{2}\right)^2 \right] + T_{ae} \quad (102)$$

3.4 Métodos de otimização

Para melhor entendimento dos algoritmos de otimização faz-se necessário o conhecimento de alguns conceitos e definições utilizados na literatura. A seguir são listados termos usuais relacionados a qualquer problema de otimização (DANTAS, 2008):

- a) Variáveis de projeto são aquelas que se alteram durante o processo de otimização;
- b) Restrições são funções de igualdade ou desigualdade sobre as variáveis de projeto que descrevem situações de projeto consideradas não desejáveis;

- c) Espaço de busca é o conjunto, espaço ou região que compreende as soluções possíveis ou viáveis sobre as variáveis de projeto do problema a ser otimizado, sendo delimitado pelas funções de restrições;
- d) Função objetivo é a função de uma ou mais variáveis de projeto que se quer otimizar, minimizando-a ou maximizando-a;
- e) Ponto ótimo é o ponto formado pelas variáveis de projeto que extremizam a função objetivo e satisfazem as restrições;
- f) Valor ótimo é o valor da função objetivo no ponto ótimo.

Shewchuk (1994) afirma que não existe um único método que pode ser aplicado eficientemente para todos os problemas. O método escolhido para um caso particular depende das características da função objetivo, da natureza das restrições e do número de variáveis do problema. Por isso, o autor recomenda que mais de um método seja usado de forma comparativa.

De acordo com Secchi e Biscaia Jr. (2012), problemas de otimização que apresentam funções objetivo e/ou restrições complicadas podem apresentar grande dificuldades para obtenção da solução pelo uso de algumas técnicas de otimização. Dentre as complicações que podem dificultar a solução são: função objetivo e/ou restrições com descontinuidades ou com restrições não lineares, valores não únicos das variáveis de projeto para o valor ótimo da função objetivo, função objetivo apresentar pontos de ótimos locais e função objetivo e/ou restrições com pouca sensibilidade à variação das variáveis ou comportamento exponencial, configurando muita sensibilidade à variação das variáveis.

Nesta seção os métodos descritos se destacam dentre os vários métodos de otimização por serem amplamente utilizados, com sucesso, em problemas de difícil manipulação pelas técnicas convencionais e por estarem pré-programados no *Engineering Equation Solver* (EES[®]).

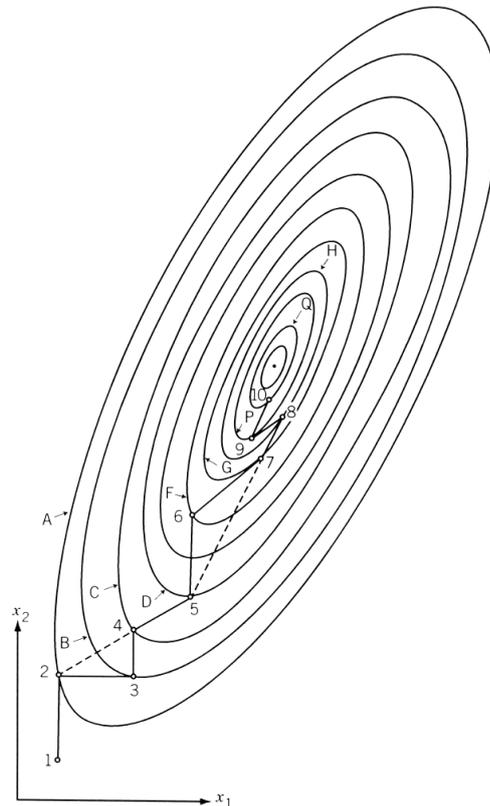
3.4.1 Método das direções conjugadas e Método da métrica variável

O Método das direções conjugadas (*Conjugate directions method*) também conhecido como Método Davidon-Fletcher-Powell e o Método da métrica variável (*Variable metric method*) também conhecido como Método Powell ou Método Quase-Newton são os métodos mais poderosos de minimização irrestrita, ambos os algoritmos foram propostos entre os anos de 1950 e 1970.

De acordo com Press e outros (1992) o objetivo do método da métrica variável não é diferente do objetivo do método das direções conjugadas que é acumular informações sucessivas de minimizações ou maximizações de linha, de modo que tais N minimizações ou maximizações da linha conduzam ao mínimo ou máximo exato de uma forma quadrática de N dimensões. Nesse caso, o método irá também ser quadraticamente convergente para funções suaves gerais. Ambos os métodos exigem que seja possível calcular o gradiente da função ou as primeiras derivadas parciais em pontos arbitrários.

A abordagem da métrica variável difere das direções conjugadas na maneira que ele armazena e atualiza as informações acumuladas. Os métodos da métrica variável são limitados pela exigência computacional de armazenamento envolvido na manutenção da variável que armazena os valores ótimos. Por outro lado, os métodos das direções conjugadas tem a vantagem de gerar as instruções de pesquisa direta, evitando a necessidade de armazenar e atualizar a variável que armazena os valores ótimos (OREN, 1978). Em geral esta diferença representa uma desvantagem trivial. Portanto, não há qualquer vantagem esmagadora do método da métrica variável sobre o método das direções conjugadas, exceto o armazenamento do histórico, embora o método da métrica variável apresente maior número de usuários satisfeitos (PRESS E OUTROS, 1992).

Figura 14 – Desenho esquemático de funcionamento dos métodos de otimização



Fonte: Rao (2009)

A ideia básica destes métodos está ilustrada graficamente em função de duas variáveis na Figura 14. Nesta figura, a função é minimizada a primeira vez ao longo de cada uma das direções de coordenadas a partir da segunda direção de coordenadas e, em seguida, na direção do padrão correspondente. Isso leva ao ponto 5. Para o próximo ciclo de minimização, descarta-se uma das direções de coordenadas (a direção x_1 no presente caso), em favor da direção do padrão. Assim, ao longo de minimizar u_2 e S_1 e obter o ponto 7. Então, é gerada uma nova direção padrão S_2 , como mostrado na figura. Para o próximo ciclo de minimização, descartamos uma das direções de coordenadas utilizadas anteriormente (a direção x_2 neste caso) em favor da direção padrão recém-gerada. Depois, a partir do ponto 8, minimizam-se juntamente as direções S_1 e S_2 , obtendo assim os pontos 9 e 10, respectivamente. Para o próximo ciclo de minimização, nenhuma direção é descartada, assim reinicia-se todo o procedimento, minimizando ao longo da direção x_2 . Este procedimento é continuado até que o ponto mínimo desejado é encontrado (RAO, 2009).

Durante as últimas décadas estes métodos foram melhorados e vários pacotes de programas foram elaborados. Mas, apesar de grandes esforços e conquistas, a eficiência desses algoritmos, por vezes, não é suficiente. Principalmente quando o cálculo da função objetivo e/ou a sua inclinação é muito demorado (MANEVICH E BOUDINOV, 2005).

4 METODOLOGIA

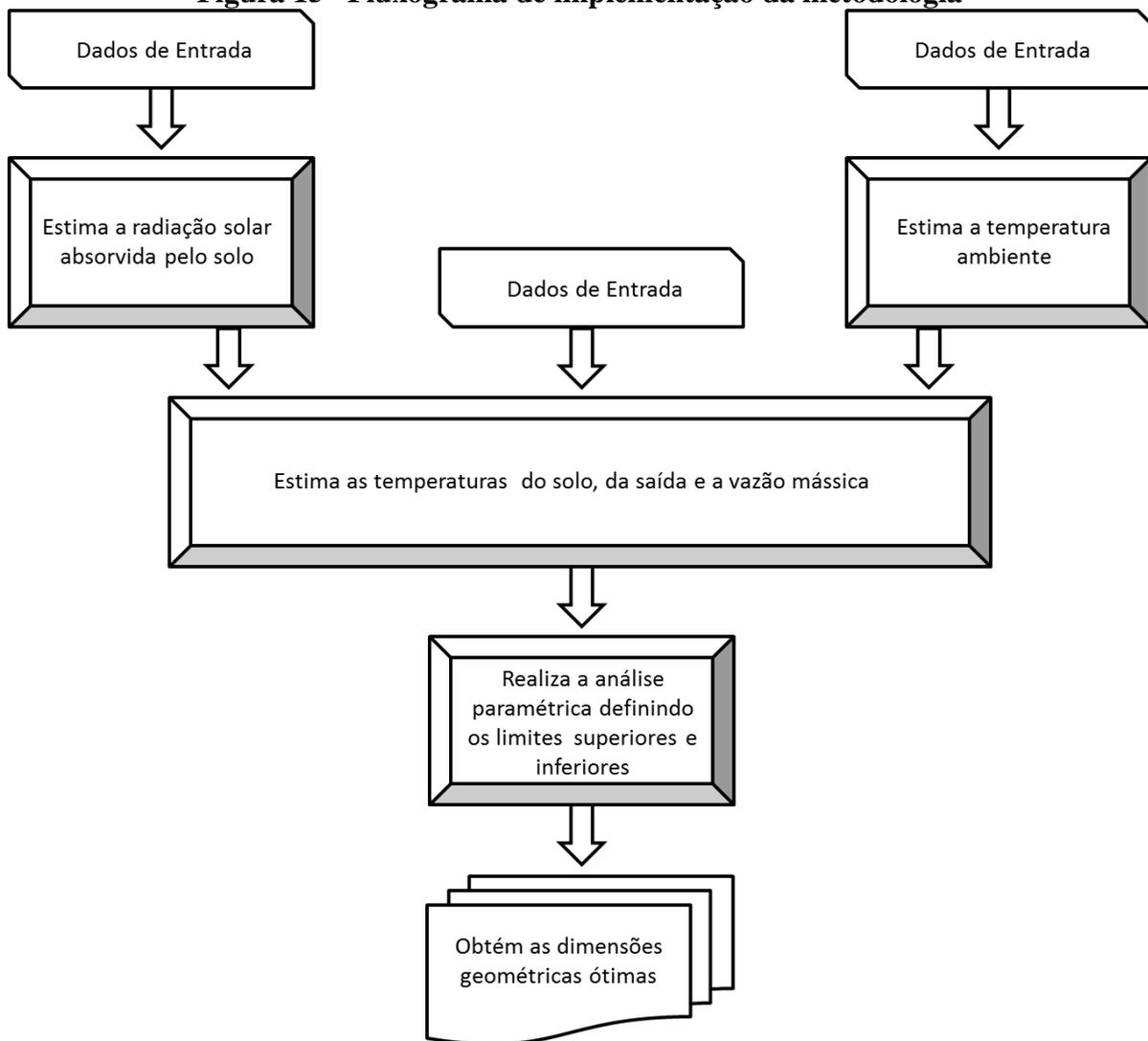
A metodologia utilizada neste trabalho abrange os seguintes procedimentos:

- a) Realização da análise energética e exergética a partir de dados experimentais obtidos por Ferreira (2004) e Maia (2005), já que esta análise conjunta permite a avaliação da máxima energia que pode ser extraída de um sistema de maneira a auxiliar no projeto de chaminés solares de pequenas dimensões mais eficientes;
- b) Implementação de modelos referentes à modelagem da radiação solar horária para a cidade de Belo Horizonte para o período de um ano, sendo duas correlações avaliadas: as correlações de Erbs (1982) e de Collares-Pereira e Rabl (1979);
- c) Implementação de modelos referentes à modelagem da temperatura ambiente horária para a cidade de Belo Horizonte para o período de um ano, sendo dois modelos avaliados: o modelo de Meteonorm (2013) e de Lorenzo (1994);
- d) Implementação de um modelo para descrição do escoamento de ar no interior da chaminé solar através da determinação da vazão mássica e das temperaturas em função dos parâmetros geométricos, considerando as características meteorológicas no local geográfico de funcionamento do sistema, utilizando os modelos que mais se adequaram para a temperatura ambiente e radiação solar;
- e) Realização de uma análise paramétrica dos parâmetros geométricos a serem otimizados, para a determinação das restrições de cada parâmetro. Tendo como referência a geometria padrão, utilizada nos ensaios experimentais, os parâmetros foram avaliados separadamente para que fosse possível avaliar sua influência sobre as condições do escoamento e sobre suas eficiências. A realização da análise paramétrica torna possível estabelecer a melhor função objetivo, as variáveis de decisão e as restrições do problema;
- f) Otimização dos parâmetros geométricos (diâmetro do coletor, altura do coletor em relação ao solo, diâmetro da torre e altura da torre) tendo como função objetivo a maximização da eficiência exergética média anual. As restrições para a otimização foram obtidas através da análise paramétrica descrita anteriormente.

Na Figura 15 é apresentado um fluxograma simplificado da metodologia utilizada neste trabalho. Nos itens posteriores serão descritos os dados de entrada relativos a cada rotina computacional utilizada. Primeiramente são calculadas as condições ambientais, radiação

solar e temperatura ambiente. Posteriormente são calculadas as temperaturas do solo, da saída, a vazão mássica, as eficiências energéticas e exergéticas horárias. Na análise paramétrica são avaliados cada parâmetro separadamente avaliando sua influência sobre as condições médias do escoamento e sobre as eficiências. Com base nestes resultados é realizada a otimização onde são obtidos os parâmetros geométricos que proporcionam a maximização da eficiência exergética média anual. Para melhor compreensão consulte o Apêndice A.

Figura 15 – Fluxograma de implementação da metodologia



Fonte: Elaborado pela autora

4.1 Análise energética e exergética

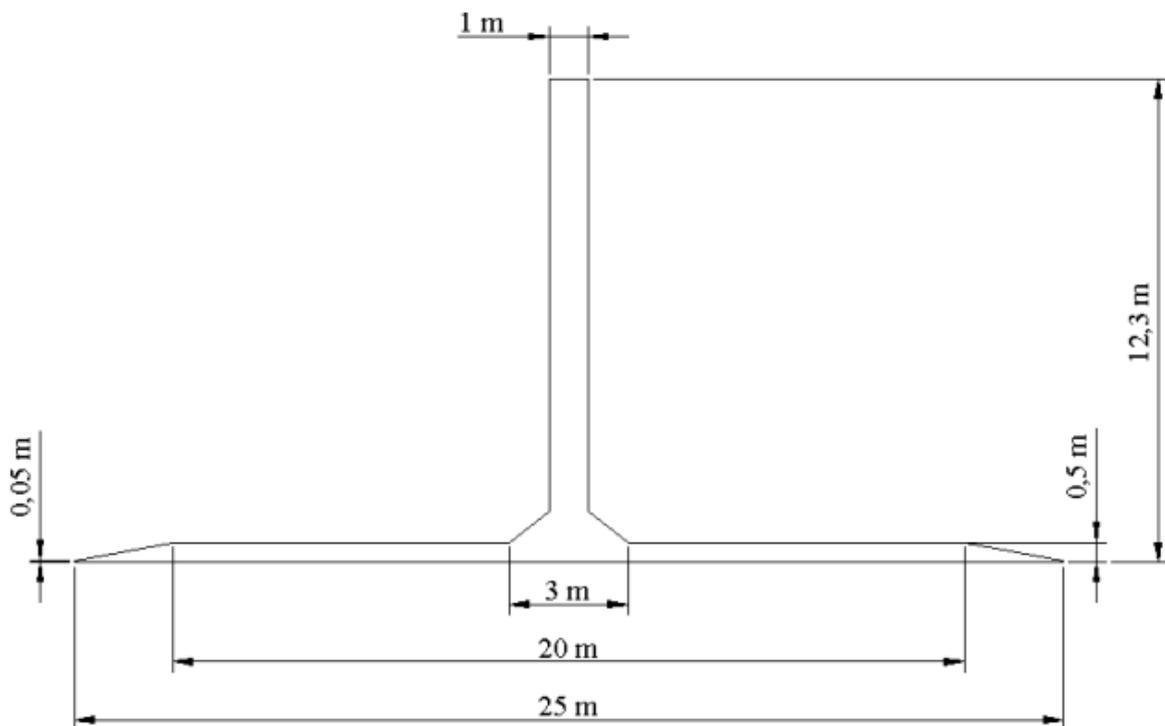
As análises energética e exergética foram realizadas a partir de dados experimentais obtidos na literatura para quatro dias de ensaios para a chaminé solar (FERREIRA, 2004;

MAIA, 2005). Os ensaios experimentais foram realizados na cidade de Belo Horizonte (latitude de 19,93°S) durante o mês de maio (outono). Como foi dito anteriormente, o estado de referência (estado morto) é arbitrário. Neste trabalho, foram selecionadas duas temperaturas de referência para o estado morto. O primeiro estado morto apresenta um valor fixo de temperatura ambiente. A temperatura escolhida foi o valor mínimo da temperatura ambiente obtida durante os testes, que variou de 8,4°C a 27,3°C. O segundo estado morto apresenta temperatura variável, definida como a temperatura ambiente instantânea.

Neste trabalho foram utilizados dados experimentais de um protótipo de chaminé solar construído no Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG. Os dados e as especificações contidas neste capítulo foram embasados nos trabalhos de Ferreira (2004) e Maia (2005).

A chaminé do protótipo possui 12,3 m de altura e 1 m de diâmetro e o coletor possui 25 m de diâmetro e sua altura em relação ao solo varia de 0,05 m, na entrada, a 0,5 m de altura no restante do coletor, como mostrado esquematicamente na Figura 16.

Figura 16 –Esquema do protótipo



Fonte: Maia (2005)

A torre do foi fabricada em madeira freijó, sendo subdivida em 5 módulos, de 2,2 m de altura cada, unidos por flanges aparafusadas. O interior da torre foi revestido com tecido de fibra de vidro e o seu exterior com manta de fibra de vidro, garantindo uma superfície mais

lisa e adiabática, além de maior resistência à estrutura. A torre é mantida a 1,3 m do solo por um sistema de 6 tubos de aço fixados no solo. Além disso, um sistema de 3 cabos de aço impede que a torre se movimente na direção dos ventos atuantes sobre a estrutura. O coletor solar ocupa uma área de aproximadamente 500 m², por isso, a cobertura foi dividida em polígonos de filme plástico termodifusor transparente fabricado pela Nortène, fixados em tábuas de madeira e apoiados em colunas de aço. O solo sob a cobertura foi pintado com tinta negra para aumentar a taxa de absorção de radiação solar, Figura 17.

Figura 17 –Foto do protótipo experimental



Fonte: Maia (2005)

Para a determinação dos parâmetros do escoamento no interior do dispositivo foram necessários sensores para a medição de velocidade, temperatura, umidade e radiação solar. Os sinais provenientes dos sensores foram lidos por uma unidade de aquisição de dados e transmitidos para um computador, onde foram tratados através de um software.

Para a medição das temperaturas ambiente e do escoamento de ar foram utilizados termopares tipo K. O monitoramento da radiação solar incidente dentro e fora da chaminé solar foi realizado com piranômetros da marca Eppley Black and White modelo 8-48. A medição da velocidade foi realizada com anemômetros de palheta da marca Homis. As umidades relativas do ambiente e do escoamento foram avaliadas através de psicrômetros capacitivos. Os sensores foram conectados a módulos ADAM-4018 responsáveis por fazer a

conversão analógico/digital e enviar ao computador o sinal no formato ASCII, através de uma interface serial RS-485. Estes dados foram processados no computador através de um software (MAIA, 2005).

Na Tabela 2 são apresentadas as incertezas de leitura dos instrumentos de medição utilizados para um nível de confiabilidade de 95%.

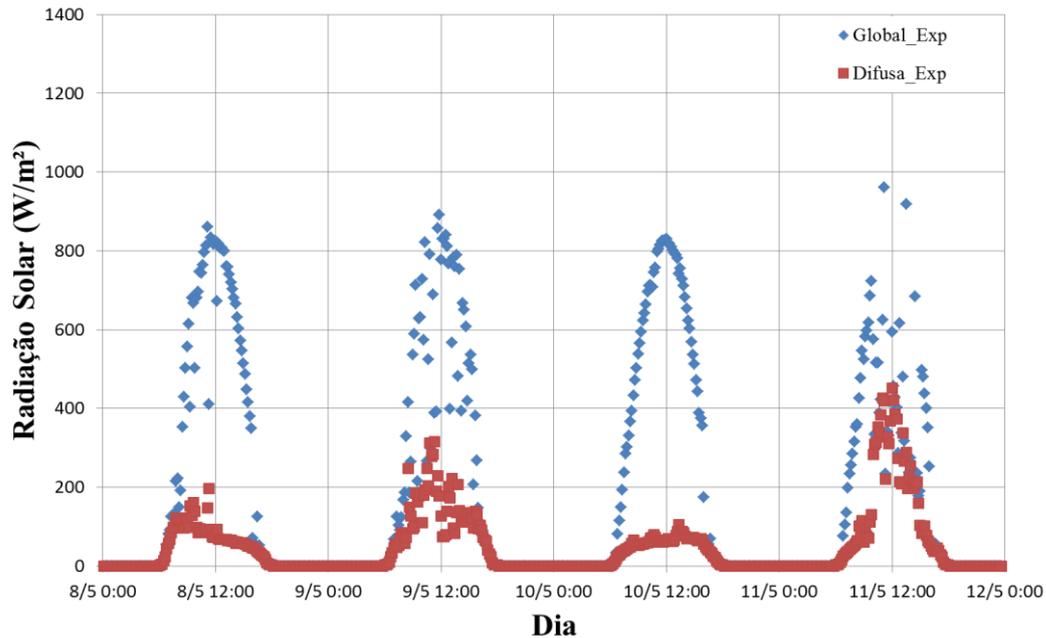
Tabela 2 – Incertezas dos instrumentos de medição

Instrumento	Modelo	Incerteza máxima
Termopar	K	1,4 K
Piranômetro	8-48	5,1%
Anemômetro	Palheta	6,6%
Psicrômetro	Capacitivos	5,8%

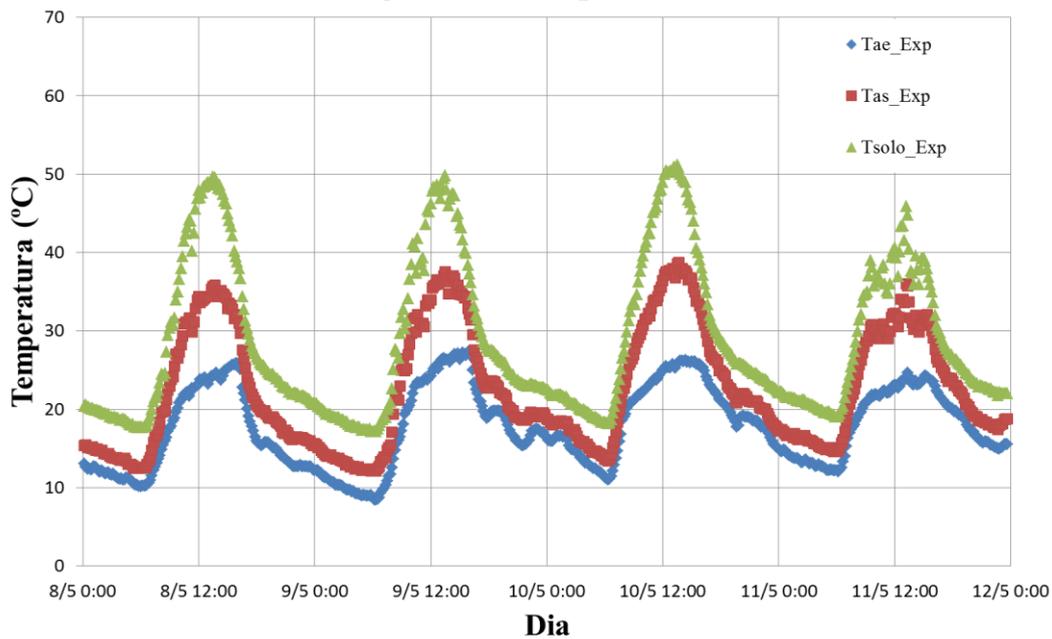
Fonte: Adaptado de Maia (2005)

Os dados experimentais apresentados neste trabalho foram obtidos a partir de dados de Ferreira (2004) e Maia (2005). Na Figura 18 estão apresentadas as componentes global e difusa da radiação solar medidas durante os quatro dias de testes. Os valores do índice médio de transparência atmosférica foram determinados para cada dia, sendo os valores obtidos de 0,68, 0,63, 0,72 e 0,53, respectivamente, para o primeiro, segundo, terceiro e quarto dia de testes. Os maiores índices de transparência atmosférica correspondem à menor incidência da radiação difusa. Observa-se também que os maiores valores da radiação solar ocorrem próximos ao meio dia.

A Figura 19 apresenta as temperaturas de entrada e de saída do escoamento de ar e a temperatura do solo para os quatro dias de ensaio. Durante os testes a temperatura ambiente variou entre $(8,4 \pm 1,4)^\circ\text{C}$ e $(27,3 \pm 1,4)^\circ\text{C}$. Como esperado, a temperatura e radiação solar total apresentam comportamentos semelhantes. Temperaturas mais altas são observadas para maiores índices de transparência atmosférica. Também pode ser visto que a chaminé solar é capaz de operar à noite, ou seja, é capaz de produzir escoamento durante o período noturno. Durante o dia, quando há incidência de radiação solar, a temperatura da superfície do solo é maior do que a temperatura das camadas mais profundas. Portanto, o calor é conduzido a partir da superfície para as camadas mais profundas do solo e armazenado em forma de energia térmica. Durante a noite, a temperatura da superfície do solo diminui, tornando-se menor do que as temperaturas das camadas mais profundas, com isso o fluxo de calor tem sentido oposto.

Figura 18 – Radiação solar

Fonte: Adaptado de Maia (2005)

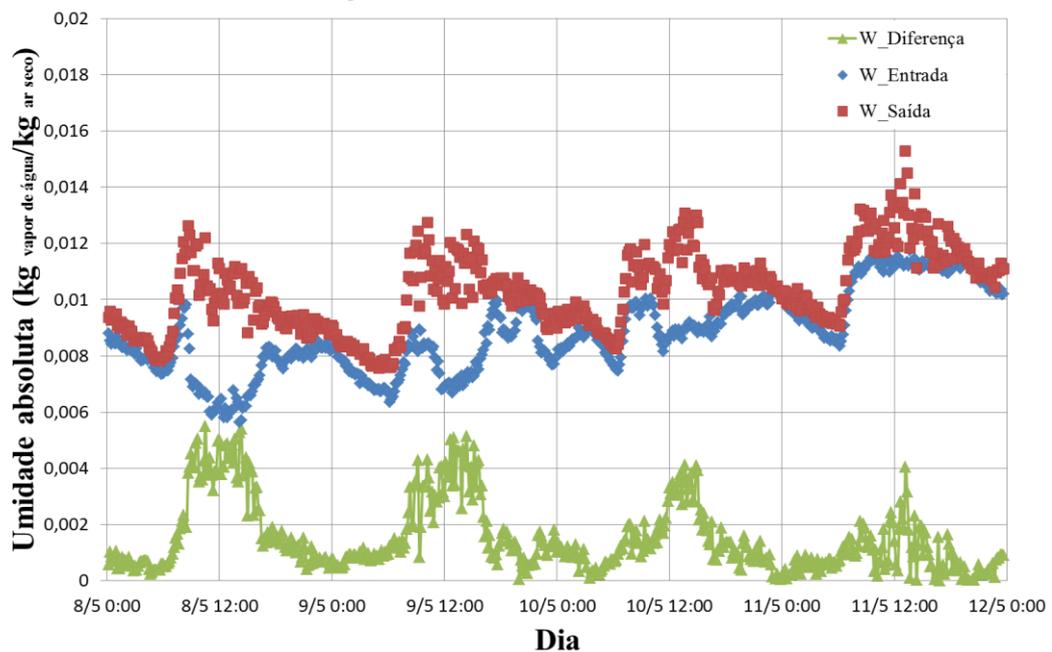
Figura 19 – Temperatura

Fonte: Adaptado de Maia (2005)

A Figura 20 apresenta as umidades absolutas do ar na entrada e na saída da chaminé solar. Pode ser visto que a umidade na saída é maior do que a umidade de entrada. Como o solo do protótipo não foi selado, esta diferença pode ser explicada pela remoção de água do solo pelo escoamento de ar. Durante o dia, quando a temperatura ambiente é mais elevada, há a diminuição da umidade absoluta na entrada. Uma vez que o ar introduzido no dispositivo

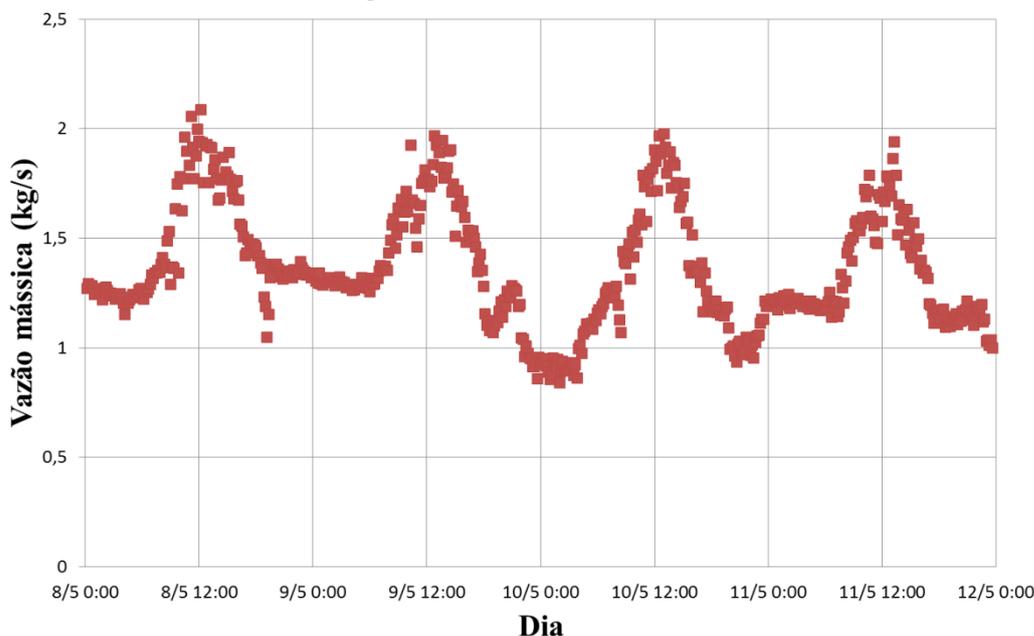
possui menor umidade absoluta, é mais fácil remover a água do solo. À noite, o comportamento oposto foi observado. Em um processo de secagem, o parâmetro mais importante da eficiência de secagem é a diferença entre as umidades relativas do escoamento de ar e os produtos a serem secos. Quando ocorre o aumento da fonte de energia solar, ocorre o aumento da temperatura do escoamento de ar, o que reduz a umidade relativa do ar, melhorando as características de secagem.

Figura 20 – Umidade absoluta



Fonte: Adaptado de Maia (2005)

O escoamento de ar é produzido por forças de empuxo que resultam do gradiente de temperatura no interior do coletor. Portanto, a velocidade depende da diferença de temperatura entre o solo e o escoamento de ar, que depende da radiação solar incidente. A Figura 21 apresenta a vazão mássica durante todo o teste. Valores mais elevados foram obtidos para valores de radiação solar e temperatura mais elevados, mas também existe um escoamento de ar durante a noite, devido à diferença de temperatura entre o solo e o escoamento observada na Figura 20. A velocidade média do escoamento na torre variou entre 1,1 m/s e 2,7 m/s, o que corresponde a números de Reynolds na torre da ordem de 10^5 , indicando que o escoamento é turbulento.

Figura 21 – Vazão mássica

Fonte: Adaptado de Maia (2005)

4.2 Modelagem da radiação solar

Para a determinação das condições do escoamento e da temperatura ambiente foi necessário estimar a radiação solar para a cidade de Belo Horizonte. A estimativa da radiação solar horária foi realizada para os 365 dias do ano. A modelagem matemática baseou-se principalmente em Duffie e Beckman (2006).

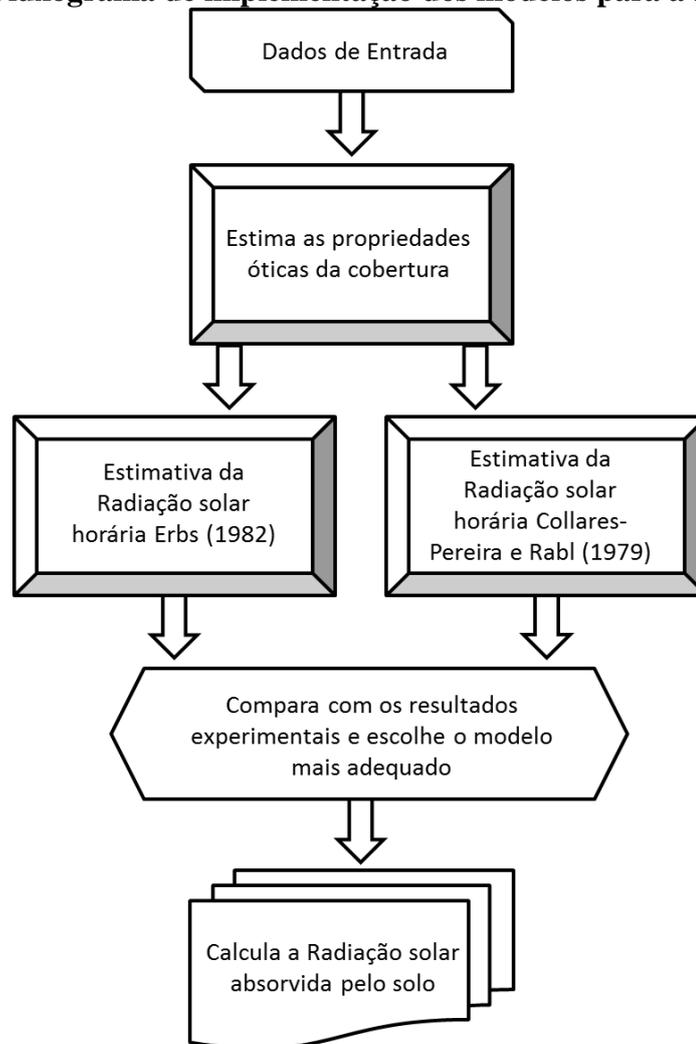
Na Figura 22 é apresentado um fluxograma da implementação da modelagem matemática da estimativa da radiação solar através das correlações de Erbs (1982) e de Collares-Pereira e Rabl (1979).

Os dados de entrada para a estimativa da radiação solar foram: o dia do ano, variando entre 1 e 365, a inclinação do coletor ($\beta=0^\circ$), a latitude da localidade ($\phi =19,93^\circ\text{S}$), a hora em que a radiação está sendo calculada, o coeficiente de extinção do coletor e a espessura do filme plástico do coletor.

Como apresentado no fluxograma da Figura 22 primeiramente foram calculadas as propriedades óticas do coletor, posteriormente foi calculada a radiação solar diária. Para calcular a radiação solar difusa horária foram testadas duas correlações, a correlação de Erbs (1982) e de Collares-Pereira e Rabl (1979). É importante ressaltar que como não foram encontrados na literatura dados do índice de transparência atmosférica diário para a cidade de

Belo Horizonte, foi necessário utilizar o índice de transparência atmosférico médio mensal como diário. Esta aproximação foi baseada nos trabalhos realizados por Moreira (2009) e Guimarães (1995), sendo os índices de transparência atmosféricos médios mensais para a cidade de Belo Horizonte apresentados na Tabela 3.

Figura 22 – Fluxograma de implementação dos modelos para a radiação solar



Fonte: Elaborado pela autora

Os modelos matemáticos foram programados no software *Engineering Equation Solver* (EES®), obtendo-se os resultados para o intervalo de uma hora para os 365 dias do ano. Os resultados obtidos para os dois modelos foram comparados com os dados do ano padrão disponibilizados pelo projeto SWERA e dados obtidos experimentalmente por Ferreira (2004) e Maia (2005) para o período de Maio e Outubro. O modelo que apresentou os melhores resultados foi utilizado para o cálculo da radiação solar absorvida pelo solo.

Tabela 3 – Índice de transparência atmosférica médio mensal para Belo Horizonte

Mês	$\overline{K_T}$
Janeiro	0,46
Fevereiro	0,45
Março	0,51
Abril	0,53
Maio	0,55
Junho	0,60
Julho	0,64
Agosto	0,53
Setembro	0,48
Outubro	0,50
Novembro	0,45
Dezembro	0,41

Fonte: Guimarães (1995)

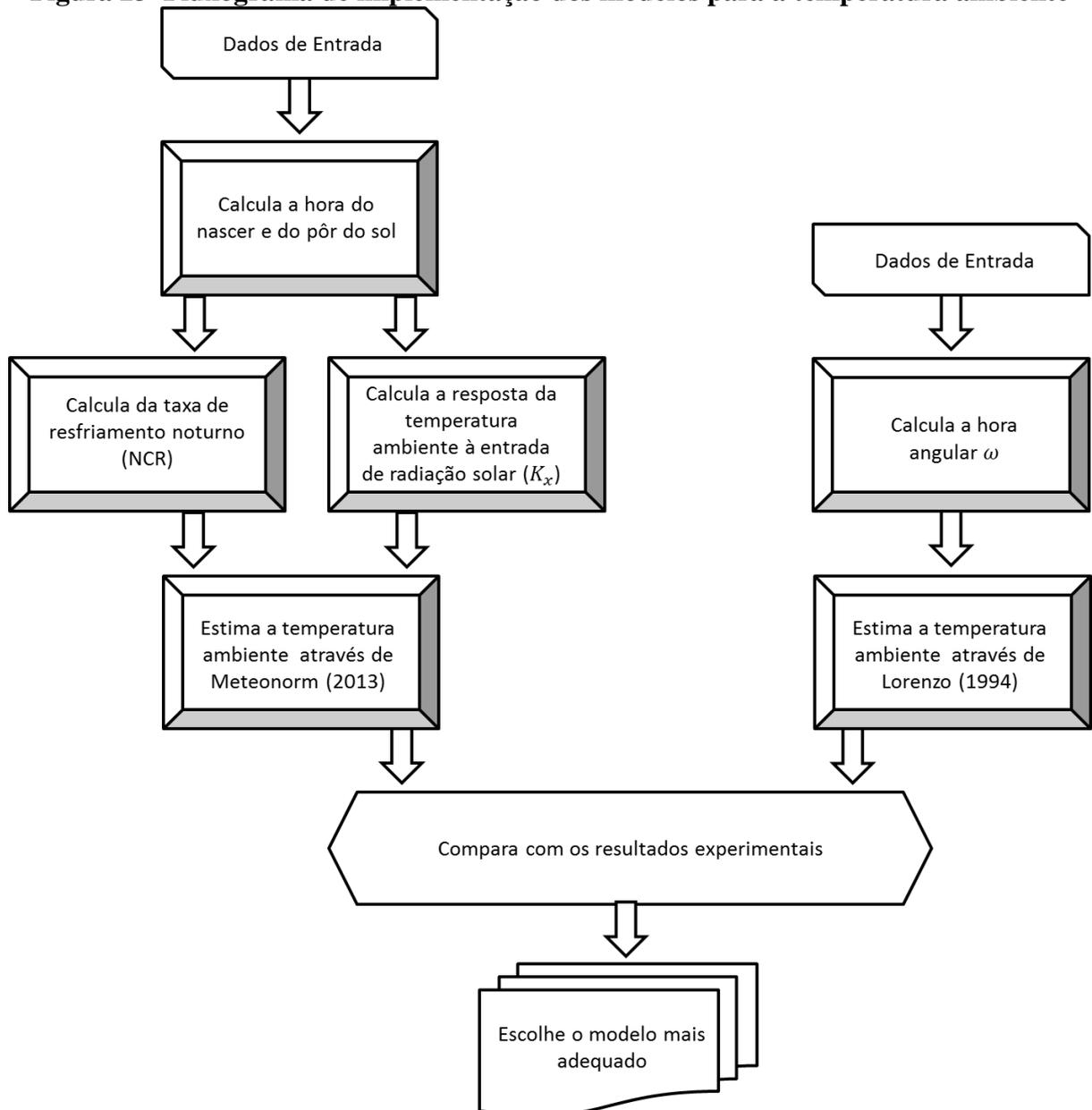
4.3 Modelagem da temperatura do ar ambiente externo

As condições do escoamento são diretamente influenciadas pela radiação e pela temperatura ambiente, por isso, fez-se necessária a determinação da temperatura ambiente para a cidade de Belo Horizonte. A estimativa da temperatura ambiente horária foi realizada para os 365 dias do ano. Para estimativa da temperatura ambiente foram utilizados dois modelos: o modelo de Meteonorm (2013) e de Lorenzo (1994).

No fluxograma apresentado na Figura 23 pode ser vista a metodologia adotada para a implementação dos dois modelos para a estimativa da temperatura ambiente.

Para o modelo de Meteonorm (2013) foram utilizados como dados de entrada a latitude de Belo Horizonte, o dia do ano, a hora em que a temperatura será calculada, a temperatura máxima diária, a temperatura mínima diária, a temperatura do nascer e do pôr do sol, assim como a temperatura mínima diária do dia posterior ao dia em análise. Com base nestes dados foram calculadas as horas do nascer e do pôr do sol para os 365 dias do ano. Posteriormente foram calculados dois índices que definem o comportamento da temperatura ambiente ao longo do dia, a taxa de resfriamento noturno (NCR) e a resposta da temperatura a entrada de radiação solar (K_x). Com isso foi possível estimar a temperatura ambiente para os cinco intervalos do dia tal como proposto pelo modelo de Meteonorm (2013).

Figura 23–Fluxograma de implementação dos modelos para a temperatura ambiente



Fonte: Elaborado pela autora

O modelo de Lorenzo (1994) utiliza como dados de entrada as temperaturas máximas e mínimas diárias e a hora em que a análise está sendo realizada. Posteriormente foi calculada a hora angular (ω), já que o modelo estima a temperatura ambiente utilizando como referência este parâmetro, posteriormente a temperatura ambiente pode ser estimada para os três intervalos do dia tal como proposto pelo modelo de Lorenzo (1994).

É importante ressaltar que os dados de entrada utilizados neste trabalho foram obtidos a partir do Sistema Internacional de Dados Ambientais (SINDA), sendo que estes estão apresentados no Apêndice B deste trabalho.

Os modelos matemáticos foram programados no software EES® obtendo-se os resultados para o intervalo de uma hora para os 365 dias do ano. Os resultados obtidos para os dois modelos foram comparados com os dados do ano padrão disponibilizados pelo projeto SWERA, foram comparados também com os dados obtidos experimentalmente por Ferreira (2004) e Maia (2005) para o período de Maio e Outubro e com os dados experimentais do SINDA. O modelo que apresentou os melhores resultados foi utilizado para calcular os parâmetros do escoamento, tais como, temperatura do solo, temperatura do escoamento na saída e vazão mássica.

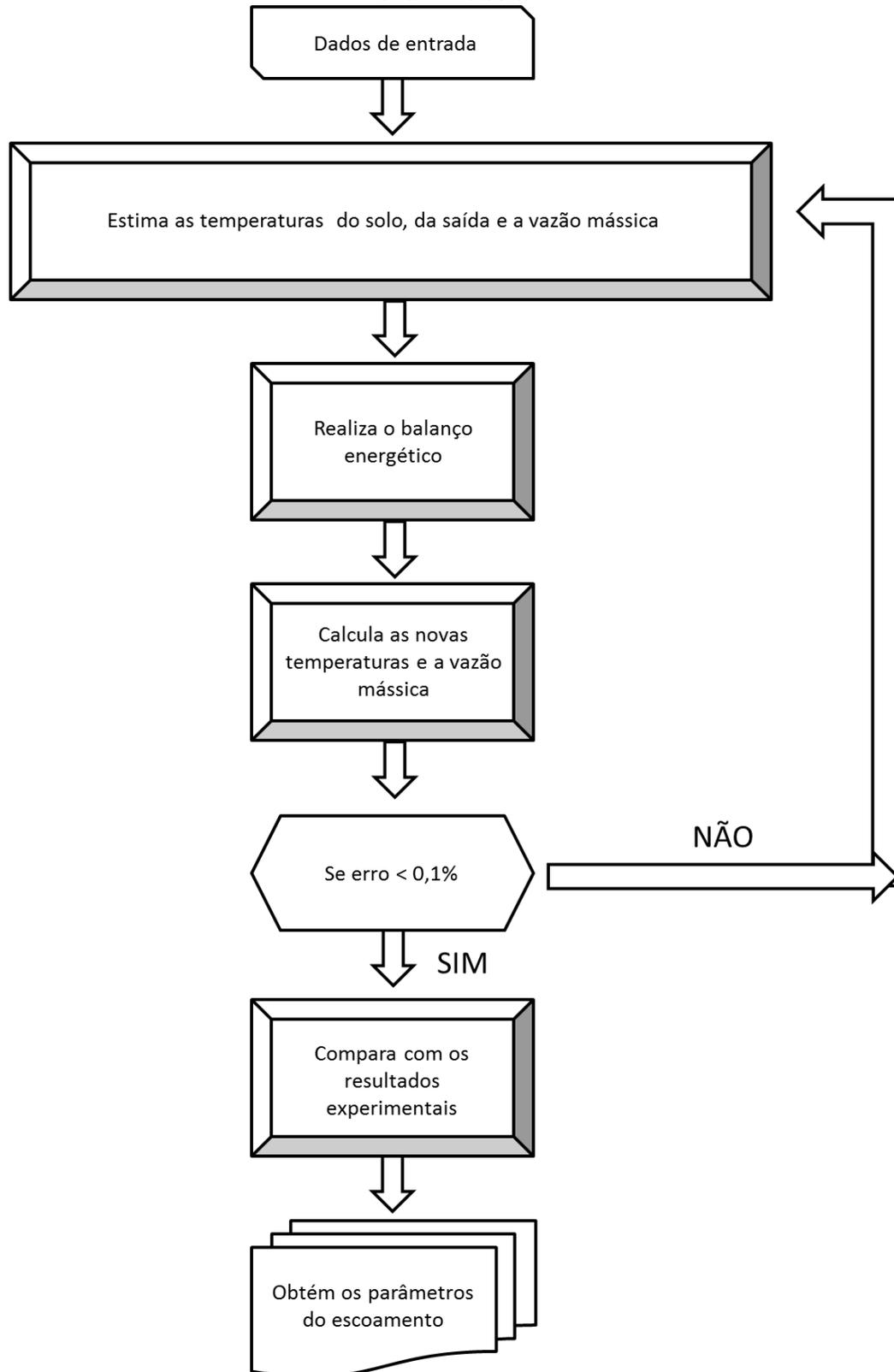
4.4 Modelagem do escoamento no interior da chaminé solar

Para a determinação das condições do escoamento foram utilizados os modelos de radiação solar e temperatura ambiente que apresentaram melhores resultados. A modelagem do escoamento foi realizada para cada hora dos 365 dias do ano. Na Figura 24 é apresentado um fluxograma da implementação da modelagem do escoamento.

Como dados de entrada foram utilizados os modelos que mais se adequaram para as condições ambientais, o modelo de Collares- Pereira e Rabl (1979) para a radiação solar e modelo de Meteonorm (2013) para a temperatura ambiente. Os demais dados utilizados como dados de entrada para a modelagem dos parâmetros do escoamento foram às dimensões geométricas do protótipo experimental, além das propriedades do solo e do filme plástico do coletor. Outros parâmetros ambientais importantes na análise que não puderam ser modelados foram considerados como dados de entrada uma vez que estão disponíveis no ano padrão, sendo eles, a umidade ambiente, a velocidade do vento e a pressão atmosférica.

Com foco na otimização os parâmetros do escoamento foram modelados em função dos parâmetros geométricos a serem otimizados (diâmetro do coletor, diâmetro da torre, altura do coletor e altura da torre). A temperatura de saída do escoamento foi determinada em função de dois parâmetros geométricos, o raio do coletor e o diâmetro da torre. A vazão mássica foi determinada em função do raio do coletor, do diâmetro da torre, da altura da torre e da altura do coletor em relação ao solo.

Figura 24 – Fluxograma de implementação da modelagem do escoamento no interior da chaminé solar



Fonte: Elaborado pela autora

Como apresentado na Figura 24, primeiramente as temperaturas do solo, as temperaturas de saída e a vazão mássica foram estimados, posteriormente é realizado o

balanço energético e as novas temperaturas do solo, de saída e vazão mássica são calculadas. Quando as diferenças entre os dados calculados e estimados forem menores que 0,1% o programa atinge convergência e os resultados para as temperaturas do solo, de saída do escoamento e da vazão mássica para cada hora do dia nos 365 dias do ano.

Os resultados foram comparados com os dados obtidos experimentalmente por Ferreira (2004) e Maia (2005) para o período de Maio e Outubro. A modelagem do escoamento também foi realizada através do software EES®.

4.5 Análise paramétrica e otimização

Para compreender a influência dos parâmetros geométricos da chaminé solar sobre as eficiências exérgica e energética e sobre as propriedades do escoamento (temperatura de saída, temperatura do solo e vazão mássica) foi realizada a análise paramétrica.

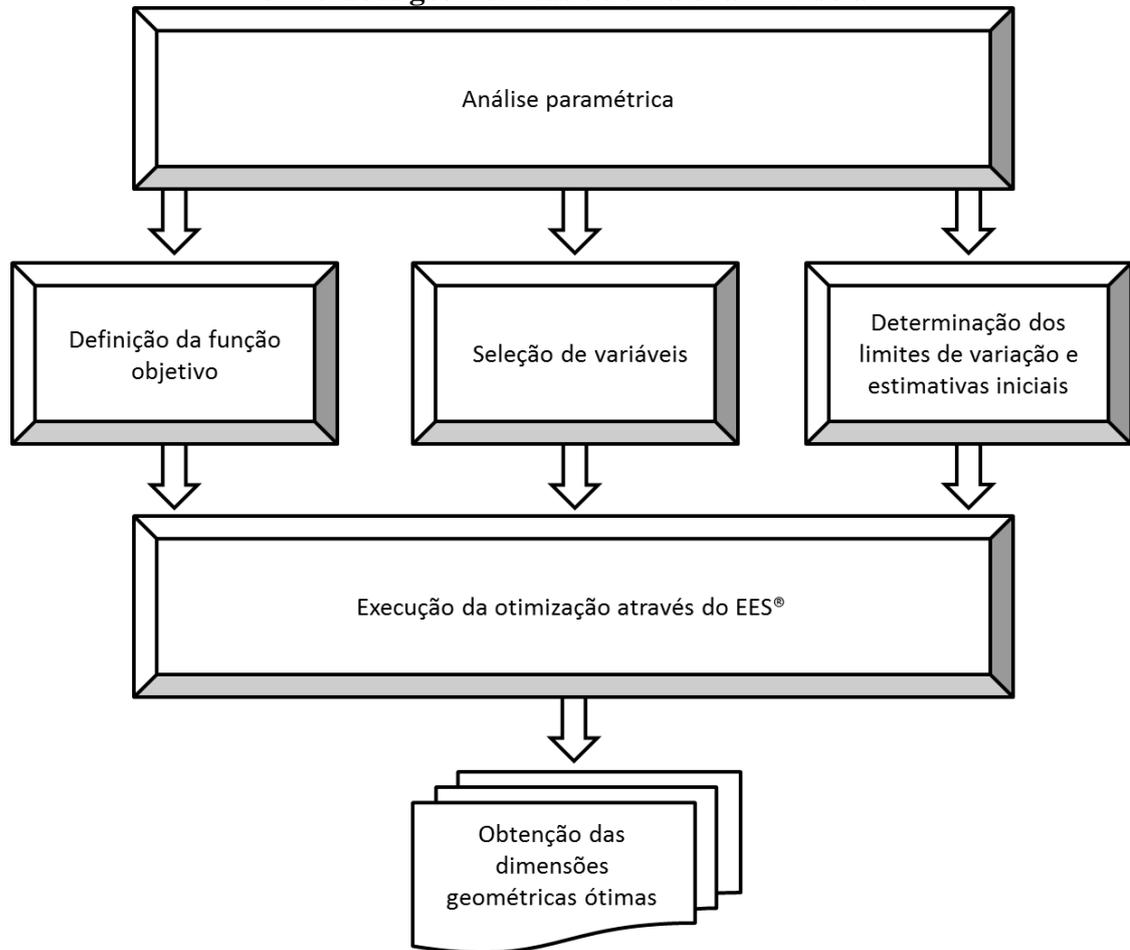
As condições ambientais calculadas foram utilizadas como dados de entrada para a análise que foi realizada para cada hora dos 365 dias do ano. A geometria padrão foi utilizada como referência e cada variável foi incrementada isoladamente para avaliar o seu impacto sobre a eficiência energética e exérgica.

Através desta análise foi possível determinar a função objetivo, já que eram cogitadas a eficiência energética, exérgica ou ambas. Posteriormente foi possível selecionar as variáveis de projeto. As restrições obtidas na análise paramétrica configuraram os limites superiores e inferiores da otimização. A Figura 25 apresenta o fluxograma representativo da análise paramétrica e otimização.

A análise paramétrica mostrou pouca influência dos parâmetros geométricos sobre a eficiência energética. Por isso optou-se por utilizar apenas a eficiência exérgica como função objetivo a ser maximizada. Como a intenção foi obter dimensões ótimas que proporcionassem a maior eficiência exérgica média anual, os resultados da análise paramétrica são apresentados em médias anuais, Figura 26.

Como dados de entrada para os algoritmos de otimização foram utilizadas as condições ambientais, a função objetivo, as variáveis geométricas e seus limites de variações que foram selecionados e determinados a partir da análise paramétrica.

Figura 25 – Fluxograma de implementação da análise paramétrica e da otimização das dimensões geométricas de uma chaminé solar



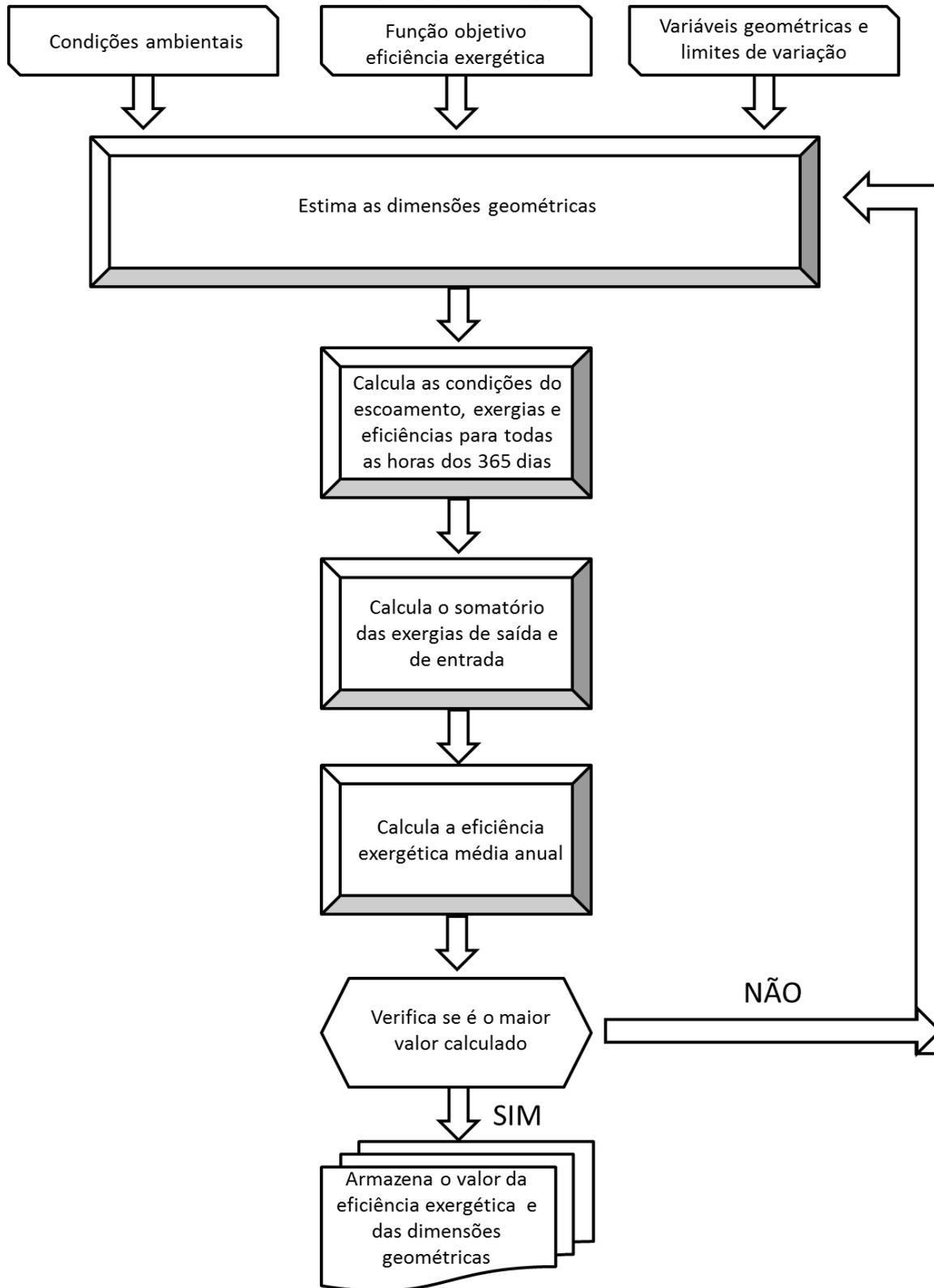
Fonte: Elaborado pela autora

Para a otimização da eficiência exergética em função dos parâmetros geométricos foram utilizados dois métodos de otimização: o método das direções conjugadas e o método da métrica variável.

A eficiência exergética média anual foi escolhida como função objetivo a ser maximizada e as variáveis de decisão escolhidas foram os quatro parâmetros geométricos principais em uma chaminé solar: o diâmetro do coletor e sua altura em relação ao solo, o diâmetro da torre e sua altura. Foram utilizados como restrições do problema os resultados obtidos através da análise paramétrica, Tabela 4.

Um dos resultados obtidos pela análise paramétrica foi a escolha da função objetivo já que a priori a intenção era otimizar a eficiência energética e exergética. Todavia, a eficiência energética se mostrou pouco influenciada pelos parâmetros geométricos. A escolha dos métodos de otimização utilizada se deveu ao fato de já estarem pré-programados no EES®.

Figura 26 – Fluxograma de implementação da otimização das dimensões geométricas de uma chaminé solar



Fonte: Elaborado pela autora

Tabela 4 –Dados de otimização

Função objetivo	Variáveis de decisão	Restrições
$\bar{\varepsilon}_{annual}$	Dc	$10 < Dc < 100$
	Hc	$0,1 < Hc < 1,0$
	Dt	$0,8 < Dt < 1,8$
	Ht	$5,0 < Ht < 50$

Fonte: Elaborado pela autora

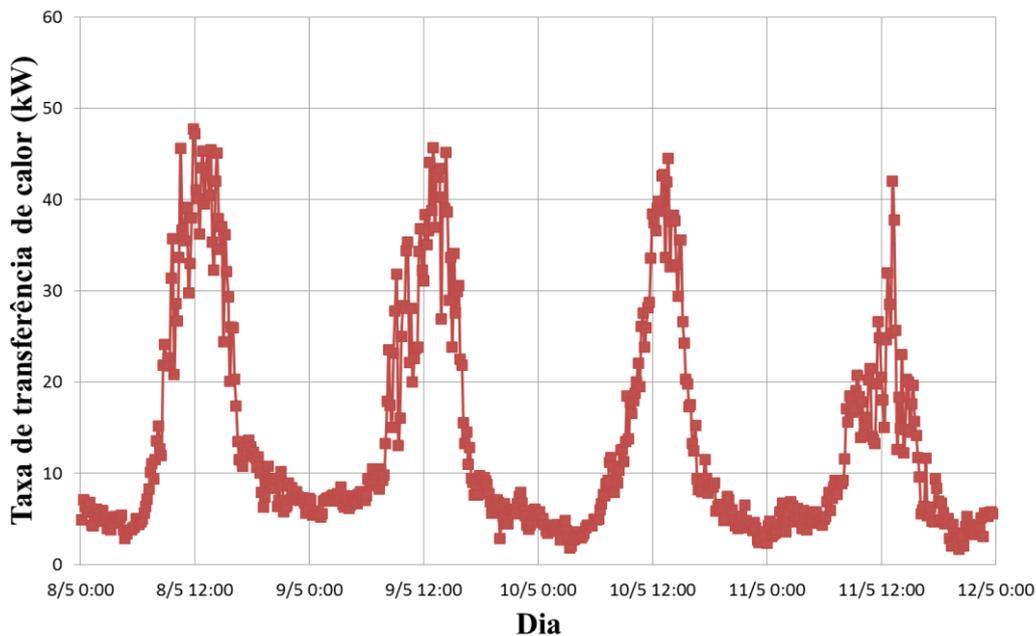
5 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos para as análises energética e exérgica, a comparação e a validação dos modelos para a radiação solar e para a temperatura ambiente, a análise paramétrica das variáveis de otimização e os resultados das otimizações.

5.1 Análise energética e exérgica

A partir dos dados obtidos por Maia (2005) e Ferreira (2004) para o período de 8 a 12 de Maio. Baseada na metodologia e dados apresentados nas Figuras de 18 a 21 tendo como referência a modelagem matemática apresentada os seguintes resultados são obtidos para a análise energética e exérgica do escoamento de ar no interior da chaminé solar. É importante ressaltar que a análise apresentada se refere a análise a vazio, ou seja, sem produtos para a secagem.

Figura 27 – Taxa de transferência de calor

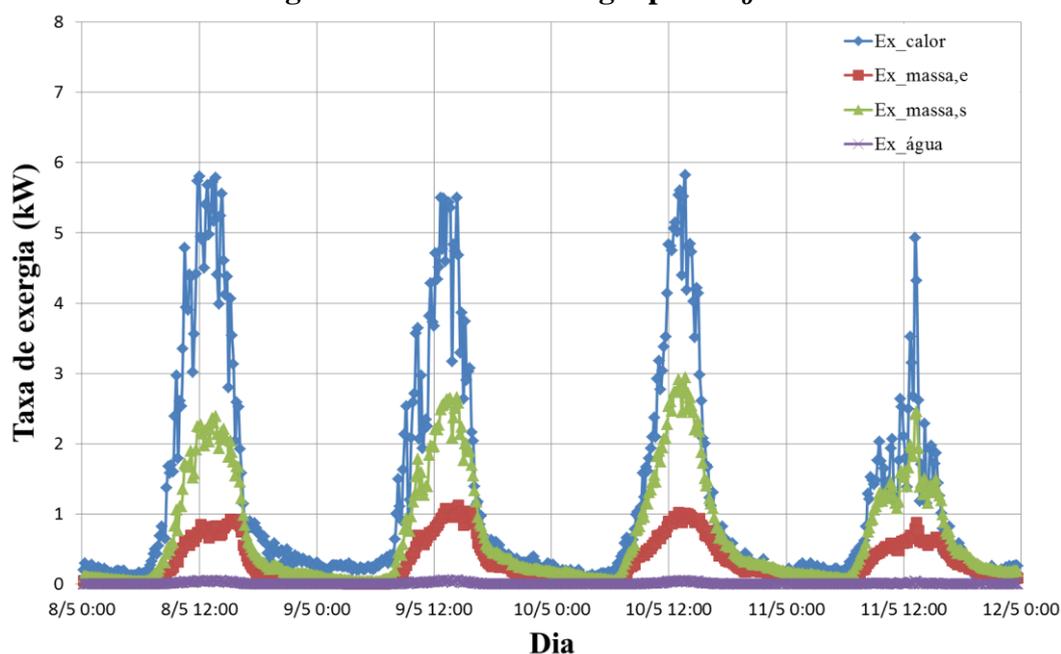


Fonte: Elaborado pela autora

A Figura 27 mostra a taxa de transferência de calor a partir do solo para o escoamento de ar, obtida através da Equação (6). Como esperado, a taxa de transferência de calor exibe um comportamento semelhante ao dos outros parâmetros, com valores mais elevados associados a valores mais elevados de radiação solar. Há também uma pequena porção do calor sendo transferido durante a noite, quando não há nenhuma incidência da radiação solar.

A Figura 28 apresenta as taxas de exergia para um valor fixo da temperatura do estado de referência. A temperatura foi escolhida como o valor mínimo da temperatura ambiente obtida durante os testes. A Figura 25 apresenta as taxas de exergia para a temperatura de estado morto definido como a temperatura ambiente, que variou de $(8,4 \pm 1,4)^\circ\text{C}$ a $(27,3 \pm 1,4)^\circ\text{C}$. O comportamento geral das taxas de exergia é semelhante ao comportamento da temperatura. As taxas de exergia são mais elevadas para uma temperatura constante do estado de referência, uma vez que uma maior quantidade de trabalho pode ser produzida até que o sistema atinja o equilíbrio com o meio de referência a uma temperatura mais baixa.

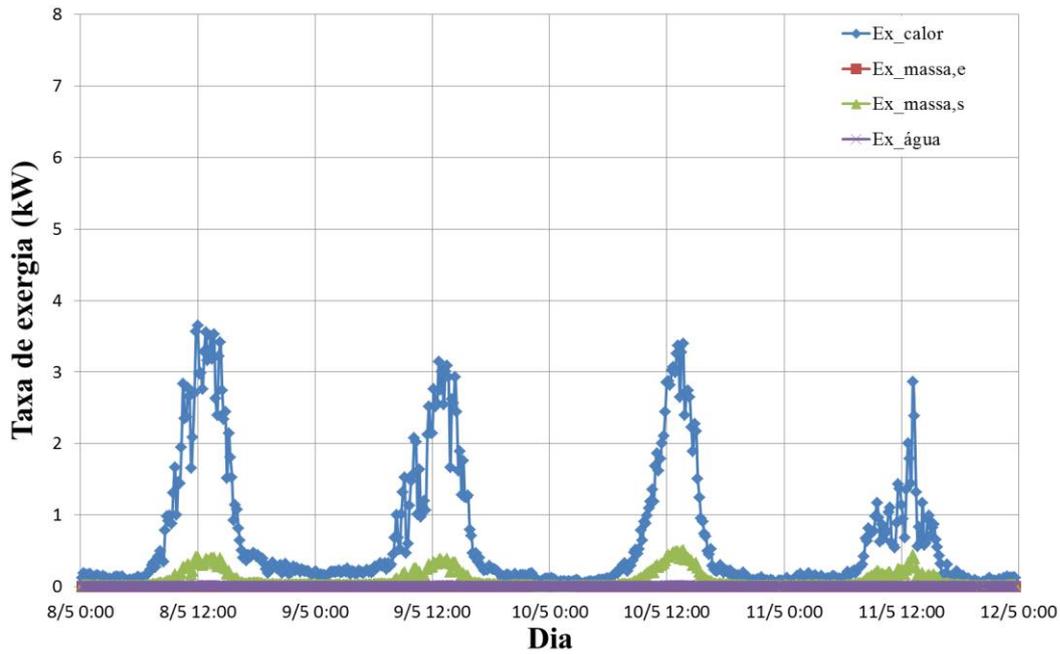
Figura 28 – Taxa de exergia para T_o fixo



Fonte: Elaborado pela autora

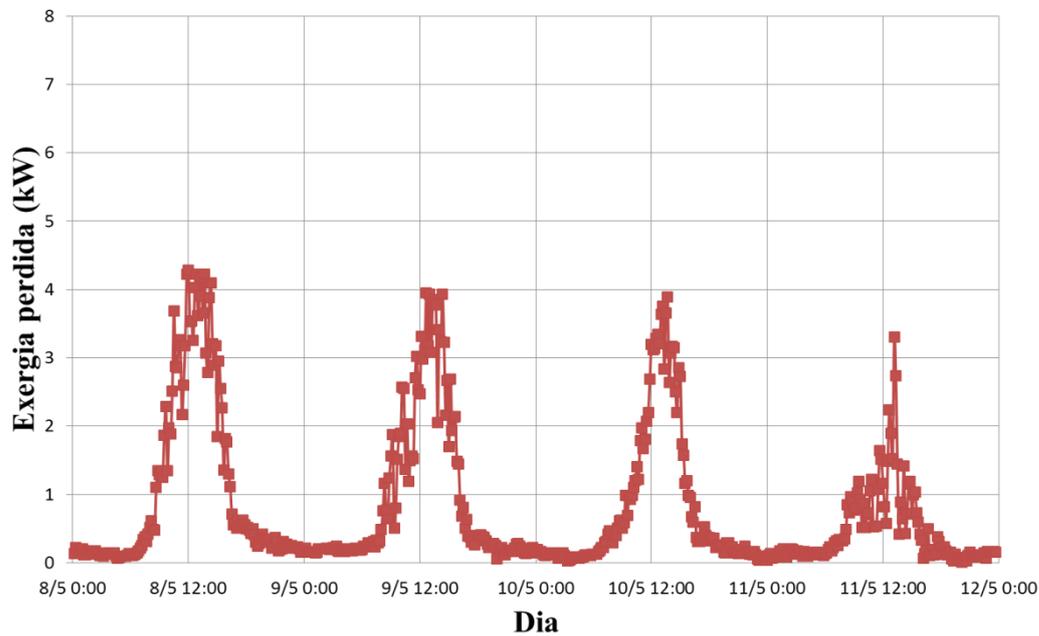
Nas Figuras 28 e 29, as taxas mais elevadas de exergia foram encontradas para as taxas de fluxo de exergia devido à transferência de calor, e as taxas mais baixas de exergia foram encontradas para as taxas de exergia da água removida a partir do solo. Portanto, as taxas mais elevadas de exergia são associadas aos níveis mais elevados de radiação solar. Quando a temperatura ambiente foi escolhida como a temperatura do estado de referência, a taxa de exergia da entrada de fluxo de massa é sempre igual a zero, uma vez que o estado de referência representa a entrada de ar.

Figura 29 – Taxa de exergia para T_o variável



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 30 – Exergia perdida para T_o fixo

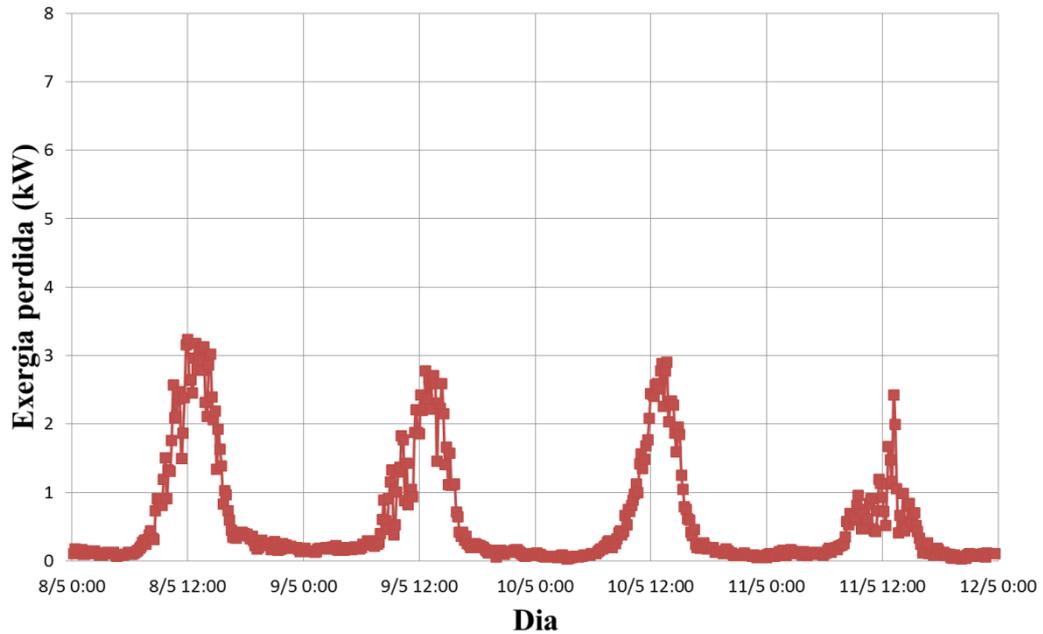


Fonte: Elaborado pela autora

As Figuras 30 e 31 apresentam as perdas de exergia para um valor fixo de temperatura do estado de referência e para a temperatura do estado de referência definido como a temperatura ambiente, respectivamente. As perdas são muito significativas, e aquelas mais elevadas correspondem a níveis de radiação solar mais elevados, devido às maiores taxas de transferência de calor obtidas. Uma vez que o escoamento de ar quente gerado apenas foi

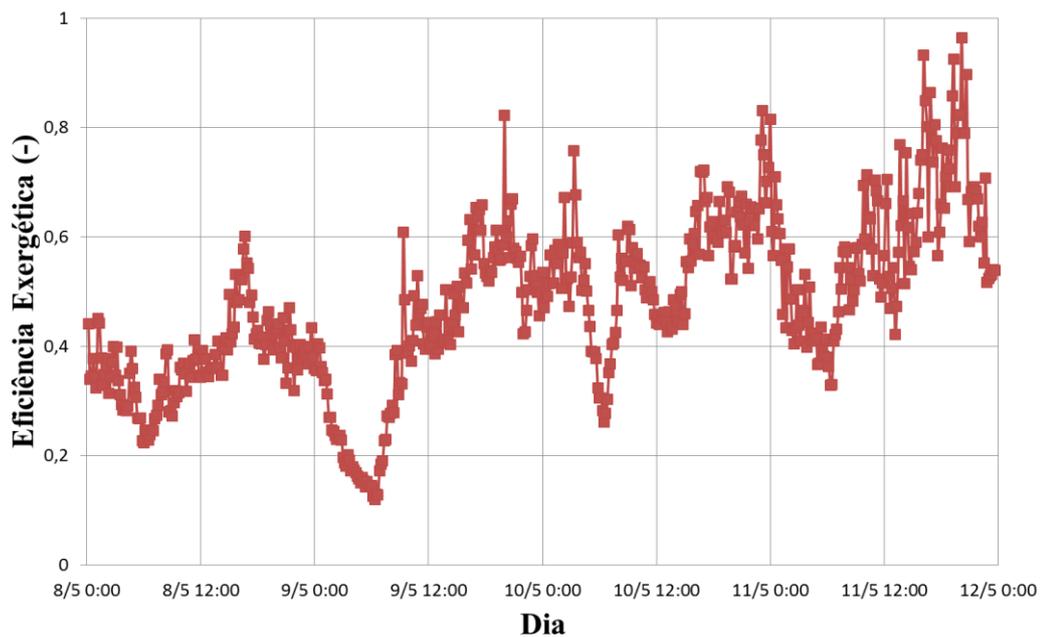
usado para remover a umidade do solo, não sendo utilizado para acionar turbina ou para secar produtos agrícolas, o calor não foi utilizado, aumentando as perdas. Nota-se também que as perdas são mais pronunciadas para uma temperatura de estado de referência fixa, devido ao nível mais baixo de comparação, uma vez que é mais difícil entrar em equilíbrio com um ambiente de referência inferior.

Figura 31 – Exergia perdida para T_o variável

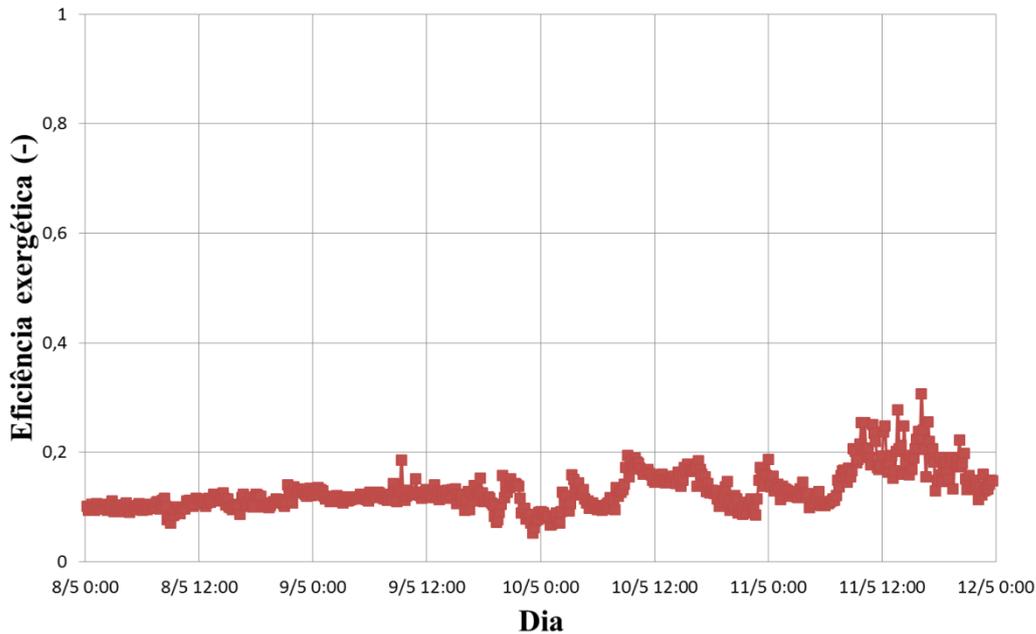


Fonte: Elaborado pela autora

Figura 32 – Eficiência exergética para T_o fixo



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 33 – Eficiência exergética para T_o variável

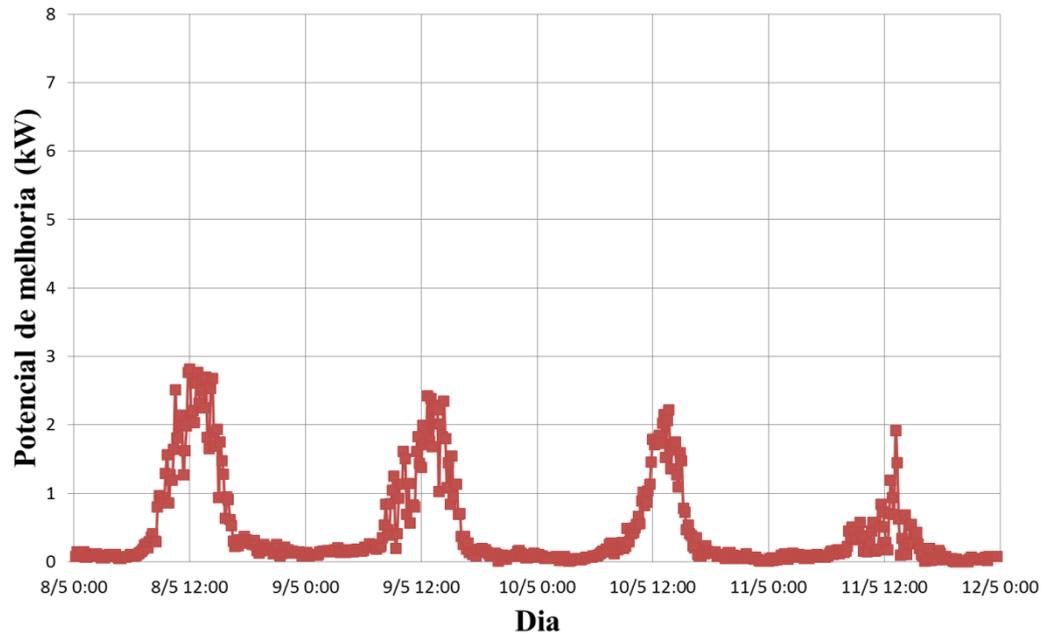
Fonte: Elaborado pela autora

As Figuras 32 e 33 apresentam a eficiência exergética para um valor fixo de temperatura do estado de referências e para a temperatura do estado de referência definida como a temperatura ambiente, respectivamente.

Pode ser visto que as eficiências são maiores para um valor fixo de temperatura para o estado de referência, uma vez que a temperatura de referência é menor do que a temperatura ambiente, durante a maior parte do tempo. Quando se analisa a variação temporal da temperatura, pode ser visto que a eficiência exergética varia continuamente, com valores mais elevados obtidos para o último dia de testes. De acordo com Onan e outros (2010) nos casos em que as condições do estado morto são variáveis a análise de segunda lei fornece resultados para a análise exergética mais realistas do que usando o valor constante.

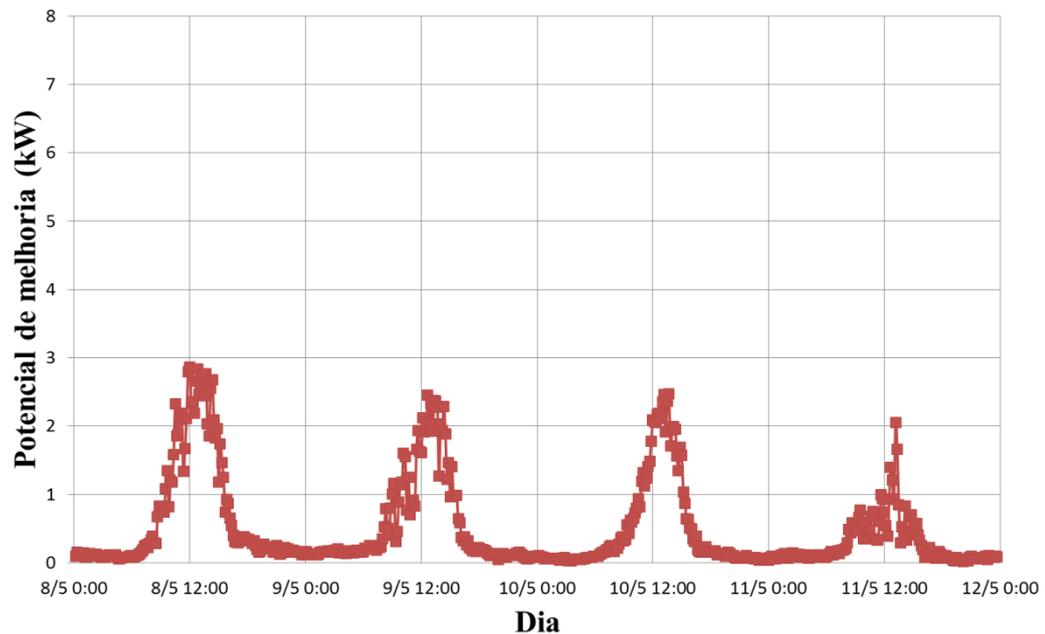
As Figuras 34 e 35 apresentam o potencial de melhoria para um valor fixo de temperatura do estado de referências e para a temperatura do estado de referência definida como a temperatura ambiente, respectivamente. Como esperado, o potencial de melhoria é menor para uma temperatura fixa do estado de referência, uma vez que as eficiências são maiores para esta condição. Os valores relativamente mais elevados do potencial de melhoria podem ser explicados pelo fato do escoamento de ar ser utilizado apenas para remover a água a partir do solo. Portanto, existe um grande potencial de exergia a ser aproveitado.

Figura 34 – Potencial de Melhoria para T_o fixo



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 35 – Potencial de melhoria para T_o variável



Fonte: Elaborado pela autora

5.2 Modelos para as condições ambientais

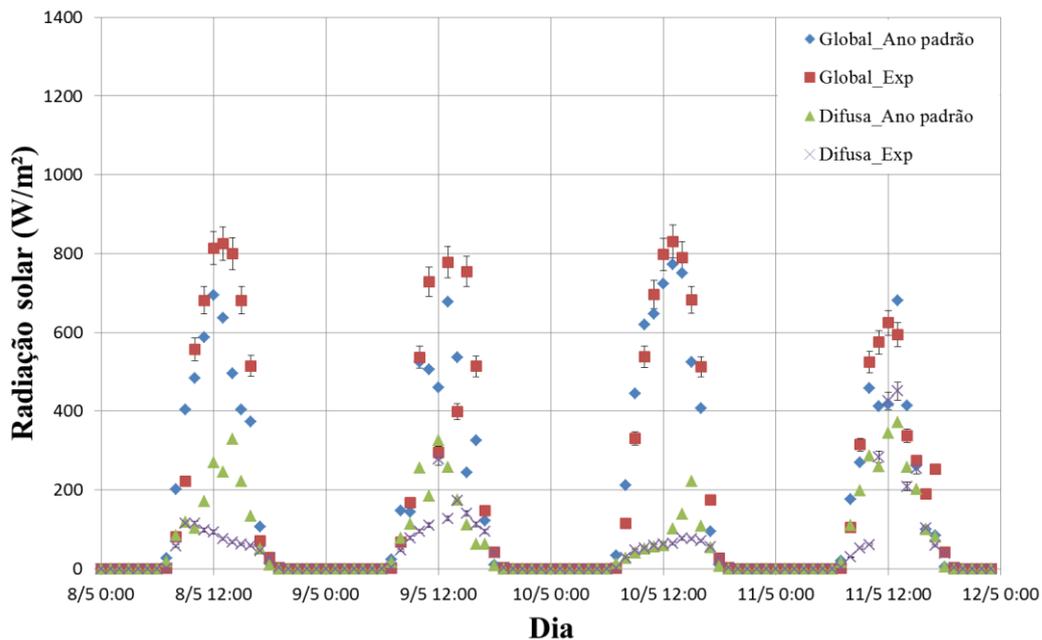
Nesta seção são apresentados os resultados relativos às estimativas das condições ambientais, radiação solar e temperatura. Em uma análise preliminar foi possível observar que

as condições ambientais sofrem grandes variações de um ano para o outro. Por isso, sempre que possível, os resultados dos modelos são apresentados em relação aos dados do ano padrão, uma vez que um dos objetivos do ano padrão é ter uma série de dados que represente qualquer ano fornecendo um cenário mais provável para determinado parâmetro ou grupo de parâmetros ao longo do ano.

5.2.1 Radiação solar

Nesta seção são apresentados os resultados da avaliação dos modelos para a radiação solar incidente para a cidade de Belo Horizonte. As componentes global e difusa da radiação solar foram estimadas através dos modelos de Erbs (1982) e de Collares-Pereira e Rabl (1979). Os modelos foram comparados com os dados do ano padrão, com os dados experimentais do SINDA e com os dados experimentais obtidos por Ferreira (2004) e Maia (2005).

Figura 36 – Radiação solar experimental e radiação solar para o ano padrão para o período de Maio

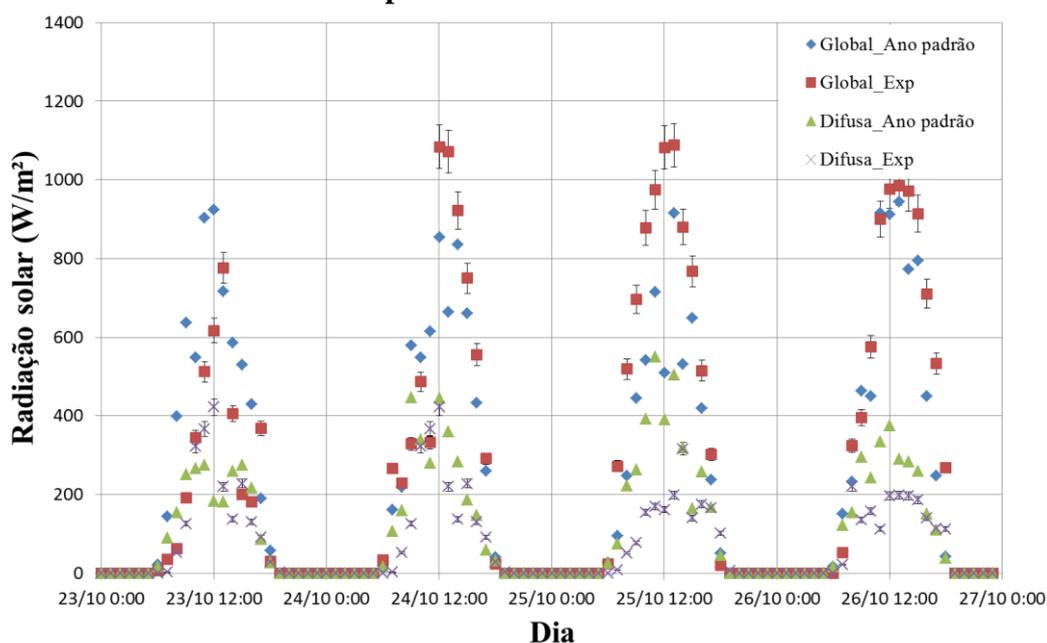


Fonte: Elaborado pela autora

Nas figuras 36 e 37 são apresentadas as comparações entre a radiação solar global e difusa obtidas experimentalmente por Ferreira (2004) e Maia (2005) e os dados provenientes do ano padrão para um período em Maio e para um período em Outubro. Juntamente com os dados experimentais são apresentadas as incertezas dos equipamentos de medição.

Segundo Marques e outros (2000) a intensidade de radiação solar é variável, devido à atenuação sofrida ao atravessar a atmosfera. A variação do índice de transparência atmosférico indica o percentual atenuado em função da presença de nuvens, poeira, poluição e outros. Isto justifica as diferenças encontradas nas Figuras 36 e 37, um procedimento adotado com bastante êxito é o ano padrão que consiste na determinação estatística dos meses individuais de dados meteorológicos que melhor representam as condições meteorológicas tomando como base a climatologia de um período de 30 anos. O objetivo é estabelecer uma base de dados de um ano que possa representar as condições mais frequentemente observadas ao longo de um ano para uma região específica com o intuito de estabelecer uma base de dados que represente de forma confiável a disponibilidade do recurso de energia solar para o desenvolvimento de um projeto de aproveitamento desse recurso energético (LUIZ E OUTROS, 2012).

Figura 37 – Radiação solar experimental e radiação solar para o ano padrão para o período de Outubro

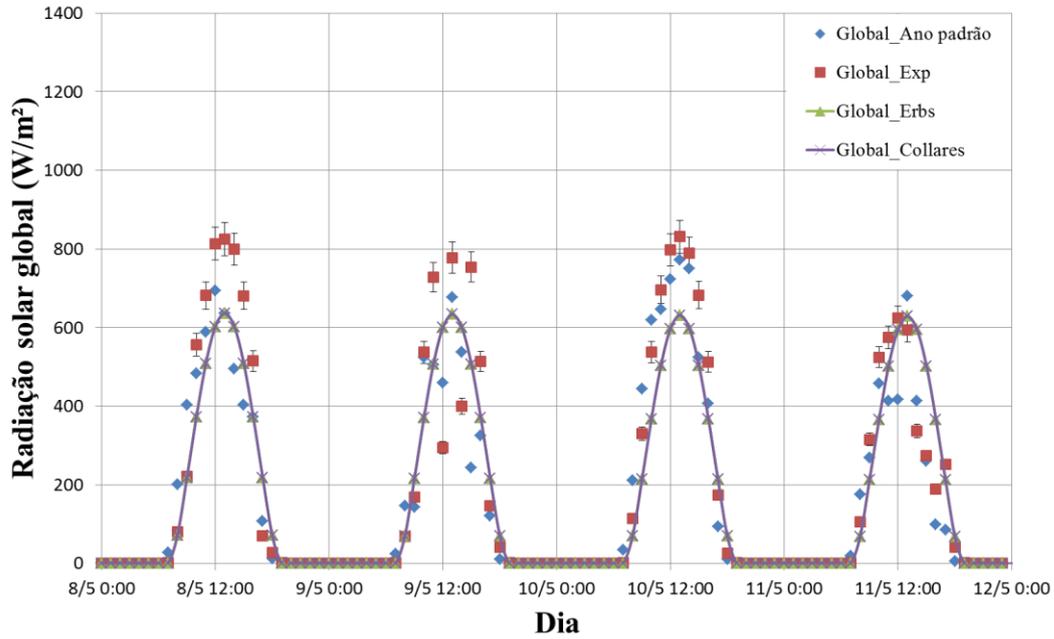


Fonte: Elaborado pela autora

Nas figuras 38 e 39 são apresentadas as estimativas da radiação global através dos modelos de Erbs (1982) e Collares- Pereira e Rabl (1979). Ambos os modelos apresentaram resultados semelhantes para a estimativa da radiação global, uma vez que ambos utilizam a mesma metodologia para o cálculo. A diferença média em relação aos dados experimentais para o período de Maio foi de 48% e de 71% para o período de Outubro. A diferença média quando comparado com o ano padrão para o período de Maio e Outubro foi de 22% e 28%,

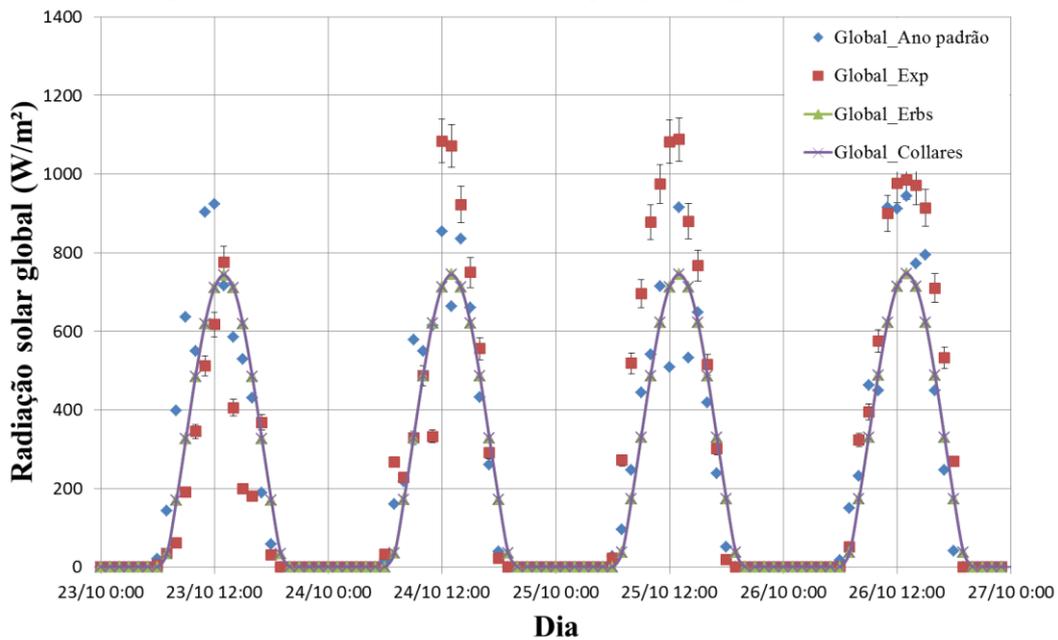
respectivamente, para os dois modelos. A diferença média anual para ambos os modelos foi de 27%.

Figura 38 – Estimativa da Radiação global para Maio



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 39 – Estimativa da Radiação global para Outubro



Fonte: Elaborado pela autora

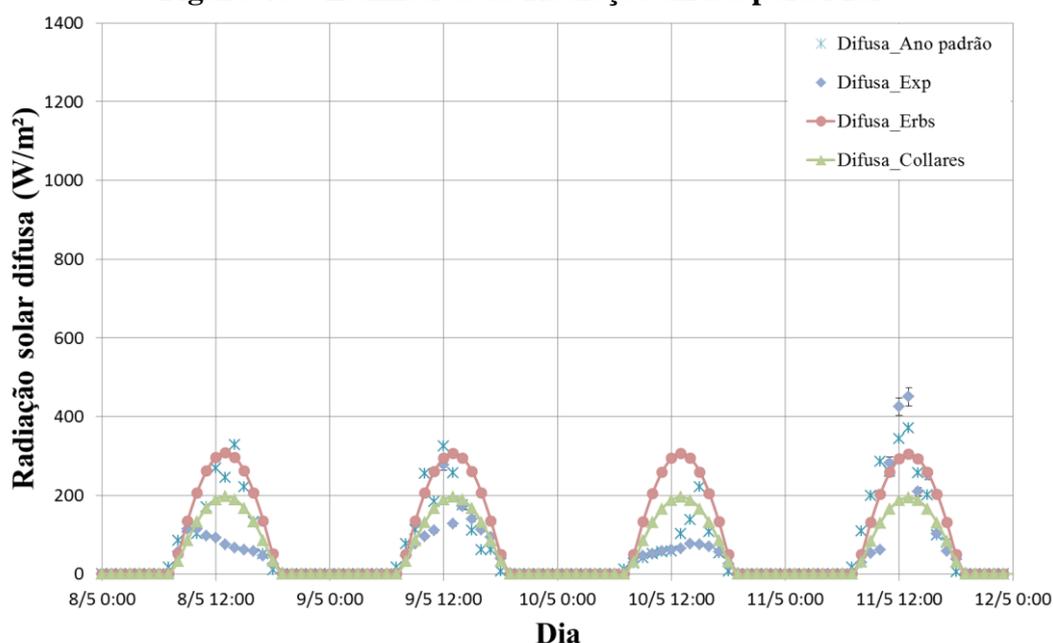
Nas Figuras 40 e 41 são apresentadas as estimativas para radiação difusa através dos modelos de Erbs (1982) e Collares-Pereira e Rabl (1979) para Maio e Outubro.

Para o período de Maio, Fig. 40, a estimativa da radiação solar difusa apresentou diferença média para o período em relação aos resultados experimentais de 89% para o modelo de Erbs e de 76% para o modelo de Collares-Pereira e Rabl.

Quando o ano padrão é tomado como referência a diferença média para o modelo de Erbs foi de 20% e a diferença para o modelo de Collares-Pereira e Rabl foi de 19%.

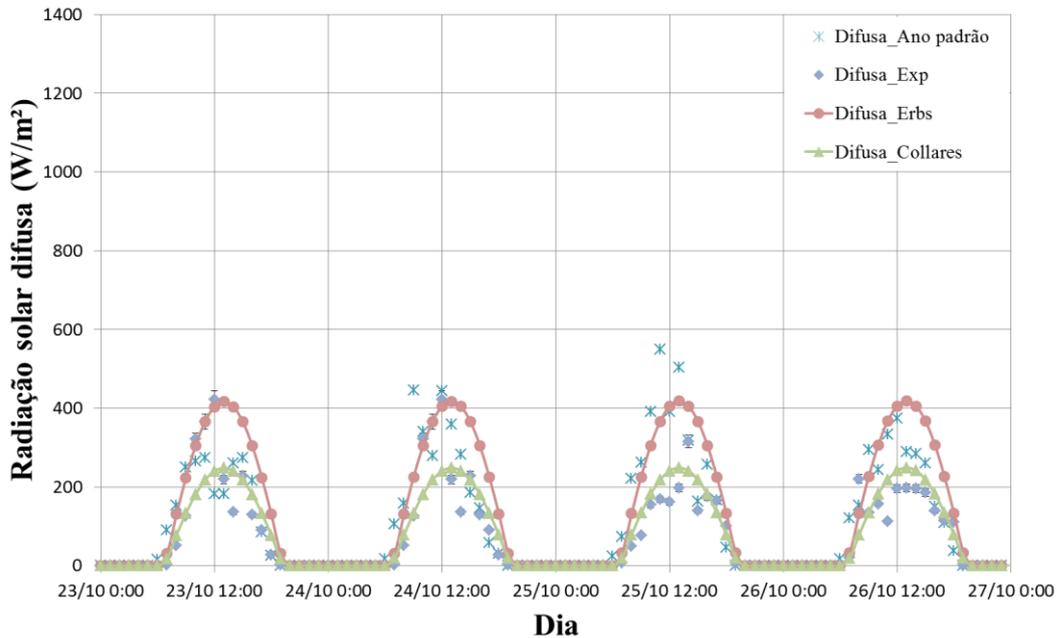
Com isso tem se que, embora a modelagem tenha apresentado diferenças muito elevadas para os dados experimentais, quando a análise é realizada tendo o ano padrão como referência esta diferenças foram bem menores do que as anteriormente citadas.

Figura 40 – Estimativa da Radiação difusa para Maio



Fonte: Elaborado pela autora

Para o período de Outubro, Fig.41, a diferença média para o período em relação aos dados experimentais foi de 95% para o modelo de Erbs e de 33% para o modelo de Collares-Pereira e Rabl. Quando o ano padrão é tomado como referência a diferença para o modelo de Erbs foi de 31% e para o modelo de Collares-Pereira e Rabl foi de 30%. Sendo que a diferença média anual para o modelo de Collares-Pereira e Rabl (1979) foi de 22% e para o modelo de Erbs (1979) foi de 27%.

Figura 41 – Estimativa da Radiação difusa para Outubro

Fonte: Elaborado pela autora

Como apresentado nas Figuras 38 e 39 os resultados das estimativas das radiações globais para ambos os modelos foram iguais. Isso se deve a modelagem empregada, uma vez que a estimativa da radiação solar global empregou as mesmas técnicas para ambos os modelos. As correlações de Erbs (1982) e de Collares-Pereira e Rabl (1979) são empregadas para estimar a partir da radiação global as parcelas referentes à radiação difusa (Figuras 40 e 41), com base no índice de transparência atmosférica (considerando os valores médios mensais presentes na literatura) e na hipótese de céu isotrópico.

Embora os dois modelos tenham representado com fidelidade as variações temporais e espaciais da radiação solar, o modelo de Erbs (1982) apresentou diferenças muito elevadas para a radiação solar difusa quando comparadas com o ano padrão e com os dados da literatura obtidos por Maia (2005) e Ferreira (2004).

Como foi possível observar os modelos de Erbs (1982) e de Collares-Pereira e Rabl (1979) superestimam a proporção da radiação solar difusa para praticamente todos os valores do índice de transparência atmosférica médio mensal. Isto indica que a componente difusa para os dados experimentais obtidos é menor que a prevista pelos modelos apresentados. Dentre as possíveis causas destas divergências estão o fato dos modelos considerados terem sido construídos através de séries de dados europeias e norte-americanas, não representando então o comportamento da radiação na cidade de Belo Horizonte ou porque a série de dados

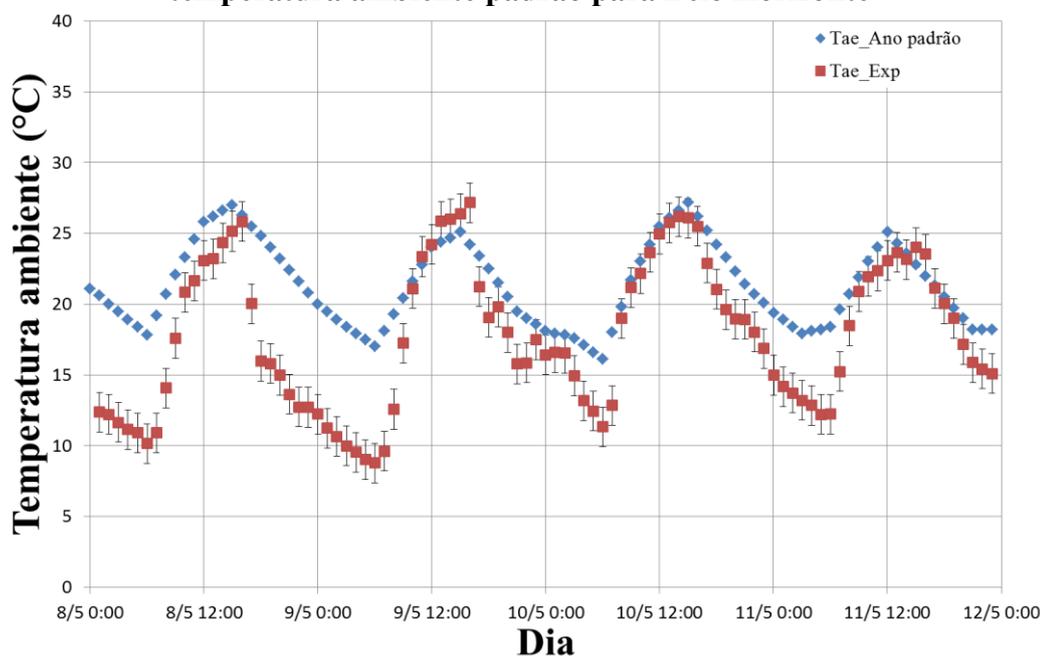
utilizada para a definição do índice de transparência atmosférica médio mensal é restrita devendo ainda ser aprimorada.

5.2.2 Temperatura do ar ambiente externo

Nesta seção são apresentados os resultados da avaliação dos modelos para a temperatura ambiente para a cidade de Belo Horizonte, sendo a mesma estimada através dos modelos de Meteonorm (2013) e Lorenzo (1994). Os resultados foram comparados com os dados do ano padrão, com os dados obtidos experimentalmente por Ferreira (2004) e Maia (2005) e com os dados experimentais provenientes do SINDA.

Nas Figuras 42 e 43 são apresentadas as comparações entre a temperatura ambiente obtida experimentalmente por Ferreira (2004) e Maia (2005) e a temperatura ambiente do ano padrão para Belo Horizonte para os dias 8, 9, 10 e 11 de Maio e para os dias 23, 24, 25 e 26 de Outubro, sendo também apresentada a incerteza máxima.

Figura 42 – Comparação entre a temperatura ambiente experimental para Maio e a temperatura ambiente padrão para Belo Horizonte

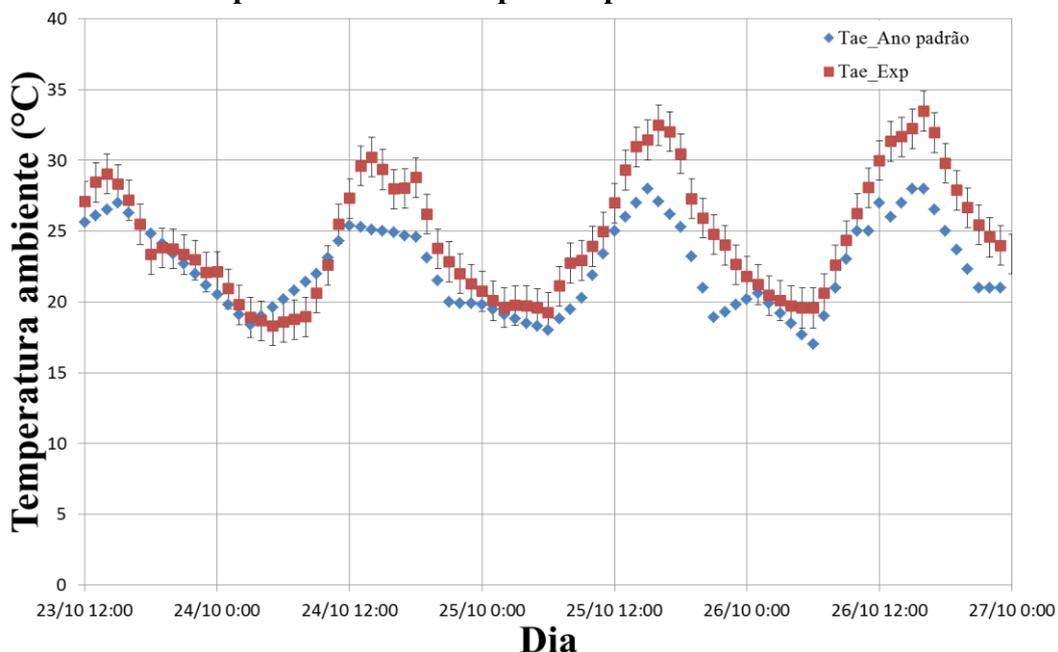


Fonte: Elaborado pela autora

Para o período de Maio, é possível observar que as temperaturas para o período noturno foram inferiores às registradas no ano padrão. Já para o período de Outubro as temperaturas durante o período diurno foram maiores que as registradas no ano padrão. Estas diferenças para os dois períodos foram em torno de 5°C. Como discutido anteriormente

existem diferenças entre as temperaturas de um ano para o outro. Isso justifica as diferenças encontradas nas Figuras 42 e 43 e a utilização do ano padrão.

Figura 43 – Comparação entre a temperatura ambiente experimental para Outubro e a temperatura ambiente padrão para Belo Horizonte

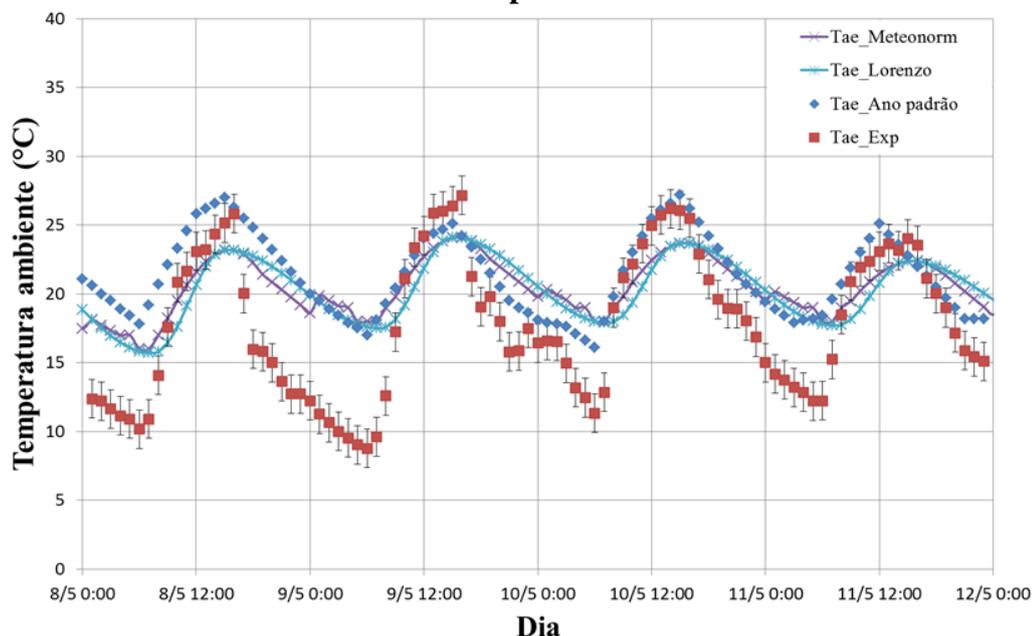


Fonte: Elaborado pela autora

Na Figura 44 são apresentadas as estimativas da temperatura ambiente para os modelos baseados em Meeonorm (2013) e Lorenzo (1994) para Maio. Quando os dados experimentais são tomados como referência o modelo de Meeonorm apresentou diferença média para o período de Maio de 28% e o modelo de Lorenzo apresentou diferença média de 29%. Já quando a diferença é calculada tendo o ano padrão como referência, o modelo de Meeonorm apresentou diferença de 8% e o modelo de Lorenzo apresentou diferença média de 12% para o período analisado.

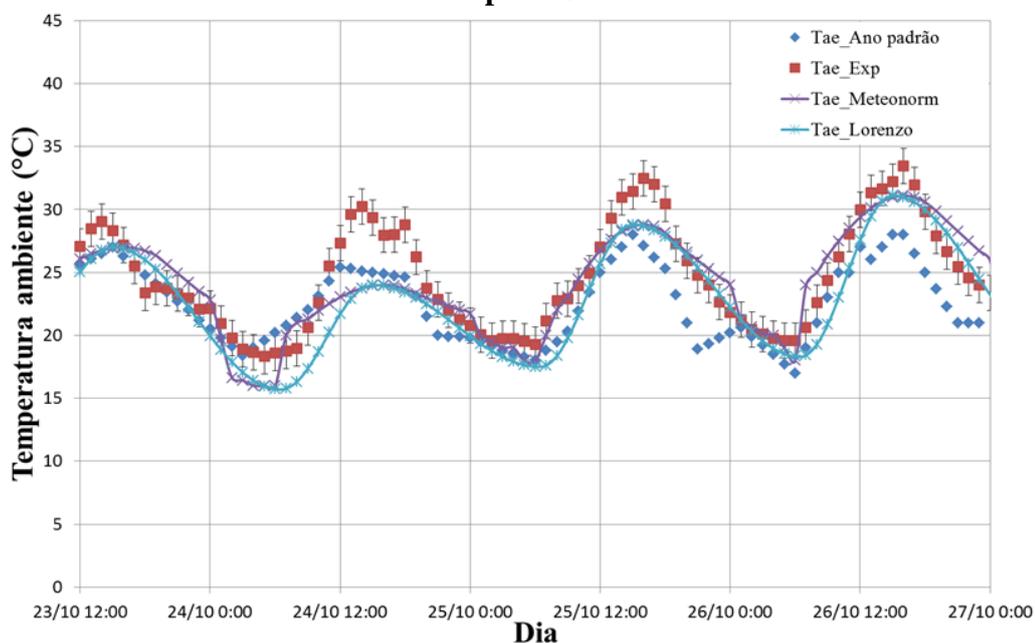
Na Figura 45 são apresentadas as estimativas da temperatura ambiente para os modelos baseados em Meeonorm (2013) e Lorenzo (1994) para o período observado em Outubro. Quando os dados experimentais são tomados como referência para as diferenças, observou-se que o modelo de Meeonorm apresentou diferença média de 7% e o modelo de Lorenzo apresentou diferença média de 9%. Quando os dados do ano padrão são tomados como referência as diferenças médias apresentados foram de 9% para ambos.

Figura 44 – Estimativa da temperatura ambiente através dos modelos de Meteonorm e Lorenzo para Maio



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 45 – Estimativa da temperatura ambiente através dos modelos de Meteonorm e Lorenzo para Outubro



Fonte: Elaborado pela autora

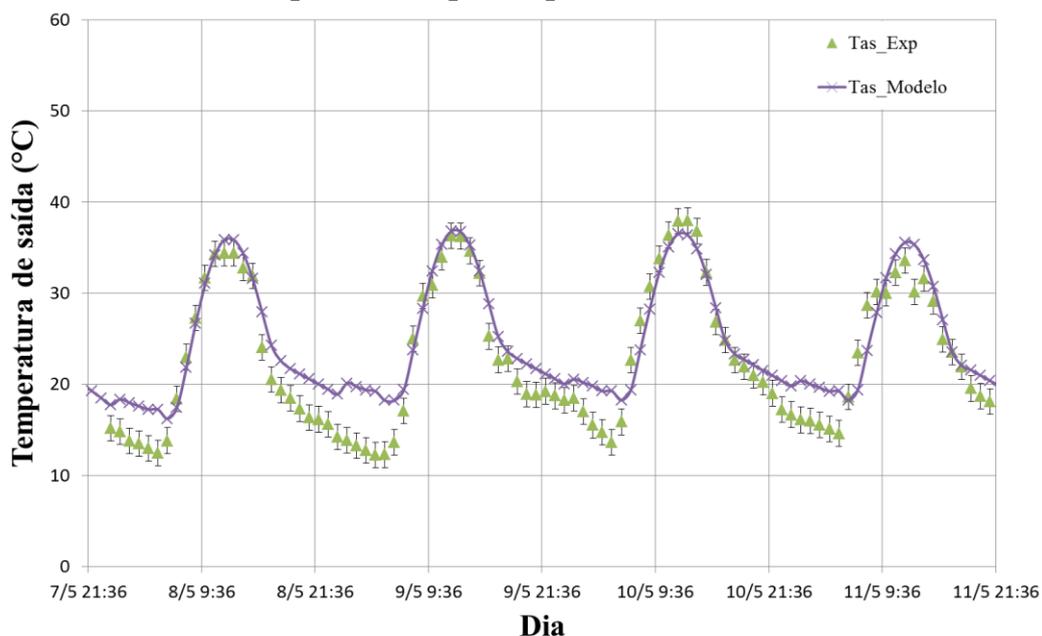
Quando comparados os dados horários, percebe-se que ambos os modelos são capazes de representar adequadamente o comportamento geral da temperatura ambiente, possuindo boa sensibilidade aos valores máximos e mínimos alcançados durante o dia. O modelo de Lorenzo (1994), no entanto, tem menor acurácia, por não prever os valores mais altos e mais baixos de temperatura. Pode-se concluir, portanto, que o modelo apresentado por Meteonorm

(2013) é mais adequado, pois representa com mais fidelidade o comportamento oscilante da temperatura ao longo do dia, apesar de sua maior complexidade de implementação.

5.2 Modelos para as condições do escoamento

Nesta seção são apresentados os resultados do modelo para a descrição do escoamento. Os resultados são comparados com os da literatura obtidos experimentalmente por Ferreira (2004) e Maia (2005).

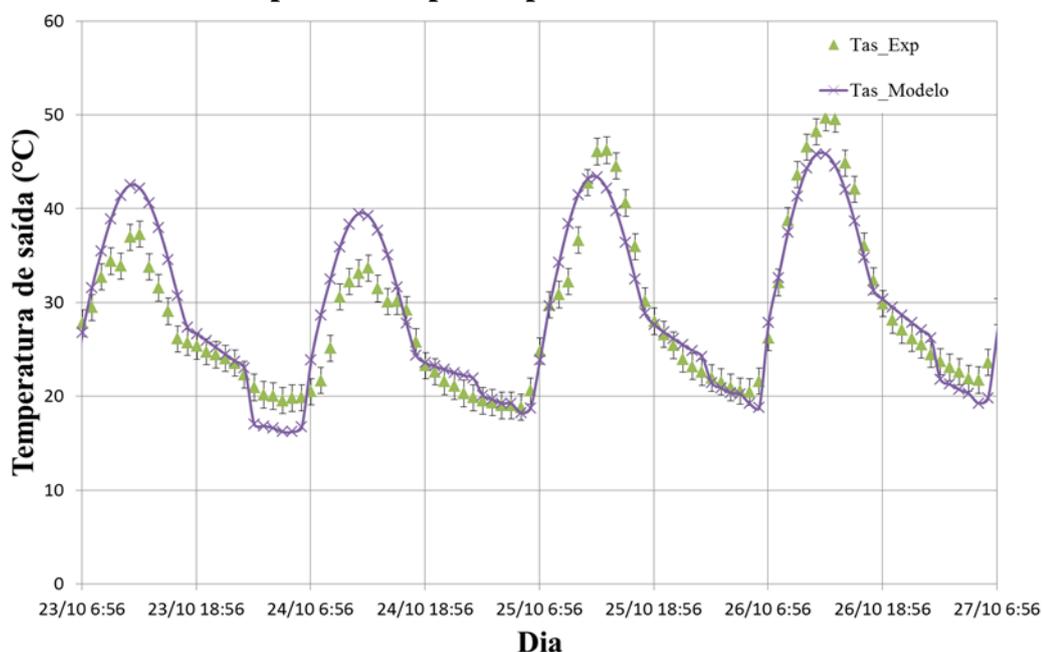
Figura 46 – Comparação entre a temperatura de saída da chaminé solar calculada e experimental para o período de Maio



Fonte: Elaborado pela autora

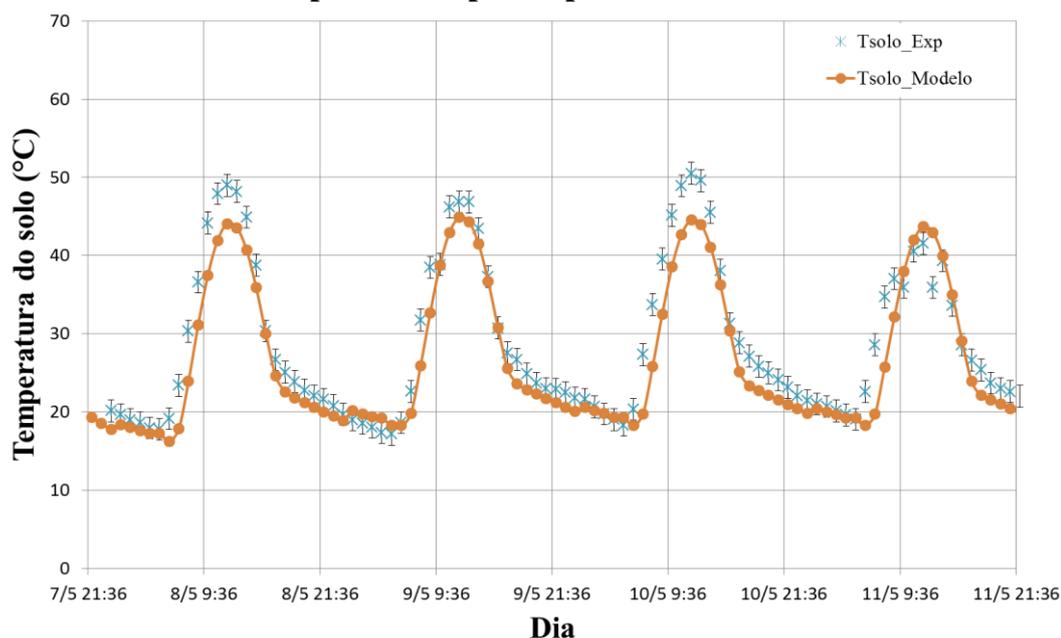
Nas Figuras 46 e 47 são apresentadas as comparações entre a temperatura de saída do ar da chaminé solar obtida através do modelo, Eq. (102), e os dados obtidos experimentalmente. A temperatura de saída do escoamento é diretamente influenciada pela temperatura ambiente. O modelo da temperatura ambiente apresentou descontinuidades no período noturno que foram repassadas ao modelo da temperatura de saída do escoamento. Pode-se observar que o modelo apresentou um comportamento semelhante aos dados experimentais, com diferença média para o período de Maio foi de 15%, para o período de Outubro a diferença média foi de 9%.

Figura 47 – Comparação entre a temperatura de saída da chaminé solar calculada e experimental para o período de Outubro



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 48 – Comparação entre a temperatura de solo da chaminé solar calculada e experimental para o período de Maio



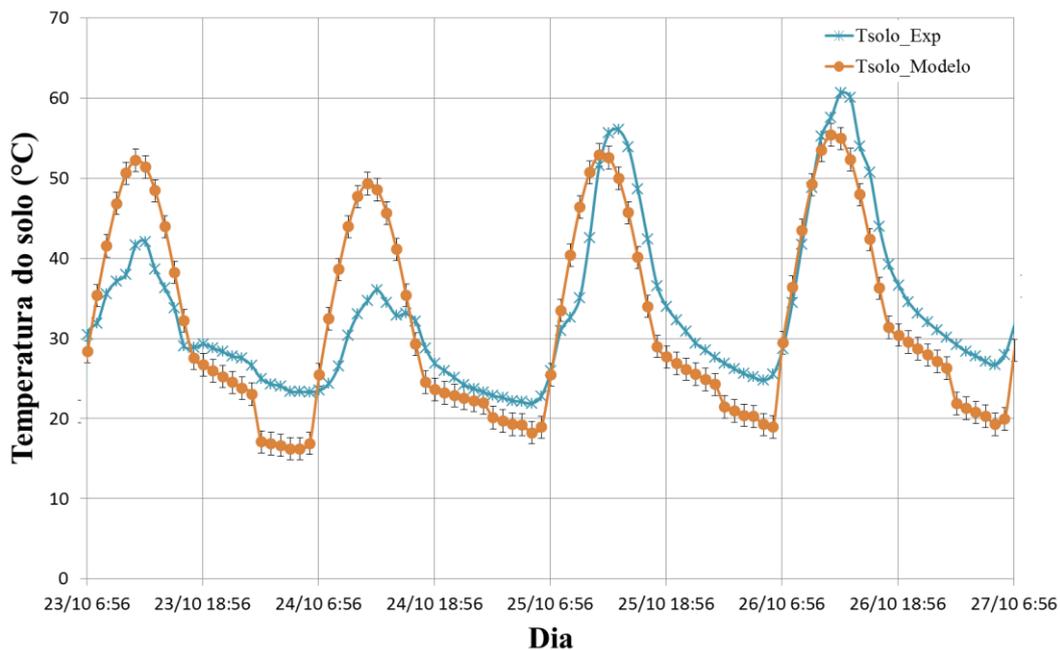
Fonte: Elaborado pela autora

Nas Figuras 48 e 49 são apresentadas as comparações entre as temperaturas do solo obtidas através do modelo e os dados experimentais para o período de Maio e Outubro. Em geral o modelo utilizado apresentou boa concordância com os dados experimentais, exceto para os dias 23 e 24 de Outubro onde a estimativa da temperatura do solo excedeu em mais de

10°C a medição experimental esta diferença se deve ao fato da temperatura ambiente obtida experimentalmente por Maia (2005) apresenta valores distintos dos valores obtidos pelo SINDA (2013). A diferença percentual para o período de Maio foi de 9%, já a diferença para o período observado em Outubro foi de 17%.

Embora os modelos para descrição das temperaturas de saída do escoamento e do solo tenham apresentado diferenças significativas, sendo a maior delas de 17%, os modelos foram considerados adequados. Pois, grande parte das divergências encontradas se deve as variações das condições climáticas e sua modelagem e não a modelagem das temperaturas.

Figura 49 – Comparação entre a temperatura de solo da chaminé solar calculada e experimental para o período de Outubro



Fonte: Elaborado pela autora

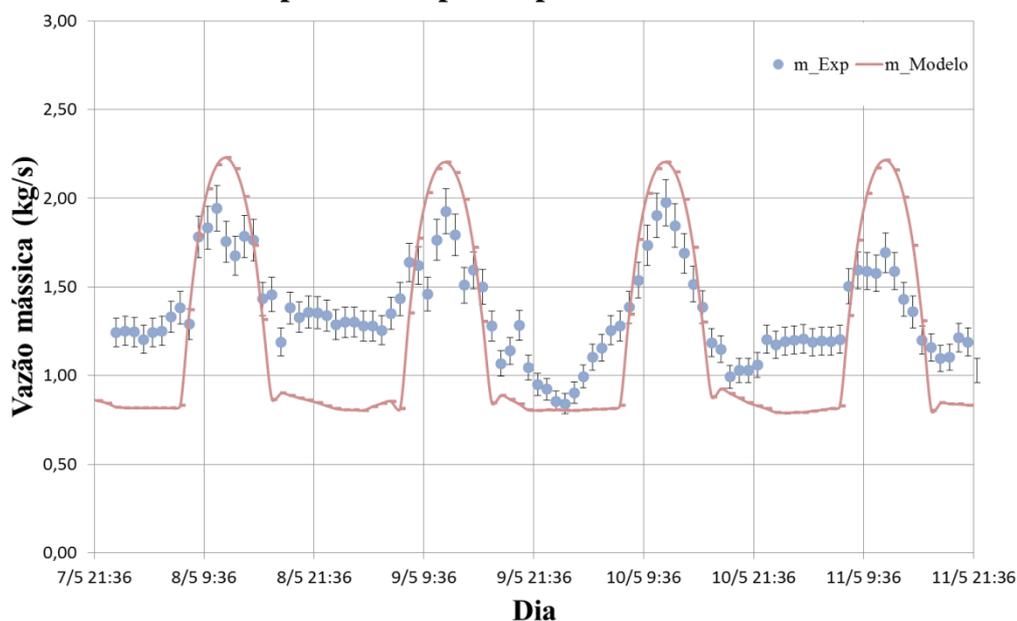
Nas Figuras 50 e 51 são apresentadas as vazões mássicas obtidas através do modelo e dados experimentais para os períodos de Maio e Outubro. A diferença percentual média para o período de Maio e de Outubro foi de 25% para ambos os modelos.

Pode-se observar que a expressão utilizada não reproduziu com fidelidade os valores no período noturno. Mesmo no período diurno em geral apresentou valores mais elevados do que o observado nas medições experimentais.

As elevadas diferenças presentes na estimativa da vazão mássica podem estar relacionados ao acúmulo de diversos erros, tais como devido à dificuldade da definição da temperatura ambiente no período noturno, à dificuldade na determinação dos fluxos de calor e consequentemente nas estimativas das temperaturas do solo e de saída do escoamento. Além

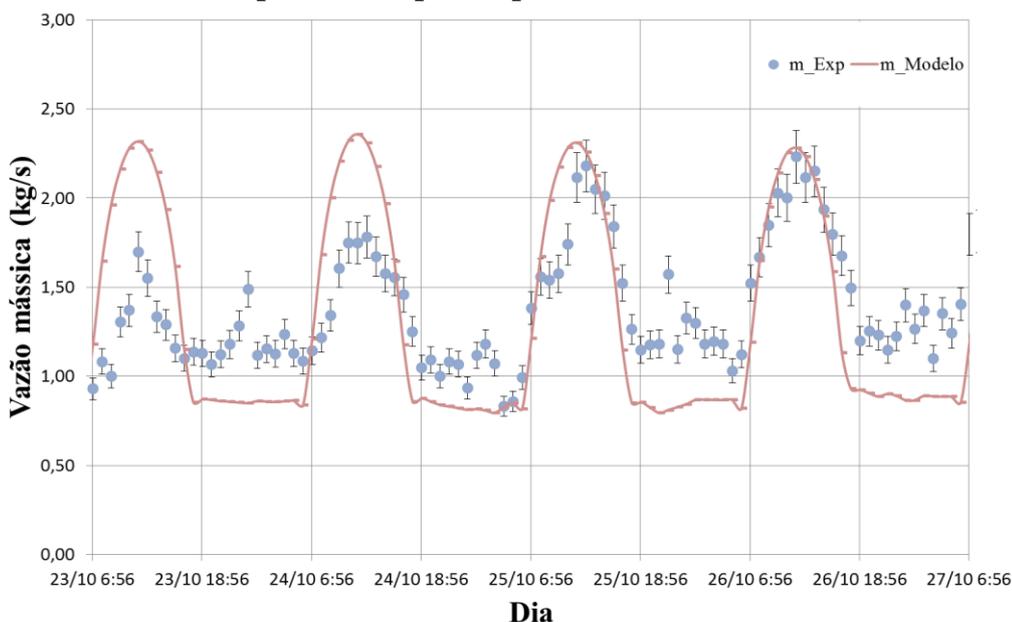
disso, a expressão para a vazão mássica utilizar a variação da pressão no interior do dispositivo, chaminés solares de pequenas dimensões apresentam gradientes de pressão muito pequenos, o que ocasiona maior dificuldade em estimar a vazão mássica principalmente no período noturno onde o gradiente apresenta os menores valores.

Figura 50 – Comparação entre a vazão mássica da chaminé solar calculada e experimental para o período de Maio



Fonte: Elaborado pela autora

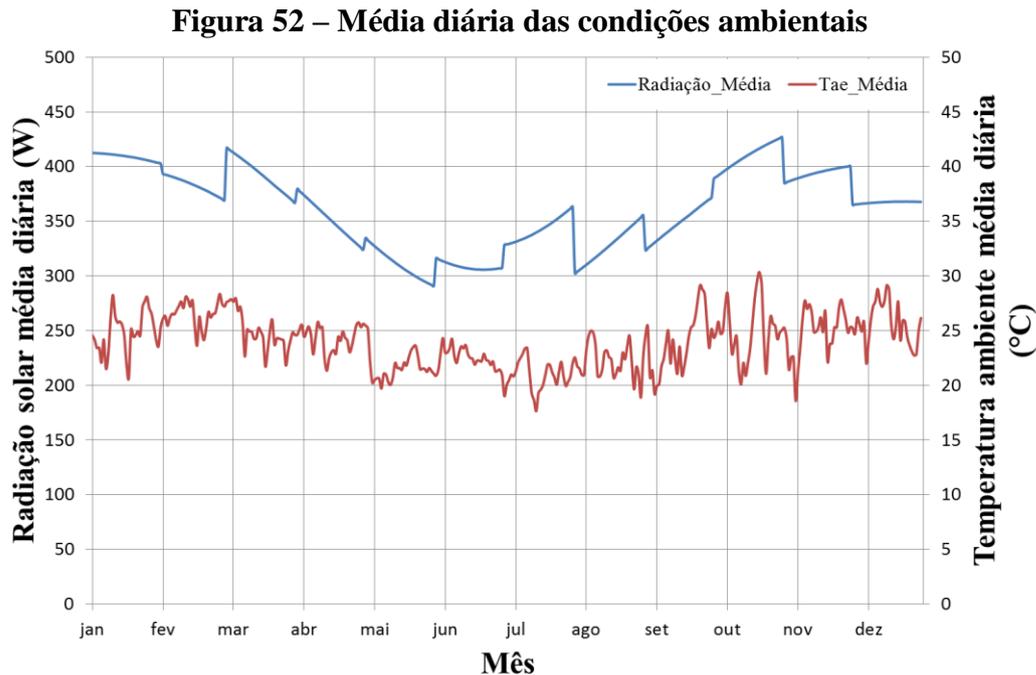
Figura 51 – Comparação entre a vazão mássica da chaminé solar calculada e experimental para o período de Outubro



Fonte: Elaborado pela autora

Nas Figuras 52 e 53 são apresentadas as variações ao longo do ano para as condições ambientais e para as condições do escoamento. Por uma questão de simplificação optou-se por apresentar os resultados em médias diárias.

O comportamento anual das condições ambientais, para o modelo de radiação solar de Collares-Pereira e Rabl (1979) e para o modelo da temperatura ambiente de Meteonorm (2013) são apresentados na Figura 52.

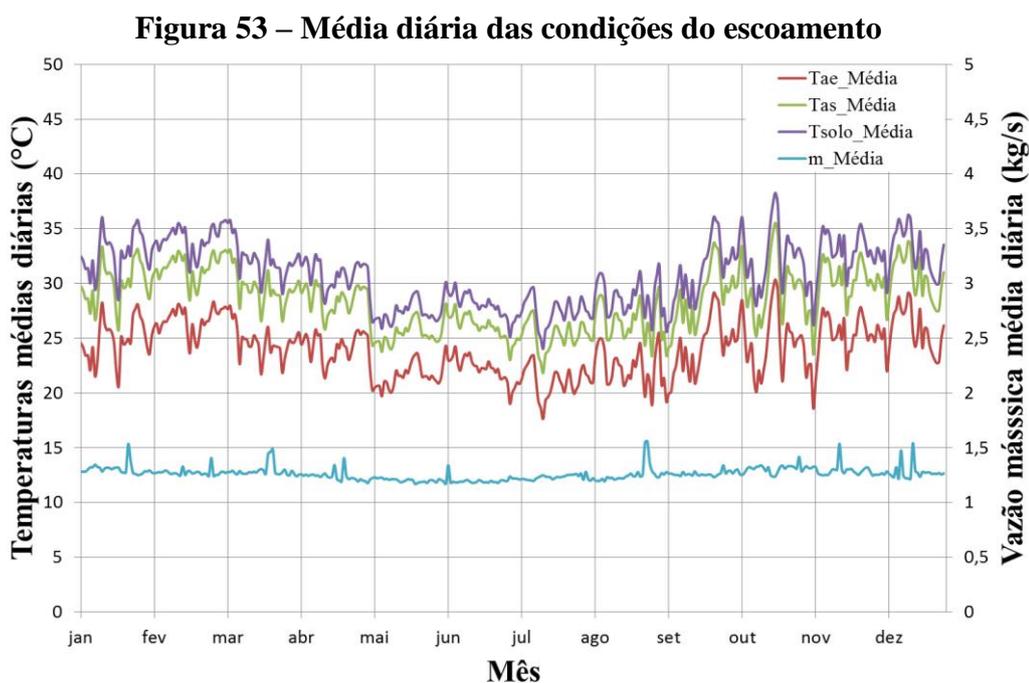


Fonte: Elaborado pela autora

Como é possível observar além da variação diurna da temperatura ambiente, também ocorre uma variação anual da temperatura, que diminui de Janeiro a Julho e aumenta de Julho a Janeiro. Esta variação se deve ao resultado do movimento de translação da terra e da inclinação do seu eixo ao plano da sua órbita e da duração dos dias e das noites que varia ao longo do ano. Além disso, os valores instantâneos da radiação solar na superfície global sofrem variações temporais e espaciais, em razão das condições atmosféricas, da variação da distância Terra-Sol, bem como da época do ano e hora do dia, que acarretam a variações da camada atmosférica a ser atravessada pela radiação solar. As variações devido às condições atmosféricas são representadas pelo índice de transparência atmosférica podendo o mesmo ser diário ou médio mensal. Como neste trabalho o índice de transparência atmosférica médio mensal foi considerado como diário a curva de radiação solar apresentou descontinuidades. O índice de transparência atmosférica diário não é conhecido para a cidade de Belo Horizonte. Como sugerido em alguns trabalhos da literatura (por exemplo, Moreira, 2009), foi utilizado o

índice de claridade médio mensal para representar o índice de claridade diário para cada dia do mês. Os saltos são explicadas pelas variações de K_T observados para cada mês. Por isto, este comportamento foi observado.

A Figura 53 apresenta o comportamento anual das condições do escoamento para o modelo utilizado.



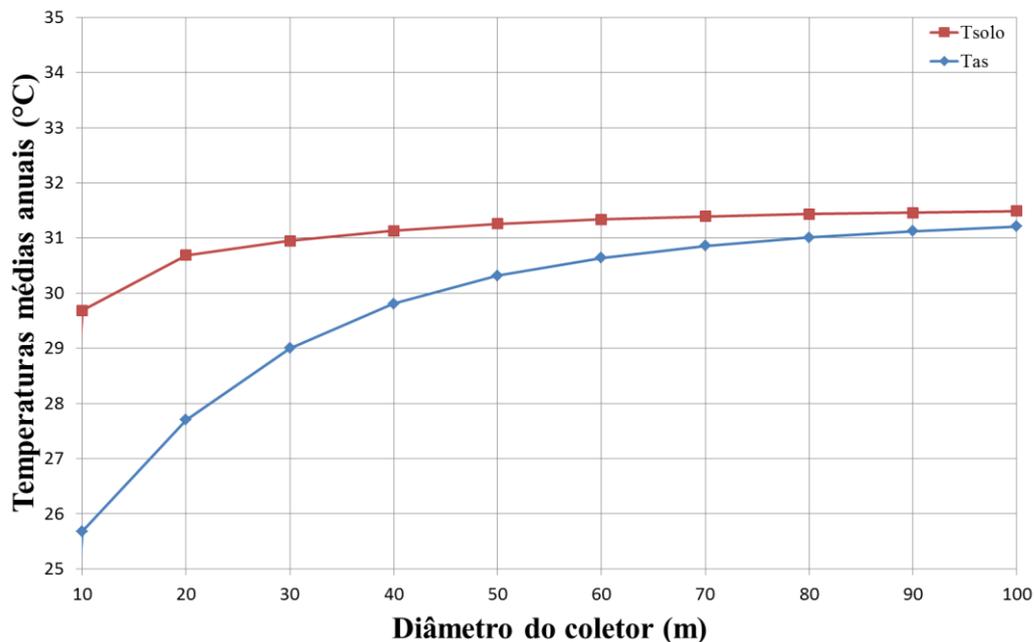
Fonte: Elaborado pela autora

A Figura 53 apresenta o comportamento anual das condições do escoamento onde é possível observar que as temperaturas médias de saída e do solo apresentam um comportamento semelhante ao da temperatura ambiente. Além disso, ao longo de todo o ano as temperaturas de saída foram superiores às temperaturas ambiente, assim como as temperaturas do solo foram superiores às temperaturas de saída. Este resultado condiz com o comportamento observado na Figura 19. Pode-se ainda observar que as temperaturas mais altas são observadas para os períodos de maior radiação solar e que a mesma é capaz de operar inclusive no período noturno. Observa-se também que a vazão mássica apresentou oscilações, todavia, apresentou um comportamento uniforme ao longo do ano. As oscilações presentes no gráfico estão relacionadas aos dias que apresentaram maiores taxas de transferência de calor.

5.3 Análise paramétrica

Nesta seção são apresentados os efeitos dos parâmetros geométricos da chaminé solar. Os parâmetros avaliados foram o diâmetro do coletor, altura do coletor, diâmetro da chaminé ou torre e altura da chaminé ou torre, sobre as eficiências exergética e energética e sobre as propriedades do escoamento (temperatura de saída, temperatura do solo e vazão mássica). A análise foi realizada tendo como base as condições ambientais obtidas através dos modelos para a radiação e temperatura ambiente para a cidade de Belo Horizonte ao longo de um ano. O cálculo foi realizado para cada hora do dia durante 365 dias, e por uma questão de simplificação foram apresentadas nos gráficos as médias anuais de cada parâmetro observado. A análise exergética foi realizada com o estado morto definido como a temperatura ambiente instantânea, por este motivo a exergia proveniente da massa de entrada é zero, já que a mesma se encontra em equilíbrio com o estado de referência. Cada variável foi incrementada isoladamente mantendo constantes as demais dimensões da geometria considerada padrão.

Figura 54 – Relação entre o diâmetro do coletor e as temperaturas de saída e do solo médias anuais

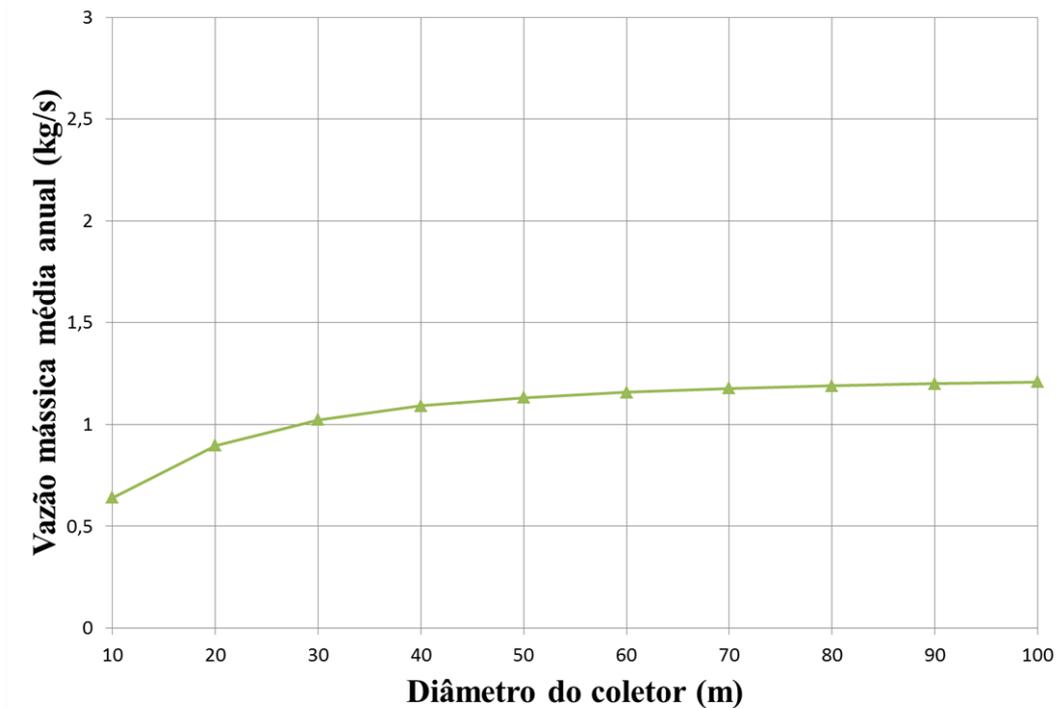


Fonte: Elaborado pela autora

O diâmetro do coletor teve incremento de 10 m, sendo que foram testados limites de 1 a 1000 m. Para valores inferiores a 10 m observou-se que o algoritmo era incapaz de resolver as propriedades do escoamento. Para valores superiores a 100 m o incremento nas demais variáveis era mínimo, permanecendo praticamente constante. Por isso, para o diâmetro do

coletor, suas dimensões foram variadas entre 10 e 100 m. As Figuras 54 a 57 apresentam os efeitos da variação do diâmetro do coletor no escoamento e nas eficiências.

Figura 55 – Relação entre o diâmetro do coletor e a vazão mássica média anual

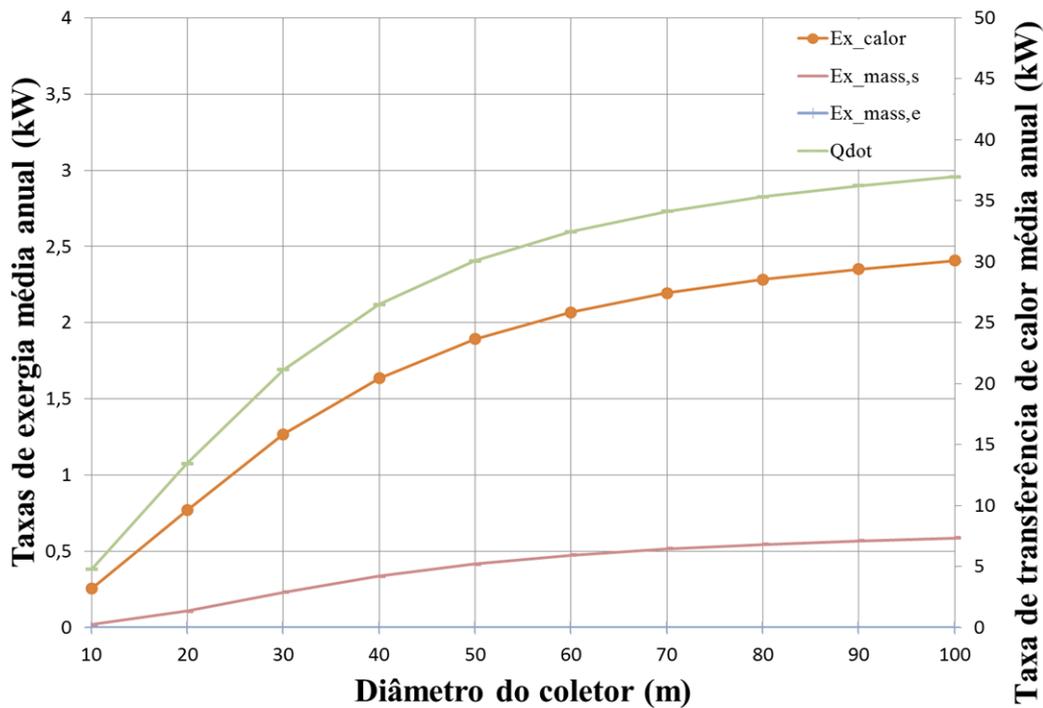


Fonte: Elaborado pela autora

O aumento do diâmetro do coletor aumenta a área de contato do ar no interior da chaminé solar com o solo aquecido. Portanto, uma maior quantidade de calor é transferida do solo para o ar, aumentando a temperatura do escoamento e as forças de empuxo, que provocam um aumento da velocidade e conseqüentemente da vazão mássica. Por outro lado, quanto maior o diâmetro do coletor, maior a seção de entrada de ar no dispositivo, aumentando a quantidade de ar admitido à temperatura ambiente. Acima de um determinado valor, o aumento do raio não provoca alterações significativas nas temperaturas e na vazão.

A Figura 54 apresenta a influência do diâmetro do coletor sobre as temperaturas médias anuais de saída do escoamento e do solo. Observa-se o crescimento das temperaturas em função do aumento do raio. Todavia, quando o diâmetro do coletor atinge 70 m os valores tendem a se estabilizar e apresentam alterações pouco significativas com o crescimento do diâmetro. Para o intervalo de 10 a 70 m há uma variação de aproximadamente 2°C na temperatura do solo média anual, já para o mesmo intervalo há uma variação de aproximadamente 5°C na temperatura de saída média anual.

Figura 56 – Relação entre o diâmetro do coletor e as exergias médias anuais



Fonte: Elaborado pela autora

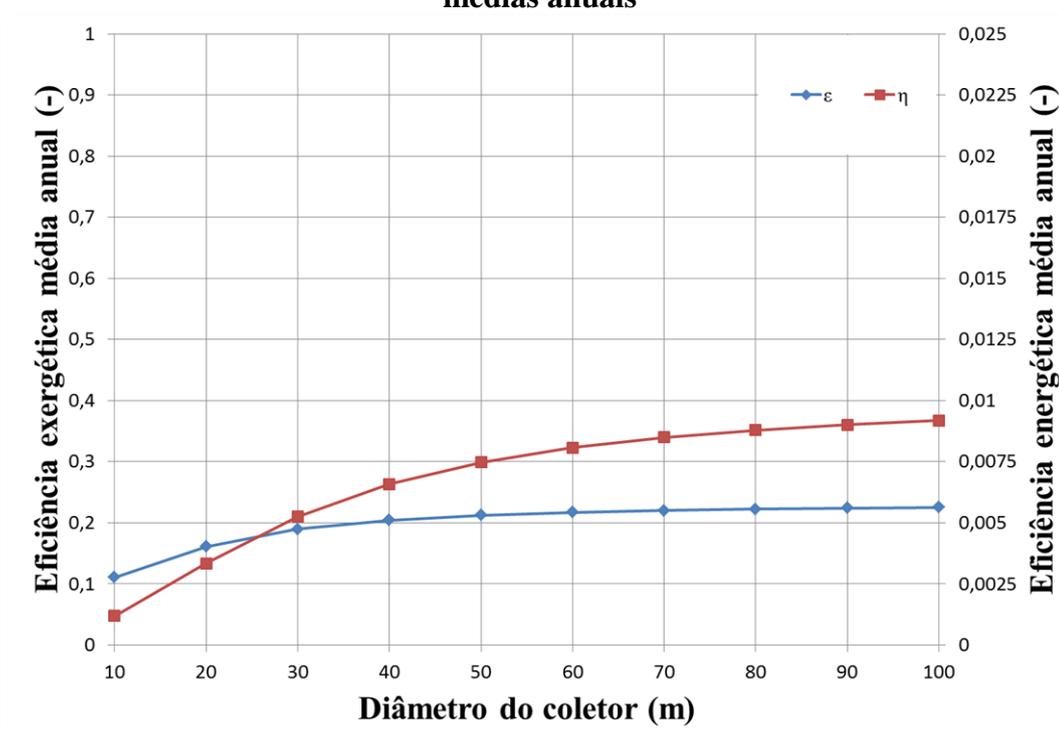
A Figura 55 mostra a variação média anual da vazão mássica em função do aumento do diâmetro do coletor. Observa-se que a vazão mássica apresenta um comportamento semelhante às temperaturas. No intervalo de 10 a 80 m ocorre o crescimento da vazão mássica com o aumento do diâmetro do coletor, sendo que a mesma praticamente dobra de valor neste intervalo. Após o diâmetro de 80m a vazão mássica tende a se estabilizar apresentando variações pouco significativas, uma vez que um aumento do coletor aumenta a força de empuxo, causando uma velocidade mais elevada no interior da chaminé, que faz com que as perdas por atrito sejam maiores.

A Figura 56 apresenta a relação entre o diâmetro do coletor e as exergias médias anuais e a energia média anual. As exergias apresentaram crescimento devido ao aumento do coletor que propiciou maior entrada de exergia e energia devido ao calor proveniente do solo no sistema. Embora a exergia de saída também tenha apresentado um comportamento crescente o mesmo foi inferior ao crescimento da exergia de entrada devido ao calor. Devido a escolha do estado morto a exergia de entrada é sempre zero, já que o mesmo representa o estado de referência.

A Figura 57 apresenta a relação entre o diâmetro do coletor e as eficiências exérgica e energética médias anuais. Como o diâmetro do coletor aumenta a energia colhida aumenta-se a eficiência exérgica, mas a taxa de crescimento da eficiência exérgica cai

moderadamente, este fato se deve as perdas por atrito que estão relacionadas à velocidade e por sua vez à vazão mássica, prevê-se que o aumento na velocidade causaria perdas mais elevadas e, conseqüentemente redução do aumento da eficiência exergética. Observa-se que a eficiência energética apresenta um comportamento muito semelhante à eficiência exergética, uma vez que o aumento da eficiência energética esta relacionado ao aumento da vazão mássica.

Figura 57 – Relação entre o diâmetro do coletor e as eficiências exergética e energética médias anuais



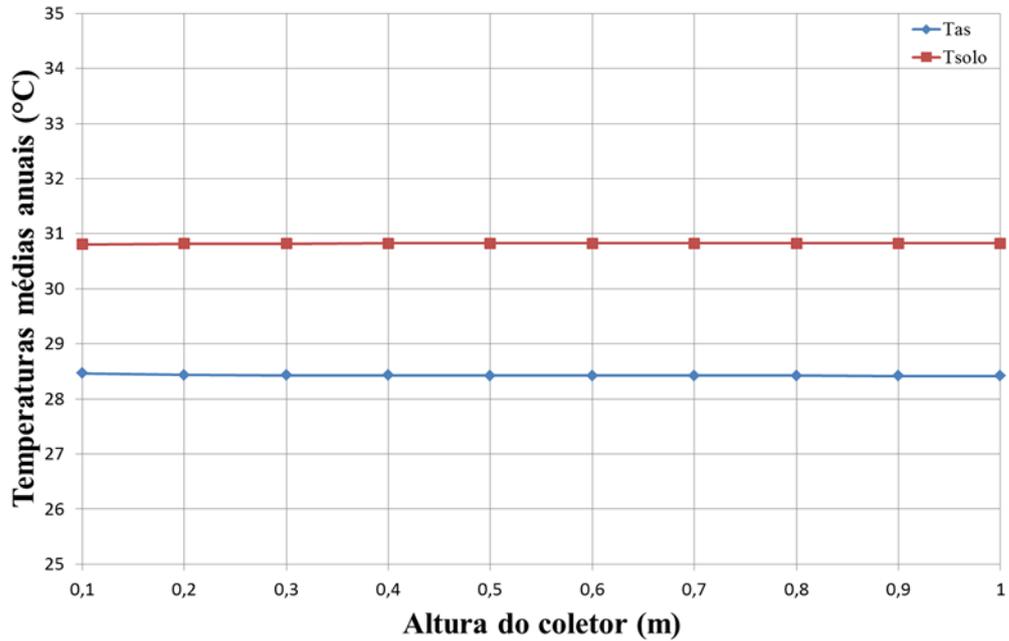
Fonte: Elaborado pela autora

As Figuras 58 a 61 apresentam os efeitos da variação da altura do coletor no escoamento e nas eficiências. A altura do coletor teve incremento de 0,1 m, sendo que foram testados limites de 0,1 a 1,0m.

Uma vez que a altura do mesmo favorece a entrada de mais fluido no interior da chaminé tem-se uma maior massa de fluido que necessita ser aquecida, o que faz com que as temperaturas do solo e de saída, Figura 58, e a vazão mássica, Figura 59, apresentem um comportamento constante.

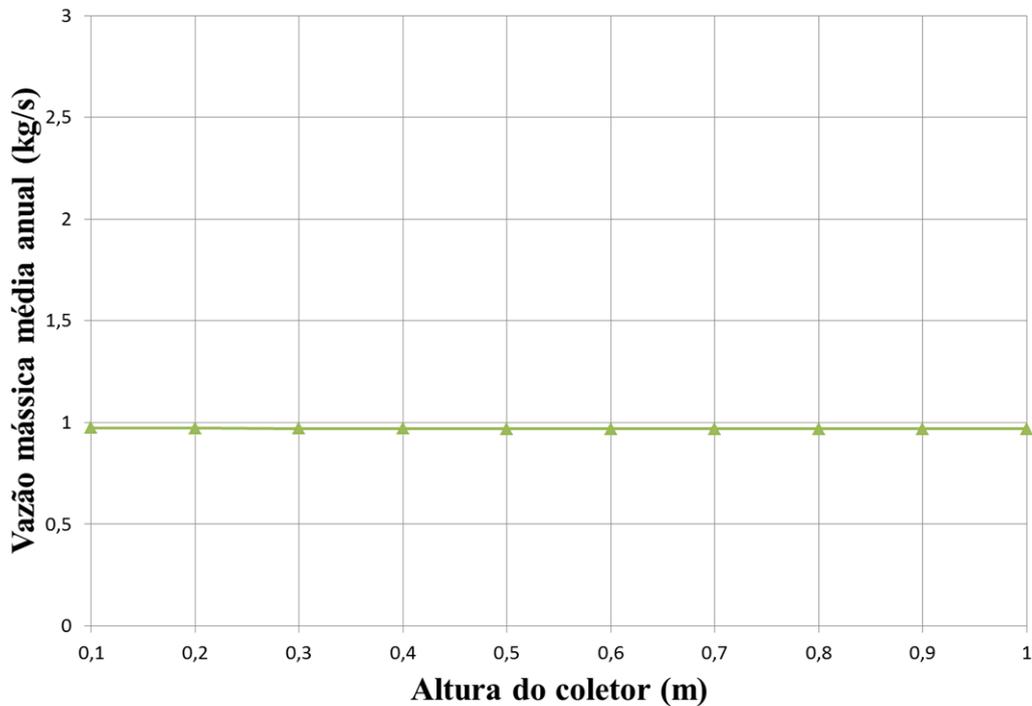
Embora a altura do coletor não apresente grande impacto sobre as condições do escoamento ou eficiências é necessário que o coletor seja mantido em uma altura baixa o suficiente para que os ventos laterais não impeçam o armazenamento de calor no solo.

Figura 58 – Relação entre a altura do coletor e as temperaturas de saída e do solo médias anuais



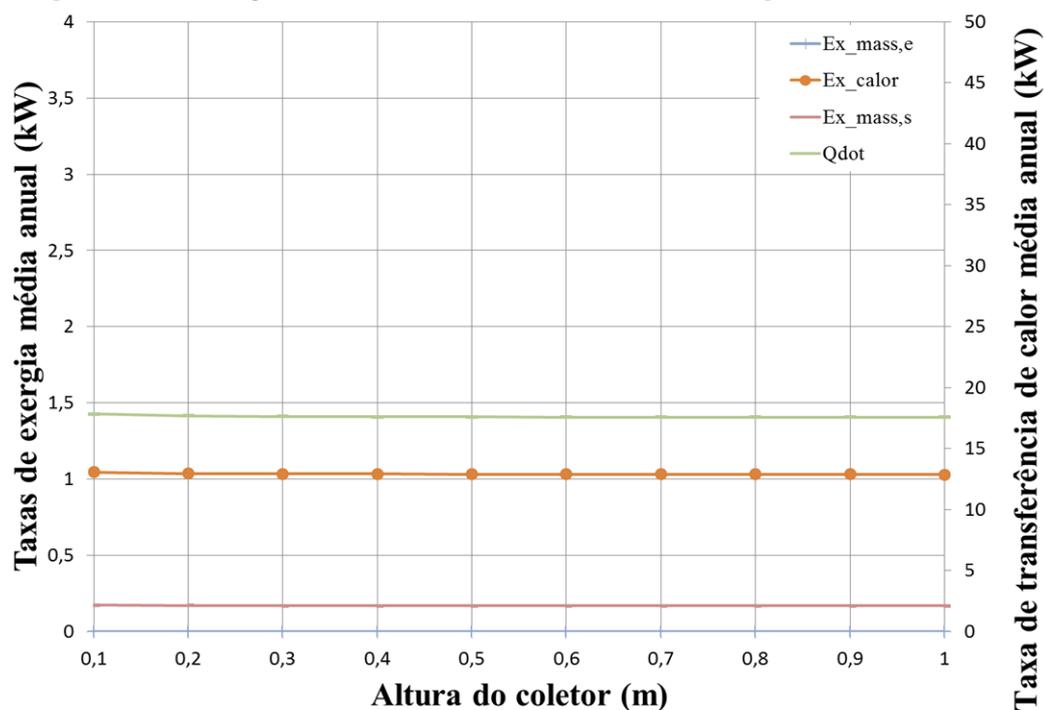
Fonte: Elaborado pela autora

Figura 59 – Relação entre a altura do coletor e a vazão mássica média anual



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 60 – Relação entre a altura do coletor e as exergias médias anuais



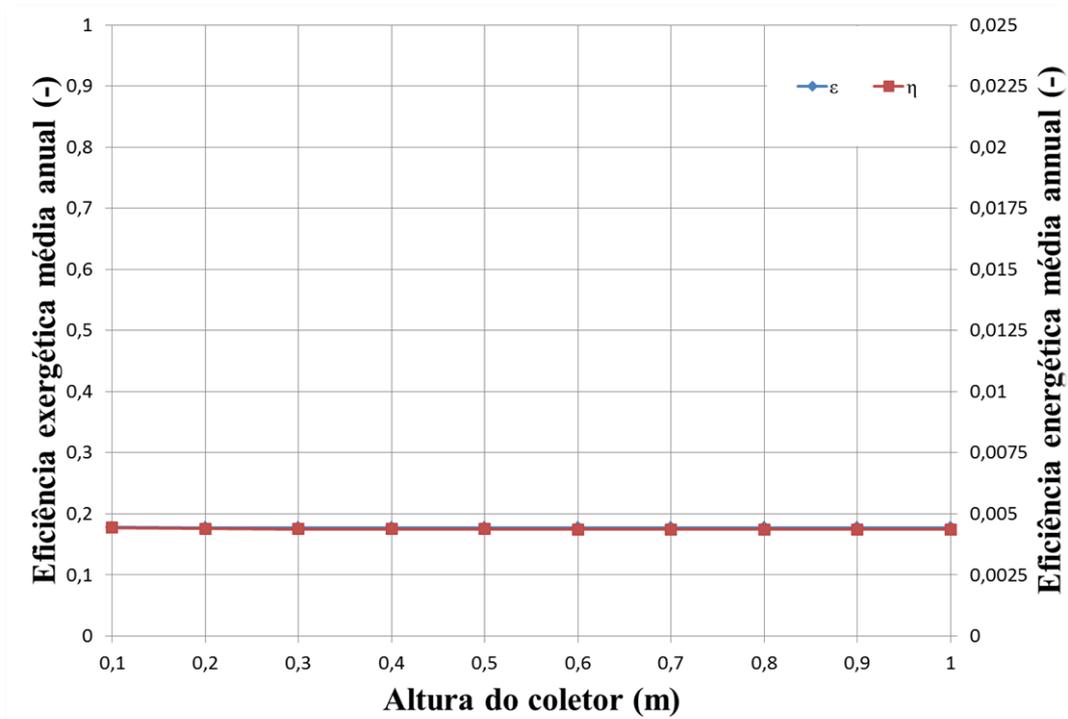
Fonte: Elaborado pela autora

A Figura 60 apresenta a influência da altura do coletor sobre as exergias médias anuais e a energia média anual. Observa-se que a exergia devido ao calor apresenta um comportamento constante, sendo ainda a maior taxa de exergia. Todavia, a energia apresenta decréscimo para maiores alturas do coletor, uma vez que uma maior altura do coletor proporciona uma maior massa de ar que necessita ser aquecida.

A Figura 61 apresenta a relação entre a altura do coletor e as eficiências exergética e energética médias anuais. Pode-se observar que a altura do coletor não apresenta grandes impactos sobre a eficiência exergética. Como as exergias são altamente dependentes tanto da vazão mássica quanto das temperaturas este comportamento já era esperado como observado na Figura 60. A eficiência energética apresentou um pequeno decréscimo, está associado ao decaimento da vazão mássica, já que a eficiência energética é diretamente influenciada pela mesma.

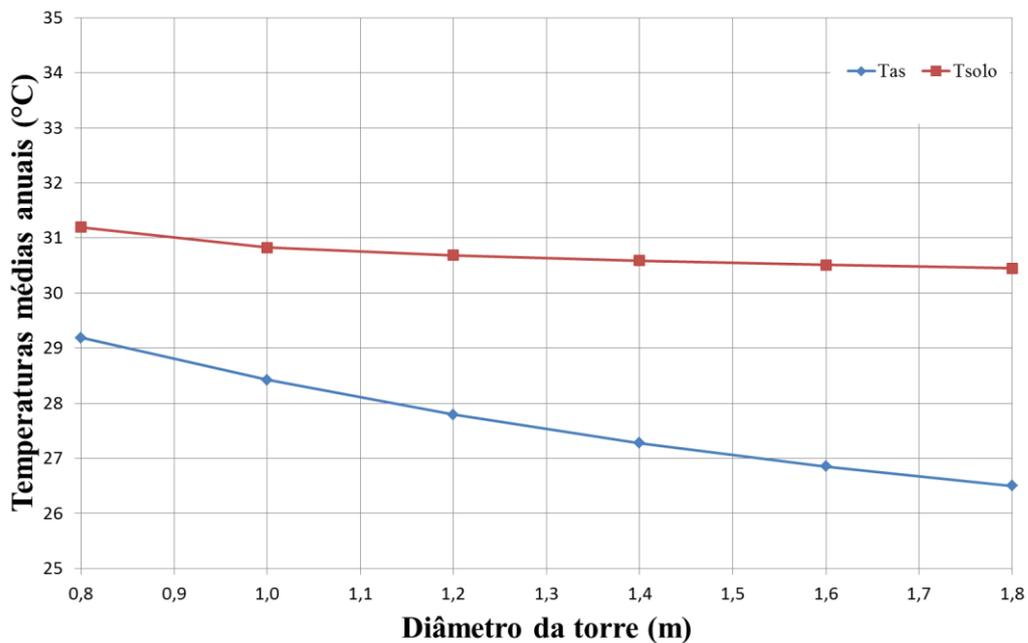
As Figuras 62 a 65 apresentam os efeitos da variação do diâmetro da torre no escoamento e nas eficiências. O diâmetro da torre teve incremento de 0,2 m, sendo que foram testados limites de 0,1 a 2 m. Para valores inferiores a 0,1 m e superiores a 1,8 m observou-se que o algoritmo era incapaz de resolver as propriedades do escoamento. Por isso para o diâmetro da torre suas dimensões foram variadas entre 0,8 e 1,8 m.

Figura 61 – Relação entre a altura do coletor e as eficiências exergética e energética médias anuais

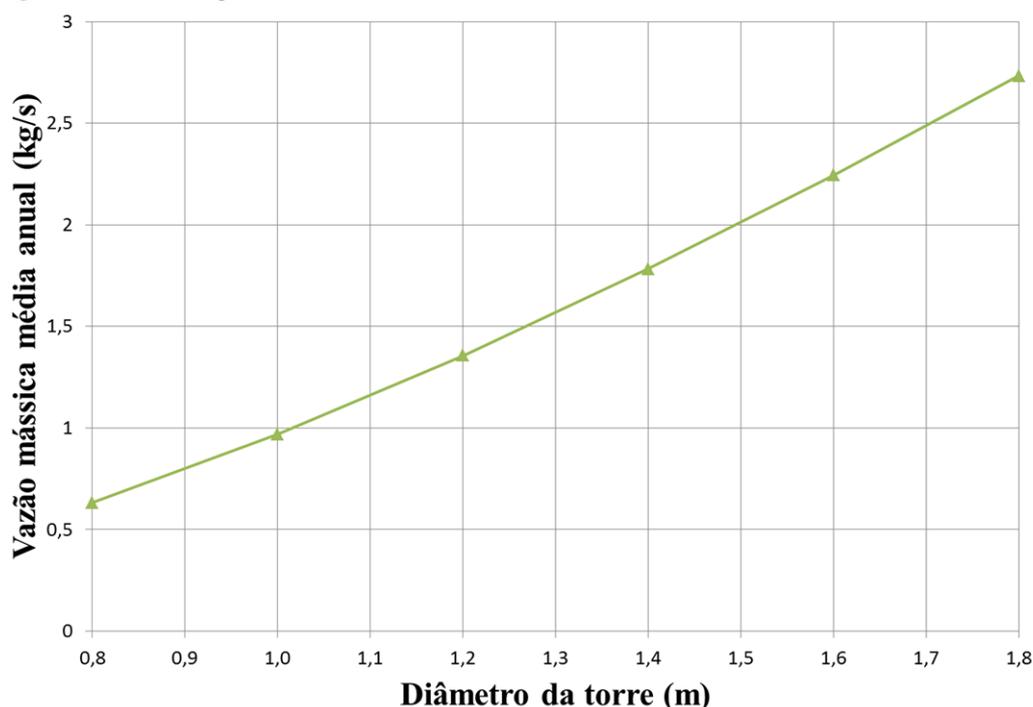


Fonte: Elaborado pela autora

Figura 62 – Relação entre o diâmetro da torre e as temperaturas de saída e do solo médias anuais



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 63 – Relação entre o diâmetro da torre e a vazão mássica média anual

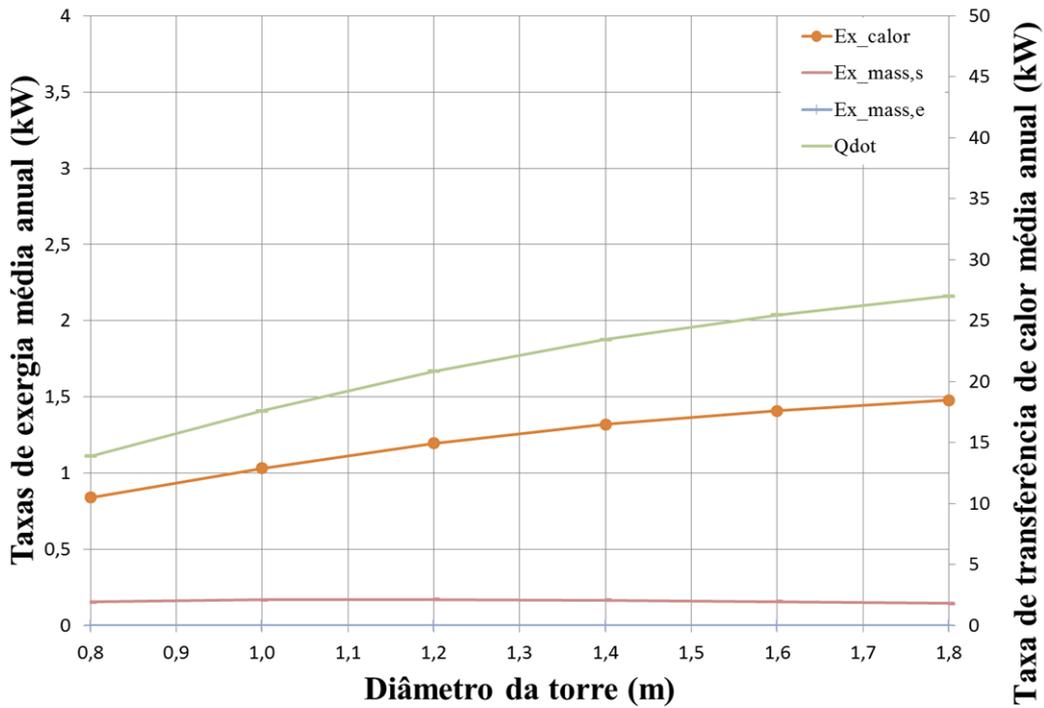
Fonte: Elaborado pela autora

Na Figura 62 observa-se que a temperatura do solo não varia significativamente com a variação do diâmetro da torre, apresentando um decréscimo menor que 1°C . Como a vazão diminui quando o raio da torre é reduzido, um menor volume de ar precisa ser aquecido, fazendo com que as temperaturas do escoamento sejam mais altas, por isso a variação da temperatura do escoamento apresentou uma variação de aproximadamente $2,5^{\circ}\text{C}$.

Conforme aumenta o diâmetro da torre, aumenta-se a vazão mássica uma vez que ela é dependente da velocidade do escoamento e da área do escoamento, como o aumento da área é superior à redução da velocidade tem-se o aumento da vazão mássica, Figura 63. No intervalo analisado, observa-se que a vazão mássica apresentou um comportamento crescente em relação ao incremento do diâmetro da torre, tendo a vazão mássica praticamente dobrado de valor no intervalo analisado.

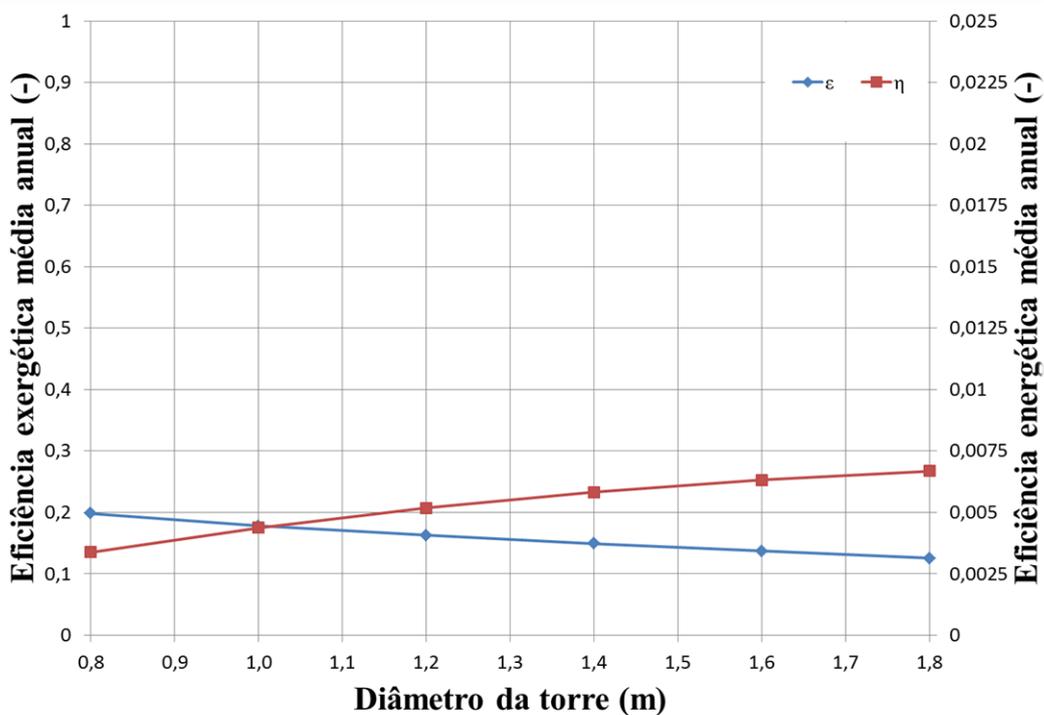
A Figura 64 apresenta as taxas de exergias. Observa-se que a exergia devido ao calor apresenta as maiores taxas e que apresenta um comportamento crescente em relação ao aumento do diâmetro da torre, tendo a energia apresentado um comportamento semelhante. Todavia, a exergia de saída apresentou um comportamento constante, este comportamento impactará prejudicialmente na eficiência exérgica.

Figura 64 – Relação entre o diâmetro da torre e as exergias médias anuais



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 65 – Relação entre o diâmetro da torre e as eficiências exérgica e energética médias anuais



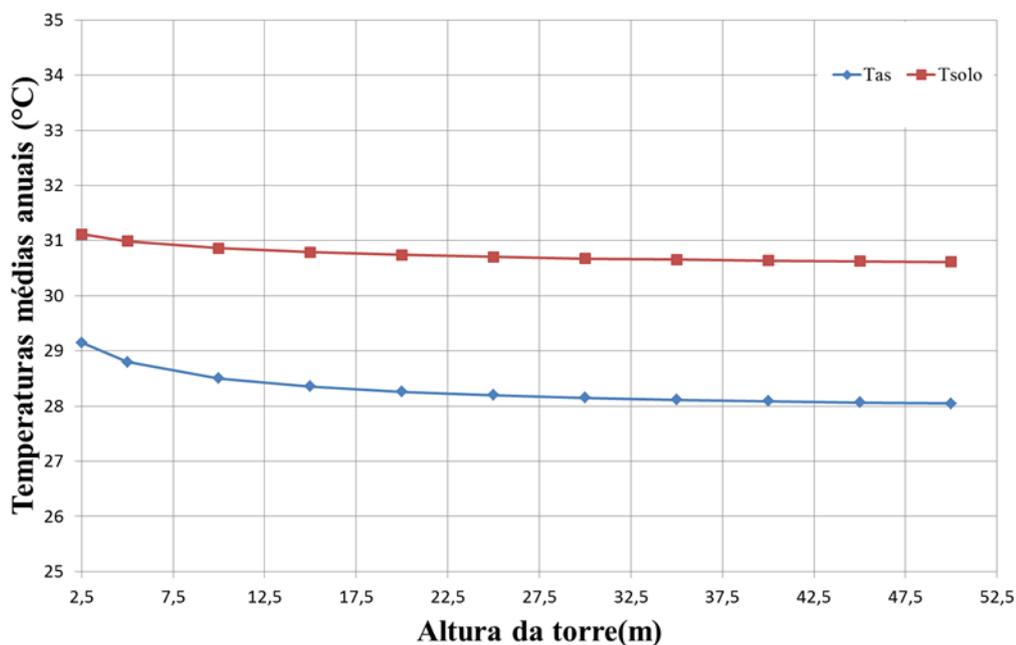
Fonte: Elaborado pela autora

O efeito do diâmetro da torre sobre as eficiências exérgica e energética médias anuais é apresentado na Figura 65. Pode-se observar que o aumento do diâmetro da torre favorece um decréscimo da eficiência exérgica, em partes isto se deve ao fato de que apesar de ocorrer um aumento da exergia de entrada devido à transferência de calor, a exergia devido à massa de saída não foi influenciada por esse acréscimo de energia, portanto grande parte da energia gerada a mais não ser aproveitada. Grande parte do aumento da eficiência energética deve-se ao crescimento da vazão mássica, já que a eficiência energética é fortemente dependente do comportamento da vazão mássica.

A altura da torre teve incremento de 5 m, sendo que foram testados limites de 1 a 50 m. Para valores inferiores a 5 m observou-se que o algoritmo era incapaz de resolver as propriedades do escoamento. Por isso, para a altura da torre suas dimensões foram variadas entre 5 e 50 m. As Figuras 66 a 69 apresentam os efeitos da variação da altura da torre no escoamento e nas eficiências.

O aumento da altura da torre provoca um aumento da intensidade das forças de empuxo presentes no escoamento, aumentando a velocidade média de saída do ar, desta maneira às temperaturas sofrem uma ligeira queda, Figura 66.

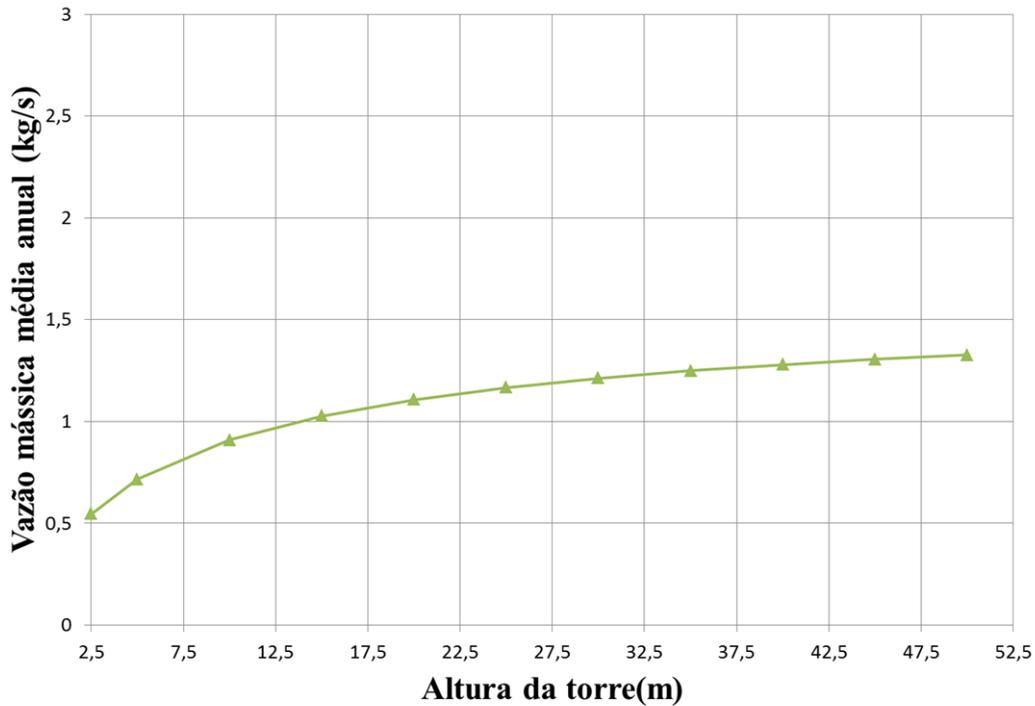
Figura 66 – Relação entre a altura da torre e as temperaturas de saída e do solo médias anuais



Fonte: Elaborado pela autora

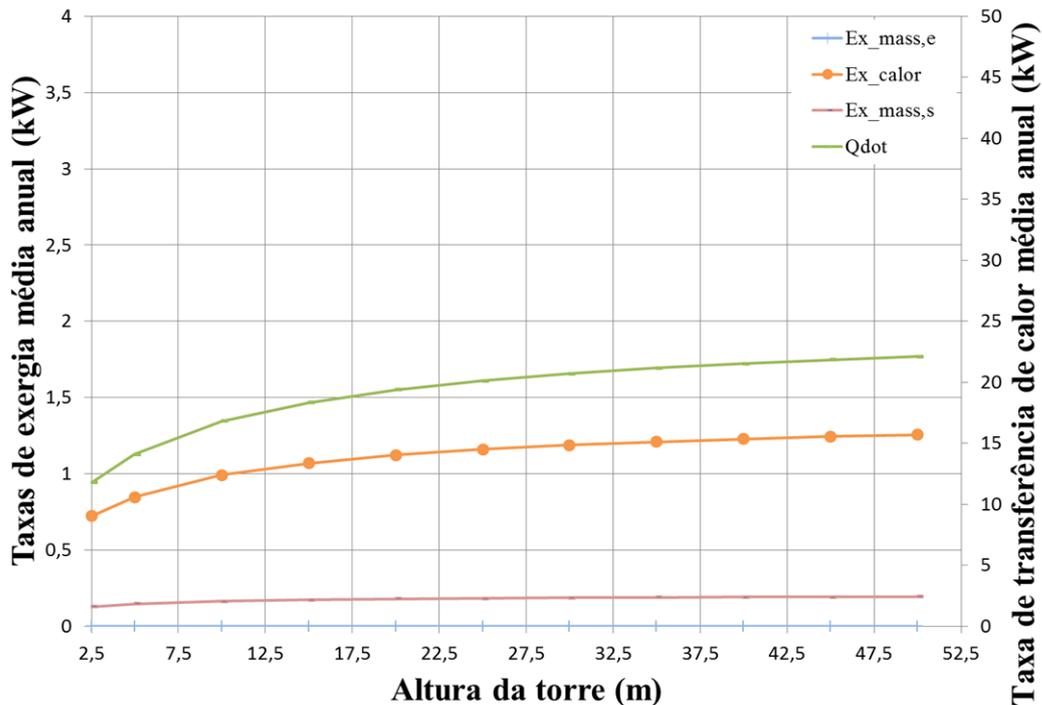
Como o escoamento é gerado pela diferença de pressão entre a base e o topo da torre, quanto maior a altura da torre, maior a força motriz do escoamento e maiores as velocidades e consequentemente a vazão mássica, Figura 67.

Figura 67 – Relação entre a altura da torre e a vazão mássica média anual



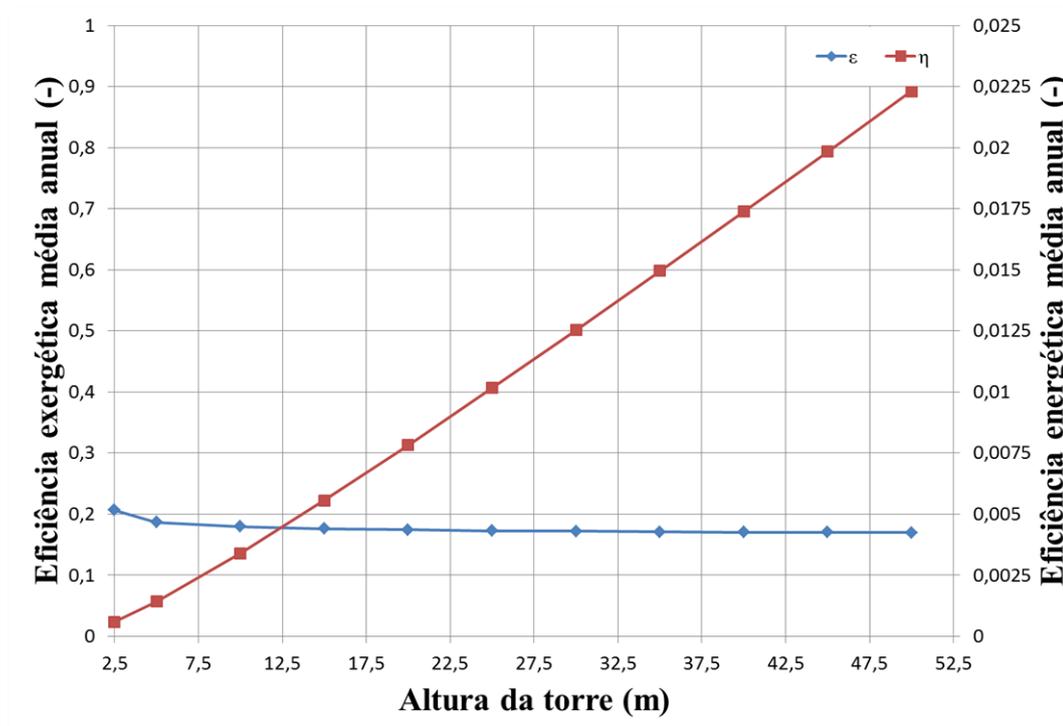
Fonte: Elaborado pela autora

Figura 68 – Relação entre a altura da torre e as exergias médias anuais



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 69 – Relação entre a altura da torre e as eficiências exergética e energética médias anuais



Fonte: Elaborado pela autora

Na Figura 68 este comportamento se torna claro uma vez que há o aumento da exergia devido ao calor, mas a exergia de massa de saída apresenta um gradiente muito pequeno, o que faz com que as perdas exergéticas sejam altas.

O aumento da vazão mássica favorece o aumento da eficiência energética, Figura 69. Por outro lado o aumento da vazão mássica e a diminuição das temperaturas de saída parecem se equilibrar fazendo com que a eficiência exergética apresente um comportamento praticamente constante.

Estes resultados estão de acordo com os resultados apresentados na literatura no que se refere às condições do escoamento como apresentado por Maia (2005) e para a eficiência energética como apresentado por Koonsrisuk e Chitsomboon (2009).

5.4 Otimização

Nesta seção são apresentados os resultados relativos à otimização realizada para os parâmetros geométricos de uma chaminé solar tendo como função objetivo a eficiência exergética média anual.

Schlaich (1995), um dos percursores da tecnologia de chaminés solares, afirma que não existem dimensões ótimas para chaminés solares, sendo este o primeiro estudo de otimização em chaminés solares. Dentre as dificuldades encontradas na realização desta etapa do trabalho estão a falta de informações da literatura, a determinação das configurações ótimas embasadas nas análises de primeira e segunda leis da termodinâmica e o fato da função objetivo apresentar comportamento exponencial. Além disso, o algoritmo não apresentou sensibilidade aos valores iniciais.

A otimização foi realizada através de dois métodos: métrica variável e direções conjugadas. Na Tabela 5 são apresentados os resultados relativos aos dois métodos empregados.

Tabela 5 – Comparação entre os resultados dos métodos de otimização

Variáveis	Restrições	Geometria padrão	Métrica variável	Direções conjugadas
Diâmetro do coletor	$10 < D_c < 100$	25,0	25,0	25,0
Altura do coletor	$0,1 < H_c < 1,0$	0,5	0,5	1,0
Diâmetro da torre	$0,8 < D_t < 1,8$	1,0	0,9	1,0
Altura da torre	$5,0 < H_t < 50$	12,3	12,3	5,1
$\bar{\varepsilon}_{anual}$	-	0,15	0,48	0,55
$\bar{\eta}_{anual}$	-	0,0044	0,0039	0,0015
$\bar{T}_{as\ anual}$	-	30,82	30,91	30,99
$\bar{T}_{solo\ anual}$	-	28,44	28,80	28,80
\bar{m}_{anual}	-	0,9713	0,7948	0,7214

Fonte: Elaborado pela autora

De acordo com Secchi e Biscaia Jr (2012) são comuns resultados diferentes para métodos de otimização diferentes. Geralmente estas diferenças estão relacionadas à função objetivo com comportamento exponencial, já que os métodos apresentam grande dificuldade em estabelecer a solução do problema.

O método da métrica variável apresentou alterações em relação a geometria padrão somente para o diâmetro da torre, que foi decrescido em 0,1 m. Já o método das direções conjugadas apresentou alterações geométricas na altura do coletor, acréscimo de 0,5 m e na altura da torre com decréscimo de 7,2 m. Para o método da métrica variável os resultados apresentaram se dentro das faixas de restrições para todas as variáveis, já o método das

direções conjugadas atingiu o limite superior para a altura do coletor e apresentou valor muito próximo do limite inferior para a altura da torre.

Quando os métodos são comparados com resultados para a geometria padrão, que apresentou eficiência exergética média anual de 0,15, houve um aumento significativo das eficiências para o método da métrica variável houve um aumento de 3,2 vezes e para o método das direções conjugadas houve um aumento de 3,67 vezes. Observa-se que a eficiência energética média anual apresentou decréscimo em relação a geometria padrão. Como a análise foi realizada a vazio, este comportamento já era de se esperar uma vez que o aumento da eficiência exergética favorece maior entrada de exergia, e conseqüentemente de energia, porém como o escoamento de ar não foi utilizado para a secagem de produtos agrícolas, maior quantidade de energia foi desperdiçada e conseqüentemente a eficiência energética média anual foi menor. Outro fato, foi que a vazão mássica média anual apresentou decréscimo de 19% para o método da métrica variável e para o método das direções conjugadas apresentou decréscimo de 26%, como a vazão mássica foi menor conseqüentemente a eficiência energética média anual também foi uma vez que a eficiência energética é dependente da vazão. Já as temperaturas médias anuais tanto do solo quanto do escoamento não apresentaram variações significativas.

Ambos os métodos exigiram grande esforço computacional, já que o tempo necessário para a otimização de ambos foi superior a 720 horas, para um computador com 32 Gb de memória.

6 CONCLUSÕES

Este trabalho se dedicou ao estudo do escoamento de ar no interior de uma chaminé solar. Para tal foi necessário estimar os parâmetros ambientais, tais como radiação solar e temperatura ambiente em cada dia do ano. Posteriormente um modelo da literatura em função dos parâmetros geométricos foi utilizado para prever o comportamento da vazão mássica, da temperatura do escoamento e do solo, utilizando os parâmetros ambientais provenientes dos modelos. Para entender a influência dos parâmetros geométricos sobre o escoamento foi realizada a análise paramétrica. A partir dos resultados obtidos foi realizada a otimização dos parâmetros geométricos de uma chaminé solar obtendo a máxima eficiência exergética através do método da métrica variável e do método das direções conjugadas.

Uma análise energética e exergética de um protótipo de chaminé solar foi realizada para quatro dias de ensaio, utilizando-se dados experimentais da literatura. Foi possível observar que os perfis de temperatura e de velocidade estão intimamente relacionados com a radiação solar incidente sobre o dispositivo. Foram avaliados dois estados de referência para a análise exergética. Verificou-se que as taxas de exergia e eficiências exergéticas foram mais elevadas para uma temperatura ambiente fixa do que aqueles obtidos com a temperatura ambiente instantânea. Este comportamento pode ser explicado devido à temperatura selecionada como referência ser a menor temperatura do período. Porém a utilização da temperatura ambiente instantânea como referência torna o estudo mais plausível com a realidade, uma vez que aquele é realmente um estado em que é possível se obter o equilíbrio termodinâmico. As maiores taxas de exergia são encontrados para as taxas de fluxo de exergia devido à transferência de calor. Além disso, as perdas de exergia mais elevadas foram encontradas próximo ao meio dia. Com isso, pode-se concluir que os níveis maiores de radiação solar incidente podem levar a perdas de exergia mais elevadas. Uma vez que esse calor não foi utilizado, as perdas de exergia foram maiores, e as eficiências exergéticas foram menores. As perdas exergéticas foram muito significativas, principalmente porque o escoamento de ar quente gerado não foi utilizado. Este resultado indica que há um grande potencial de exergia para ser aproveitado.

Os modelos empregados para a modelagem da radiação solar, modelos de Erbs (1982) e de Collares-Pereira e Rabl (1979) representaram com fidelidade as variações temporais e espaciais da radiação solar. Ambos os modelos apresentaram resultados semelhantes para a radiação solar direta. Embora o modelo de Erbs (1982) tenha apresentado diferenças muito elevadas para a radiação solar difusa, quando comparados com o ano padrão e com os dados

da literatura obtidos por Maia (2005) e Ferreira (2004). Com base nisto o modelo de Collares-Pereira e Rabl (1979) foi considerado mais adequado para a análise proposta.

A modelagem da temperatura ambiente, através dos modelos de Lorenzo (1994) e Meteonorm (2013), apresentou com fidelidade as variações temporais e espaciais. O modelo apresentado por Meteonorm (2013) é mais adequado, pois representa com mais fidelidade o comportamento oscilante da temperatura ao longo do dia, apesar de sua maior complexidade. As diferenças apresentadas pelos métodos foram elevadas quando comparados com os dados experimentais da literatura, dada a complexidade de previsão das condições atmosféricas.

O modelo utilizado para a descrição das condições do escoamento apresentou resultados satisfatórios para a descrição das temperaturas, todavia, a vazão mássica apresentou grandes diferenças principalmente durante o período noturno, e mesmo no período diurno a vazão mássica calculada foi superior a obtida experimentalmente. O desenvolvimento de um modelo matemático para a modelagem de chaminés solares é de fundamental importância para o estudo de sua viabilidade técnico-econômica. A utilização deste modelo permite que as condições do escoamento sejam conhecidas, sem a necessidade de construção do dispositivo. Desta forma, pode-se determinar os parâmetros geométricos mais adequados para a operação de chaminés solares em diferentes localidades.

A análise paramétrica demonstrou que os parâmetros mais importantes para a avaliação do desempenho de uma chaminé solar são o diâmetro e a altura da torre e o diâmetro do coletor, uma vez que a sua alteração provoca as maiores diferenças nos valores do escoamento, em relação à geometria adotada como padrão. A altura inicial do coletor não influenciou significativamente o comportamento do escoamento, desde que mantido um valor baixo, para que os ventos laterais não impeçam que o calor seja armazenado pelo solo. Foi observado que o aumento do diâmetro do coletor provoca um aumento na velocidade e na temperatura médias de saída do ar. Um aumento da altura da torre provoca um aumento da velocidade e uma redução do ganho de temperatura em relação à temperatura do ar de entrada. O aumento do diâmetro da torre causa uma redução do atrito e um aumento da vazão do escoamento.

A otimização dos parâmetros geométricos em função da máxima eficiência exergética média anual apresentou ganho significativo para o método da métrica variável houve um aumento de 3,2 vezes e para o método das direções conjugadas houve um aumento de 3,67 vezes em relação à geometria padrão. O método das direções conjugadas e o método da métrica variável apresentaram valores diferentes para os parâmetros geométricos. Para o método da métrica variável as alterações ocorreram em relação à geometria padrão somente

para o diâmetro da torre. O método das direções conjugadas apresentou alterações geométricas na altura do coletor e na altura da torre.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Com base na experiência obtida durante a elaboração deste trabalho, sugerem-se os seguintes desenvolvimentos futuros:

- a) Realizar a análise energética e exergetica proposta neste trabalho para o escoamento com secagem, uma vez que existem dados experimentais para a secagem de produtos agrícolas no dispositivo em questão. Para esta condição, desenvolver, através de correlações empíricas, a variação da umidade do ar no interior de uma chaminé solar em função da radiação solar e de suas variáveis geométricas;
- b) Testar outros modelos matemáticos para determinação das condições do escoamento no interior da chaminé solar;
- c) Desenvolver uma nova expressão para a vazão mássica em função dos parâmetros geométricos;
- d) Avaliar outras funções objetivo, como a taxa de calor, na otimização dos parâmetros geométricos;
- e) Realizar a otimização dos parâmetros geométricos através de outros métodos de otimização.

REFERÊNCIAS

- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil Parte I: Energia no Brasil e no Mundo**. 2009. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/arquivos/pdf/atlas_part1_cap2.pdf>. Acesso em: 22 fev. 2013.
- ALPUCHE M.G.; HEARD C.; BEST R.; ROJAS J. Exergy analysis of air cooling systems in buildings in hot humid climates. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 507-517, 2005.
- AMMAR, M.B.; CHAABENE M.; ELHAJJAJI, A. Daily energy planning of a household photovoltaic panel. **Applied Energy**, v.87, n.7, p. 2340–2351, 2010.
- ARONOVA, E. S.; GRILIKHES, V. A.; SHVARTS, M. Z. Optimization of arrangement of photoelectric power plants with radiation concentrators in solar electric power plant design. **Applied Solar Energy**, v. 44, n. 4, p. 237- 242, 2008.
- ASNAGHI, A.; LADJEVARDI, S.M. Solar chimney power plant performance in Iran. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.16, p. 3383-3390, 2012.
- BAÑOS, R.; MANZANO-AGUGLIARO, F.; MONTOYAB, F.G.; GILA, C.; ALCAYDEB, A.; GÓMEZC, J. Optimization methods applied to renewable and sustainable energy: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, p. 1753–1766, 2011.
- BARBIERI, J. **Desenvolvimento e meio ambiente. As estratégias de mudança da Agenda 21**. 7 ed. Petrópolis: Editora Vozes, 2005.
- BECKMAN, W. A., KLEIN, S.A., DUFFIE, J.A. **Solar heating design by the f-chart method**.1 ed. New York: Wiley-Interscience, 1977.
- BEJAN, A. **Convection heat transfer**. 3 ed. Durham: John Wiley & Sons, 2004.
- BERNARDES M.A.S.; VOß A.; WEINREBE G. Thermal and Technical Analyses of Solar Chimneys. **Solar Energy**, v.75, p. 511-524, 2003.
- CABANYES, I., Proyecto de Motor Solar. **La Energia Eléctrica: Revista General de Electricidad y sus Aplicaciones**,v. 8, p. 61-65, 1903.
- CAO, F.; LI, H.; ZHAO, L.; BAO, T.; GUO, L. Design and simulation of the solar chimney power plants with TRNSYS. **Solar Energy**, v. 98, p. 23–33, 2013.
- CAO, F.; ZHAO, L.; LI, H.; GUO, L. Performance analysis of conventional and sloped solar chimney power plants in China. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, p. 582-592, 2013.
- CELMA, A.R.; CUADROS, F. Energy and exergy analyses of OMW solar drying process. **Renewable Energy**, v. 34, p. 660–666, 2009.
- CHERGUI, T.; LARBI S, BOUHDJAR A. Thermo-hydrodynamic aspect analysis of flows in solar chimney power plants - A case study. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, p. 1410–1418, 2010.

COLLARES-PEREIRA, M., RABL, A. The average distribution of solar radiation- correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values. **Solar Energy**, v. 22, p. 155-164, 1979.

COLEBROOL, C.F. Turbulent Flow in Pipes, with Particular Reference to the Transition Region between the smooth and rough pipe laws. **Journal of the ICE**, v. 11, n.4, p. 133 –156, 1939.

CORDEIRO, A. S. **Otimização e melhoramento exergoeconômico de sistemas térmicos modelados em um simulador de processos utilizando métodos de busca direta e estocásticos**. 2007. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Brasil.

CRAWLEY, D.B.;HUANG, Y.J. Does it matter which weather data you use in energy simulations? **Building Energy Simulation User News**, v.18, n.1, 1997.

DANTAS, V. **Otimização da injeção de polímeros em reservatórios de petróleo**. 2008.130 f. Dissertação - Universidade Federal de Pernambuco, Departamento de Engenharia Civil, Recife.

DAI, Y.J.; HUANG, H.B.; WANG, N.R.Z. Case study of solar chimney power plants in North-western regions of China. **Renewable Energy**, v. 28, p. 1295–1304, 2003.

DHAHRI, A.; OMRI, A. A Review of solar Chimney Power Generation Technology. International Journal of Engineering and Advanced Technology. **International Journal of Engineering and Advanced Technology** , v. 2, p. 2249-8958, 2013.

DIENSTMANN, G. **Energia solar: uma comparação de tecnologias**.2009. Monografia - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de Engenharia Elétrica, Porto Alegre.

DINCER, I. The role of exergy in energy policy making. **Energy Policy**, v. 30, p. 137-149, 2002.

DINCER, I.; ROSEN, M.A. **Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development**. 5 ed. Oxford: Elsevier, 2007.

DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A. **Solar engineering of thermal processes**. 3 ed. New York: John Wiley & Sons, 2006.

ERBS, D.G., KLEIN, S.A., DUFFIE, J.A. Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation. **Solar Energy**, v. 28, p. 293-302 , 1982.

FASEL, H.F.; MENG, F.; SHAMS, E.; GROSS, A.CFD analysis for solar chimney power plants. **Solar Energy**, v. 98, p. 12–22, 2013.

FERREIRA, A.G. **Estudo de Viabilidade Técnica da Utilização de uma Chaminé solar como Secador de Alimentos**. 2004. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

FERREIRA, A.G.; MAIA, C.B.; CORTEZ, M.F.B.; VALLE, R.M. Technical feasibility assessment of a solar chimney for food drying. **Solar Energy**, v. 82, p. 198-205, 2008.

FLURI, T.P.; VON BACKSTRÖM, T.W. Performance analysis of the power conversion unit of a solar chimney power plant. **Solar Energy**, v. 82, p. 999–1008, 2008.

GHOLAMALIZADEH, E.; KIM, M.H. Three-dimensional CFD analysis for simulating the greenhouse effect in solar chimney power plants using a two-band radiation model. **Renewable Energy**, v. 63, p. 498-506, 2014.

GUIMARÃES, A. P. C. **Estudo solarimétrico com base na definição de mês padrão e sequência de radiação diária**. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Minas Gerais - Curso de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, 1995.

HAAF, W. Solar chimneys, part II: preliminary test results from the Manzanares pilot plant. **International Journal of Solar Energy**, v. 2, p. 141–161, 1984.

HAAF, W.; FRIEDRICH, K.; MAYR, G.; SCHLAICH, J. Solar chimneys, part I: principle and construction of the pilot plant in Manzanares. **International Journal of Solar Energy**, v. 2, p. 3–20, 1983.

HAMDAN, M.O. Analysis of a solar chimney power plant in the Arabian Gulf region. **Renewable Energy**, v. 36, p. 2593-2598, 2011.

HAMDAN, M.O. Analysis of solar chimney power plant utilizing chimney discrete model. **Renewable Energy**, v. 56, p. 50-54, 2013.

HEPBASLI, A. A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 12, p. 593–661, 2008.

HERMANN, W. Quantifying global exergy resources. **Energy**, v. 31, p. 1685 -1702, 2006.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. **Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation**. 2012. Disponível em: <http://srren.ipcc-wg3.de/report/IPCC_SRREN_Full_Report.pdf>. Acesso . em: 19 fev. 2013.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Bioenergy**. OECD/IEA , Paris, 2009a.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Technology Roadmap – Wind Energy**. OECD/IEA , Paris, 2009b.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Technology Roadmap—Solar Photovoltaic Energy**. OECD/IEA , Paris, 2009c.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Renewable Energy Essentials: Hydropower**. OECD/IEA , Paris, 2010.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Renewable Energy: Markets and Prospects by Technology**. OECD/IEA , Paris, 2011a.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Technology Roadmap—Geothermal Heat and Power**. OECD/IEA , Paris, 2011b.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Renewable Energy – Markets and Prospects by technology**. OECD/IEA , Paris, 2011c.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Key World Energy Statistic**. OECD/IEA , Paris, 2012.

KASAEIAN, A.B.; HEIDARI, E.; VATAN, NASIRI VATAN, S. Experimental investigation of climatic effects on the efficiency of a solar chimney power plant. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.15, p. 5202-5206, 2011

KETLOGETSWE, C.; FISZDON, J.K.; SEABE, O.O. Solar chimney power generation project—The case for Botswana. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.12, p. 2005–2012, 2008.

KLEIN, S. A., 2004. **Engineering Equation Solver**, v. 7.187-3D, F-Chart Software, Madison, USA.

KOONSRISUK, A.; CHITSOMBOON, T. A single dimensionless variable for solar chimney power plant modeling. **Solar Energy** v. 83, p. 2136-2143, 2009a.

KOONSRISUK, A.; CHITSOMBOON, T. Partial geometric similarity for solar chimney power plant modeling. **Solar Energy**, v. 83, p. 1611–1618, 2009b.

KOONSRISUK, A.; CHITSOMBOON, T. Accuracy of theoretical models in the prediction of solar chimney performance. **Solar Energy**, v. 83, p. 1764–1771, 2009c.

KOONSRISUK, A.; LORENTE, S.; BEJAN A. Constructal solar chimney configuration. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.53, p. 327–333, 2010.

KRÖGER, D.G., BURGER, M. Experimental convection heat transfer coefficient on a horizontal surface exposed to the natural environment. **Proceedings of the ISES EuroSun2004 International Sonnenforum**, vol. 1, pp. 422-430, 2004.

LARBI, S.; BOUHDJAR, A.; CHERGUI, T. Performance analysis of a solar chimney power plant in the southwestern region of Algeria. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, p. 470–477, 2010.

LEON, M.A.; KUMAR, S.; BHATTACHARYA, S.C. A comprehensive procedure for performance evaluation of solar food dryers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 6, p. 367–393, 2002.

LI, C. H.; ZHU, X. J.; CAO, G. Y; SUI S.; HU, M. R. Dynamic modeling and sizing optimization of stand-alone photovoltaic power systems using hybrid energy storage technology. **Renewable Energy**, v. 34, n. 3, p. 815–826, 2009.

LI, J., GUO, P., WANG, Y. Effects of collector radius and chimney height on power output of a solar chimney power plant with turbines. **Renewable Energy**, v. 47, p. 21-28, 2012.

LIU, B. Y. H., JORDAN, R.C. The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation. **Solar Energy**, v.4, p.1-19, 1960.

LORENZO, E. **Eletricidade solar: ingenieria de los sistemas fotovoltaicos**. Espanha: Artes Gráficas Galas, 1994.

LUIZ, E.W.; MARTINS, F.R.; SCHUCH, N.J. Determinação de um ano meteorológico típico para Florianópolis –SC. **IV Congresso Brasileiro de Energia Solar e V Conferencia Latino-Americana da ISES** – São Paulo, 2012.

MAIA, C. B. **Análise Teórica e Experimental de uma Chaminé solar: Avaliação Termofluidodinâmica**. 2005. .Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Brasil.

MAIA, C.B.; FERREIRA, A.G.; VALLE, R.M.; CORTEZ, M.F.B. Theoretical evaluation of the influence of geometric parameters and materials on the behavior of the airflow in a solar chimney, **Computers & Fluids**, v. 38, p. 625-636, 2009.

MAIA,C.B.; CASTRO SILVA, J.O.; CABEZAS-GÓMEZ, L.; HANRIOT, S.M.;FERREIRA, A.G. Energy and exergy analysis of the airflow inside a solar chimney. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 27, p. 350–361, 2013.

MANEVICH, A. I; BOUDINOV, E. R. An efficient conjugate direction method with orthogonalization for large scale quadratic optimization problems. **Operations Research Proceedings**, v. 2004, p. 327-334, 2005.

MARQUES, K.; PEREIRA, T. P.; ASSIS, S. V. Análise do comportamento mensal do Índice de Limpidez. **Anais Congressos Brasileiros de Meteorologia**, edição XI – Rio de Janeiro. 2000.

MARTINS, F.R.; PEREIRA, E.B.; ABREU. Satellite-derived solar resource maps for Brazil under SWERA Project. **Solar Energy**, v.81, p. 517-528, 2007.

METEONORM. **Handbook part II:Theory**, 2013.

MING, T.; RICHTER, R.K.; MENG, F.; PAN, Y.; LIU, W. Chimney shape numerical study for solar chimney power generating systems. **International Journal of Energy Research**, v. 37, p. 310–322, 2013.

MOREIRA, M.F.S. **Análise Térmica de um Coletor Solar Composto de Cavidades V para Aquecimento de Água**. 2009. .Dissertação - Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Brasil.

NAJMI, M.; NAZARI, A.; MANSOURI, H.; ZAHEDI, G. Feasibility study on optimization of a typical solar chimney power plant. **Heat Mass Transfer**, v. 48, p. 475–485, 2012.

NEVES, L.S. **Chaminé solar, uma Alternativa para Angola?** 2005. .Dissertação (Mestrado) - Instituto Superior de Ciências do Trabalho e da Empresa, Angola.

NIZETIC, S.; KLARIN, B. A simplified analytical approach for evaluation of the optimal ratio of pressure drop across the turbine in solar chimney power plants. **Applied Energy**, v. 87, p. 587-591, 2010.

NIZETIC, S.; NINIC, N.; KLARIN, B. Analysis and feasibility of implementing solar chimney power plants in the Mediterranean region. **Energy**, v. 33, p. 1680-90, 2008.

OREN, S.S. A combined variable metric: Conjugate Gradient algorithm for a class of large scale unconstrained minimization problems. **Lecture Notes in Control and Information Sciences**, v. 7, p. 107-115, 1978.

ONAN, C.; OZKAN, D.B.; ERDEM, S. Exergy analysis of a solar assisted absorption cooling system on an hourly basis in villa applications. **Energy**, v. 35, p. 5277-5285, 2010.

ÖZISIK, M. N. **Heat Conduction**, 2 ed. New York: John Wiley & Sons, 1993.

PETELA, R. Thermodynamic study of a simplified model of the solar chimney power plant. **Solar Energy**, v. 83, p. 94-107, 2009.

PRESS, W.; TEUKOLSKY, S.A.; VETTERLING, W.T.; FLANNERY, B.P. **Numerical Recipes in Fortran 77: The Art of Scientific Computing**. 2 ed. New York: Press Syndicate of the University of Cambridge, 1992.

PRETORIUS, J.P. **Optimization and Control of a Large-scale Solar Chimney Power Plant**. 2007. Tese (Doutorado) - University of Stellenbosch, África do Sul.

PRETORIUS, J.P.; KRÖGER, D.G. Critical evaluation of solar chimney power plant performance. **Solar Energy**, v. 80, p. 535-544, 2006.

RAO, S.S. **Engineering Optimization : Theory and Practice**. 4 ed. New York: John Wiley & Sons, 2009.

ROSEN, M.A.; DINCER, I. Exergy as the confluence of energy, environment and sustainable development. **Exergy, an International Journal**, v.1, p. 3-13, 2001.

SAMPAIO, P.R. **Teoria, métodos e aplicações de otimização multiobjetivo**. 2011. . Dissertação (Mestrado em Ciência da Computação) - Universidade de São Paulo, Programa de Pós-Graduação em Ciência da Computação, São Paulo.

SANGI, R.; AMIDPOUR, M.; HOSSEINIZADEH, B. Modeling and numerical simulation of solar chimney power plants. **Solar Energy**, v. 85, n. 5, p. 829-838, 2011.

SCHLAICH, J. **The Solar Chimney: Electricity from the Sun**, 1 ed. Stuttgart: Axel Menges, 1995.

SCHLAICH, J.; SCHIEL, W. **Solar Chimneys**, 3 ed. London: Academic Press, 2000.

SHEWCHUK, J. R. **An Introduction to the Conjugate Gradient Method Without the Agonizing Pain**. 1 ed. School of Computer Science Carnegie Mellon University Pittsburgh, 2004.

SECCHI, A.R.;BISCAIA JR, E.C. **Otimização de Processos**. Notas de Aula, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2012.

SZARGUT, J.; STANEK, W. Thermo-ecological optimization of a solar collector. **Energy**, v. 32, n. 4, p. 584-590, 2007.

THIRUGNANASAMBANDAM, M.; INIYAN, S.; GOIC, R. A review of solar thermal Technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.14, p. 312–322, 2010.

TINGZHEN, M.; WEI, L.; GUOLING, X.; YANBINA, X.; XUHUA, G.; YUAN, P. Numerical simulation of the solar chimney power plant systems coupled with turbine. **Renewable Energy**; v. 33, p. 897–905, 2008a.

TINGZHEN, M., LIU,T., PAN,W. Y.; XU, G. Numerical analysis of flow and heat transfer characteristics in solar chimney power plants with energy storage layer. **Energy Conversion Management**, v. 49, p. 2872-2879, 2008b.

TINGZHEN, M., WEIN, L., GUOLIANG, X. Analytical and numerical investigation of the solar chimney power plant systems. **International Journal of Energy Research**, v. 30, p. 861-873, 2006.

VAHL, D. G. Natural convection of air in a square cavity: A Benchmark numerical solution. **International Journal Numeric Methods Fluids**, v.3, p. 249–64, 1983.

VAN GOOL, W. **Energy policy: fairly tales and factualities**. Innovation and technology-strategies and policies. Dordrecht: Kluwer; pp. 93–105. 1997.

VARUN, S. Thermal performance optimization of a flat plate solar air heater using genetic algorithm. **Applied Energy**, v. 87, n. 5, p. 1793- 1799, 2010.

XU, G.; MING, T.; PAN, Y.; MENG, F.; ZHOU, C. Numerical analysis on the performance of solar chimney power plant system. **Energy Conversion and Management**, v. 52, p. 876–883, 2011.

ZAGROUBA, M.; SELLAMI, A, BOUAICHA, M.; KSOURI, M. Identification of PV solar cells and modules parameters using the genetic algorithms: application to maximum power extraction. **Solar Energy**, v. 84, n. 5, p. 860- 866, 2010.

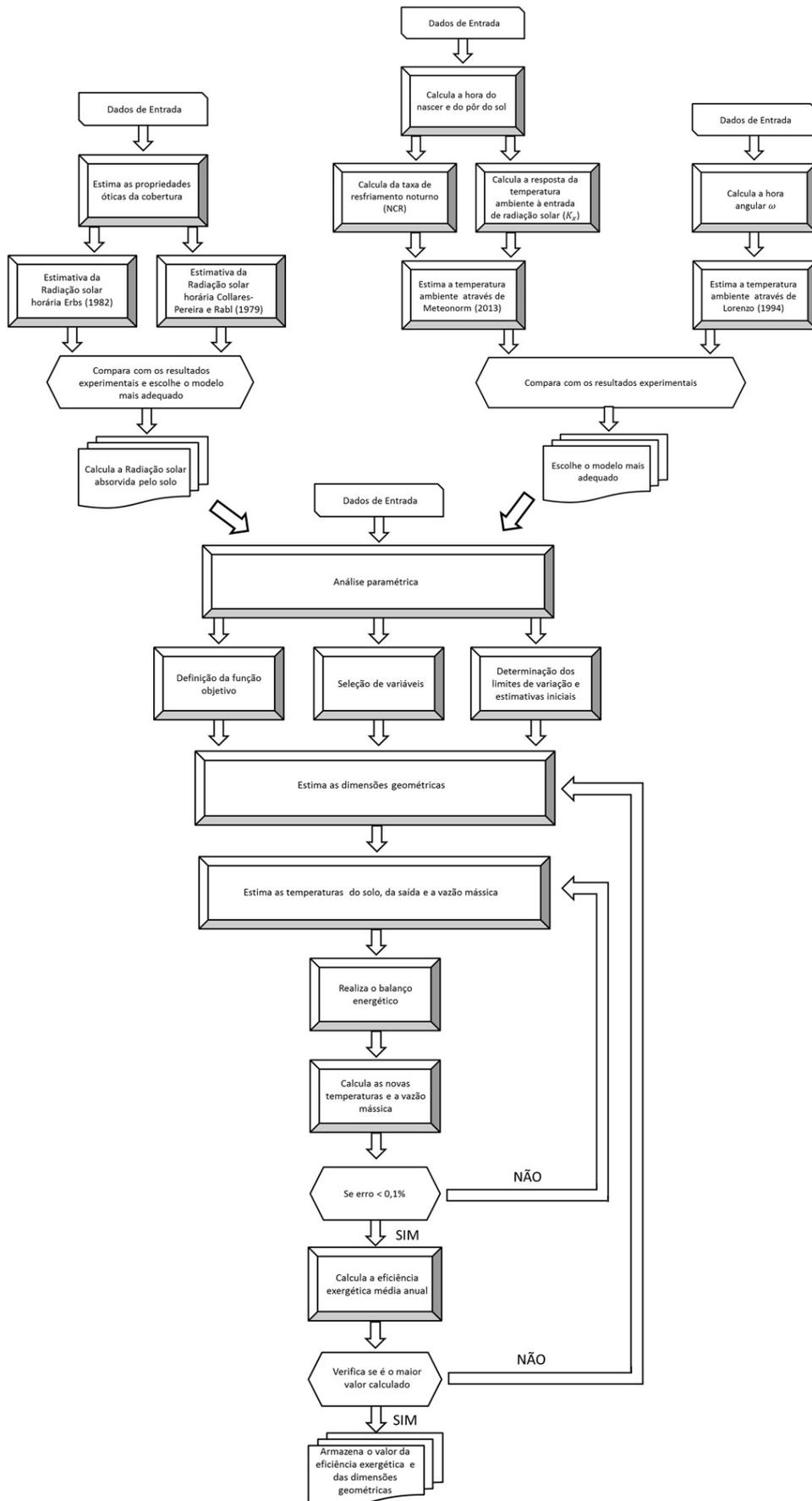
ZHOU, X.; YANG, J.; XIAO, B.; HOU, G. Experimental Study of Temperature Field in a Solar Chimney Power Setup. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 2044–2050, 2007.

ZHOU, X.; YANG, J.; XIAO, B.; HOU, G.; XING, F. Analysis of chimney height for solar chimney power plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 178-185, 2009.

ZHOU, X.; WANG, F.; FAN, J.; OCHIENG, R.M. Performance of solar chimney power plant in Qinghai-Tibet Plateau. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**; v. 14, p.2249-2255, 2010.

ZHOU, X.; VON BACKSTRÖM, T.W.; BERNARDES, M.A.S. Introduction to the Special Issue on Solar Chimneys. **Solar Energy**, v. 98, Part A, p.1, 2013.

APÊNDICE A



APÊNDICE B

Dados de entrada para os modelos de temperatura do ar ambiente externo

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
1	27,6	19,9	22,0	24,0
2	26,9	20,2	21,5	23,0
3	26,1	19,4	20,9	25,0
4	25,7	19,6	21,8	23,8
5	23,3	20,1	21,2	21,9
6	26,2	20,9	22,5	21,3
7	23,0	18,5	21,0	21,0
8	26,3	17,3	20,5	25,4
9	30,3	19,3	22,9	27,0
10	33,6	20,4	23,0	31,9
11	31,0	19,7	21,7	28,3
12	29,7	19,9	21,8	28,2
13	30,0	19,5	22,0	26,0
14	28,7	19,9	23,9	28,0
15	27,3	20,2	22,9	23,8
16	23,1	19,5	21,5	21,3
17	21,6	18,8	20,3	19,9
18	29,6	18,8	20,5	25,5
19	27,8	18,9	21,9	24,5
20	27,7	19,4	22,2	24,5
21	28,7	19,1	22,0	24,0
22	28,1	18,7	21,8	25,0
23	31,2	20,7	23,9	28,1
24	32,1	19,7	25,5	29,6
25	31,6	21,7	26,2	28,3
26	30,4	21,5	24,6	28,3
27	30,0	21,3	23,7	27,8
28	27,6	21,3	24,6	24,6
29	26,4	19,7	23,6	21,4

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
30	26,5	18,8	21,2	24,8
31	29,4	18,8	22,0	27,5
32	29,3	20,7	23,8	26,6
33	29,4	21,1	24,2	27,5
34	28,1	20,9	23,8	25,8
35	29,5	20,3	24,0	27,4
36	29,9	20,9	24,2	27,9
37	29,7	20,7	24,8	27,5
38	30,5	20,9	24,3	28,4
39	31,0	20,7	24,9	28,6
40	31,2	21,4	25,5	28,9
41	30,5	20,5	25,6	28,8
42	31,8	21,6	25,9	29,3
43	31,1	22,1	26,1	29,1
44	30,5	21,3	25,3	28,4
45	31,7	20,9	25,2	28,9
46	28,3	18,5	25,5	26,3
47	27,2	18,5	20,3	24,6
48	30,1	19,4	24,0	27,5
49	29,5	19,2	20,2	25,1
50	27,4	19,3	21,9	24,3
51	29,5	19,3	21,5	27,3
52	30,6	20,9	24,0	27,2
53	29,8	20,3	24,6	27,3
54	29,8	21,5	24,1	27,3
55	30,1	20,9	25,1	27,9
56	32,1	20,2	24,9	29,4
57	32,6	21,3	26,7	29,3
58	31,8	21,3	23,8	29,0
59	30,7	21,6	25,3	28,0
60	31,4	21,6	25,6	28,2
61	31,5	21,5	26,1	29,1

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
62	31,5	22,1	26,2	29,1
63	31,7	21,3	25,5	29,9
64	31,7	21,7	26,4	28,7
65	30,3	21,0	25,5	27,4
66	30,9	21,3	25,3	28,5
67	29,3	19,5	25,2	23,9
68	25,1	19,4	20,2	23,1
69	28,1	21,0	22,3	25,5
70	27,8	20,7	22,8	25,2
71	28,1	20,1	23,1	26,1
72	27,4	20,1	21,2	24,8
73	27,4	20,1	21,6	25,0
74	28,9	20,2	22,5	25,5
75	29,0	19,4	21,4	23,1
76	28,6	18,6	20,9	25,4
77	24,0	18,5	19,7	21,5
78	26,0	19,3	21,0	22,8
79	28,5	20,1	22,0	25,4
80	28,8	21,9	24,1	26,3
81	25,9	20,1	22,9	23,5
82	27,3	19,6	22,5	24,7
83	27,9	19,3	21,3	24,5
84	27,5	19,3	22,3	25,0
85	27,5	19,1	22,1	25,1
86	23,6	18,5	21,8	20,9
87	27,3	17,5	19,5	23,6
88	28,2	18,0	21,8	25,4
89	29,4	18,1	22,3	26,2
90	28,0	19,1	23,6	25,8
91	27,8	19,3	23,7	26,0
92	29,0	19,3	23,0	26,7
93	28,4	21,2	24,1	25,5

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
94	27,3	20,2	22,8	24,9
95	27,9	20,3	23,2	25,0
96	29,2	20,1	22,6	25,4
97	27,8	20,0	23,0	25,1
98	25,2	18,9	22,2	22,3
99	27,3	20,4	21,5	25,3
100	29,4	21,1	23,0	26,4
101	29,3	19,3	22,8	26,4
102	28,6	20,1	23,9	26,2
104	24,5	16,8	19,2	21,8
105	25,6	17,9	20,6	23,3
106	26,7	18,0	20,3	23,4
107	26,7	18,1	21,5	24,4
108	25,9	18,3	21,4	23,4
109	28,1	19,2	22,1	25,2
110	27,8	18,4	22,3	25,5
111	28,6	19,6	22,8	25,5
112	27,7	19,1	23,0	24,8
113	28,4	17,1	22,8	25,0
114	26,4	17,5	21,9	24,3
115	27,3	17,8	22,0	24,5
116	28,9	18,3	22,2	25,5
117	30,0	18,8	23,5	26,4
118	30,4	18,3	24,2	26,5
119	29,8	17,9	24,6	27,8
120	30,4	18,1	23,9	27,2
121	30,0	18,5	23,5	26,8
122	29,4	18,4	24,2	26,9
123	25,1	16,6	22,4	20,2
124	24,0	14,7	18,0	21,0
125	22,2	18,6	18,6	20,3
126	23,2	17,5	18,2	21,0

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
127	22,1	18,6	20,0	20,3
128	23,2	15,7	16,0	19,0
129	24,1	17,5	17,9	20,6
130	23,7	17,9	18,1	21,3
131	22,4	17,7	18,2	20,8
132	22,3	17,5	17,6	20,0
133	23,0	18,0	18,3	20,5
134	23,6	20,3	20,4	21,8
135	23,2	19,7	20,0	21,2
136	24,7	17,2	19,7	21,7
137	24,6	16,9	19,8	21,9
138	27,0	15,1	19,2	22,1
139	25,7	16,0	20,0	22,0
140	27,1	16,3	19,5	23,2
141	27,0	17,5	21,3	23,7
142	27,9	16,6	21,9	24,5
143	28,0	17,1	21,8	24,3
144	25,7	17,9	22,1	22,5
145	24,5	16,5	20,9	21,5
146	27,2	13,5	18,3	22,8
147	26,4	14,3	19,1	21,9
148	24,1	16,9	20,1	21,5
149	24,7	16,9	20,4	22,4
150	24,8	15,9	20,1	22,2
151	24,7	15,9	19,0	21,2
152	24,7	15,1	19,1	21,9
153	25,5	15,5	19,1	22,2
154	28,4	15,5	19,5	24,6
155	28,8	17,8	22,1	25,2
156	25,6	18,7	22,2	23,0
157	26,7	17,7	21,0	23,5
158	27,9	16,9	21,2	25,0

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
159	28,0	18,9	22,3	24,4
160	25,9	18,3	21,0	23,1
161	24,7	18,2	20,8	21,5
162	27,4	16,5	20,3	23,5
163	28,0	16,7	22,0	24,9
164	27,7	17,1	21,3	25,0
165	28,0	17,1	22,0	25,3
166	26,2	17,5	21,9	23,3
167	26,4	16,3	21,1	23,3
168	26,4	15,5	22,2	23,0
169	26,7	15,2	19,0	23,0
170	26,6	15,9	19,9	23,3
171	26,8	15,5	20,1	23,3
172	26,6	15,5	20,2	22,9
173	27,1	16,3	21,2	24,0
174	26,8	16,1	19,6	22,5
175	26,7	15,7	20,1	23,2
176	25,7	15,9	20,6	22,4
177	26,7	15,3	20,1	23,3
178	25,3	15,5	19,0	22,1
179	25,9	14,5	19,2	22,4
180	26,3	14,5	18,6	22,8
181	24,5	15,7	19,3	21,2
182	22,3	14,1	17,4	18,9
183	25,1	12,7	17,2	21,5
184	25,4	14,7	18,7	21,7
185	25,7	14,1	18,7	21,5
186	25,9	13,3	18,1	21,8
187	26,6	13,7	18,2	22,6
188	27,1	15,1	18,9	23,4
189	27,3	15,5	19,8	24,0
190	27,9	15,1	20,9	24,9

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
191	28,4	15,9	20,9	24,1
192	27,8	17,1	21,2	25,0
193	23,6	16,7	21,9	19,3
194	22,5	14,8	17,2	18,4
195	21,3	14,9	17,0	18,8
196	20,0	13,9	16,8	17,7
197	23,5	13,9	16,0	19,3
198	22,9	14,7	17,9	19,1
199	23,7	14,7	18,0	20,1
200	25,6	14,3	18,1	21,2
201	27,2	14,2	19,0	23,0
202	26,7	14,2	20,2	22,0
203	24,9	15,4	19,8	22,1
204	23,9	15,9	19,2	20,8
205	22,6	16,1	19,1	20,6
206	24,9	16,5	18,3	20,5
207	26,0	16,3	20,2	22,4
208	23,8	15,9	20,0	20,0
209	23,6	14,7	17,6	20,1
210	23,6	15,1	19,2	20,5
211	25,1	14,5	18,3	20,5
212	25,8	16,3	20,2	21,7
213	26,0	17,6	20,4	21,8
214	25,6	16,5	19,1	21,4
215	25,7	15,4	19,2	21,2
216	24,6	15,5	19,1	20,0
217	25,1	14,6	18,9	21,4
218	27,7	17,1	20,1	23,5
219	29,8	16,5	21,8	25,3
220	29,1	18,7	23,3	25,7
221	29,4	18,0	22,8	25,1
222	26,9	19,1	22,1	23,1

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
223	23,9	15,9	19,8	20,2
224	25,2	15,1	17,3	21,2
225	25,5	15,7	18,5	21,8
226	28,2	16,1	19,3	22,3
227	27,6	16,5	20,9	23,2
228	26,7	16,1	20,7	22,3
229	27,0	15,1	20,6	22,2
230	25,5	13,1	19,0	20,9
231	25,2	14,9	18,6	21,2
232	26,8	13,9	19,1	21,2
233	25,7	14,8	19,0	21,1
234	28,6	14,5	20,1	24,5
235	26,2	16,3	20,9	21,7
236	28,3	16,9	20,3	24,0
237	29,4	17,3	22,0	25,0
238	24,9	16,4	22,8	18,5
239	22,7	15,5	17,0	20,1
240	25,2	17,1	18,7	22,0
241	23,7	16,5	19,9	21,1
242	21,4	15,4	17,0	19,3
243	27,8	16,2	17,8	22,1
244	29,7	16,9	21,4	25,4
245	29,8	18,9	23,0	26,0
246	22,4	17,6	20,8	20,4
247	25,5	15,9	17,8	21,4
248	21,4	15,3	19,0	18,6
249	23,7	14,5	17,5	19,0
250	23,8	14,5	18,1	19,7
251	26,0	15,7	18,7	22,2
252	26,8	16,1	19,7	23,0
253	28,4	17,4	20,8	23,8
254	29,2	18,7	22,7	26,1

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
255	24,9	17,3	21,0	21,9
256	28,7	18,2	20,5	24,6
257	25,2	17,3	22,8	21,2
258	24,5	16,7	17,9	21,2
259	28,6	16,9	19,0	23,8
260	22,4	17,9	21,5	19,9
261	25,0	16,9	19,3	22,0
262	27,3	17,1	19,0	22,5
263	30,0	16,1	20,5	25,0
264	29,6	18,5	22,4	25,4
265	29,6	18,9	23,3	25,1
266	31,2	18,9	23,2	26,9
267	33,5	18,5	24,9	29,6
268	34,3	20,7	26,5	30,7
269	33,1	21,1	27,0	27,8
270	32,4	21,1	27,0	28,9
271	29,4	18,8	24,7	23,9
272	25,3	19,9	23,1	22,6
273	29,6	18,8	21,5	25,1
274	28,0	18,5	21,9	22,2
275	29,2	18,1	21,5	26,0
276	30,8	17,7	23,0	26,8
277	28,2	18,6	23,0	24,8
278	29,1	18,1	22,4	25,2
279	32,4	19,5	22,9	27,5
280	33,0	20,9	26,1	29,0
281	28,3	21,0	25,1	25,6
282	25,0	19,9	21,2	22,9
283	26,5	18,9	22,5	22,9
284	27,7	19,9	21,9	25,1
285	23,1	16,8	22,0	19,1
286	23,1	16,1	17,3	19,9

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
287	26,4	15,5	18,5	22,5
288	24,4	14,9	19,3	22,2
289	27,5	13,7	17,9	23,3
290	29,4	14,3	19,2	24,3
291	31,7	15,9	22,1	27,8
292	33,4	19,3	24,2	30,7
293	34,5	21,7	25,9	31,2
294	35,1	22,9	27,3	32,5
295	33,5	21,9	27,6	30,1
296	27,0	19,9	23,0	24,7
297	24,0	15,7	19,8	21,4
298	28,8	17,5	19,9	26,6
299	31,1	18,3	23,7	28,5
300	29,9	18,5	23,3	28,1
301	29,8	17,5	23,5	26,5
302	27,3	18,6	23,0	25,1
303	28,0	19,6	22,9	26,2
304	29,8	17,7	21,4	25,6
305	30,3	17,9	21,0	27,0
306	27,2	19,1	23,3	26,1
307	24,4	17,1	19,3	21,5
308	27,9	14,4	18,3	26,0
309	26,8	16,1	19,7	25,8
310	19,7	15,9	19,0	17,9
311	25,0	15,7	18,0	23,0
312	28,5	15,3	20,2	26,0
313	31,1	18,1	22,5	29,0
314	33,2	18,0	25,2	30,9
315	30,3	21,0	25,8	29,0
316	31,6	20,7	24,9	29,8
317	30,9	18,6	25,8	29,8
318	29,0	18,5	21,7	27,8

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
319	27,3	20,9	23,6	26,0
320	29,1	19,8	22,0	27,0
321	30,7	18,6	23,5	27,0
322	29,2	18,6	21,0	27,3
323	31,2	20,7	22,5	26,2
324	24,3	17,9	21,7	21,1
325	27,0	19,4	20,5	25,3
326	27,0	19,3	21,0	25,2
327	29,0	19,5	22,5	26,9
328	29,0	18,7	23,3	26,8
329	31,0	20,7	24,1	29,9
330	31,6	21,7	25,1	25,7
331	30,7	21,0	24,5	28,9
332	30,1	19,9	22,5	27,3
333	26,9	21,3	23,6	26,0
334	27,8	22,9	21,7	26,6
335	28,2	20,1	23,6	25,9
336	27,2	19,8	24,1	25,2
337	30,3	19,6	23,1	28,9
338	29,0	18,9	24,8	26,9
339	27,8	18,9	24,6	24,0
340	30,6	18,6	21,5	28,5
341	23,4	19,1	22,1	21,4
342	27,3	19,3	20,8	24,0
343	29,0	20,9	23,9	27,0
344	31,3	20,3	24,7	22,7
345	32,5	20,7	23,0	29,5
346	33,1	21,1	26,9	31,9
347	31,4	21,0	25,8	29,5
348	30,8	21,1	25,0	28,6
349	31,4	21,7	25,0	31,3
350	33,5	21,7	26,6	31,2

Dia	Tmáx (°C)	Tmin (°C)	Tnascer (°C)	Tpôr (°C)
351	31,7	23,3	27,8	27,4
352	28,2	21,0	23,8	26,5
353	26,6	19,9	23,1	25,0
354	29,1	19,5	22,0	27,1
355	32,1	20,4	24,5	29,3
356	27,6	18,5	21,2	22,1
357	30,0	19,7	22,5	27,6
358	29,5	19,8	23,0	27,1
359	27,1	20,0	22,5	25,2
360	26,6	18,9	21,5	25,3
361	26,5	18,0	20,0	24,5
362	25,2	18,3	21,4	22,5
363	25,4	18,5	21,0	20,4
364	28,8	18,5	22,1	25,1
365	30,0	19,9	22,8	26,8

Fonte: Adaptado de SINDA (2013)