



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

CAMPUS UFRJ – MACAÉ

Professor Aloísio Teixeira



Mônica Alexandra Oliveira Seixas Ferrão

ANÁLISE TÉRMICA ANALÍTICA DO TUBO ABSORVEDOR DE UM
CONCENTRADOR LINEAR FRESNEL

Trabalho de Conclusão de Curso de
Graduação apresentado ao Corpo Docente da
Engenharia Mecânica do Campus Macaé da
Universidade Federal do Rio de Janeiro, como
parte dos requisitos necessários à obtenção do
grau de bacharel em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. M. Sc. Marcelo Silva

Macaé – RJ

2021

Mônica Alexandra Oliveira Seixas Ferrão

ANÁLISE ANALÍTICA DO TUBO ABSORVEDOR DE UM CONCENTRADOR
LINEAR FRESNEL

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO APRESENTADO
AO CORPO DOCENTE DA ENGENHARIA MECÂNICA DO CAMPUS MACAÉ DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE BACHAREL EM
ENGENHARIA MECÂNICA.

Examinada por:

Prof. M. Sc. Marcelo Silva
Orientador – UFRJ Macaé

Prof^a D. Sc. Raquel Lobosco
UFRJ Macaé

Prof. D. Sc. Rudineli Demarque
UFRJ Macaé

FERRÃO, Mônica A. O. S. /Análise térmica analítica do tubo absorvedor de um concentrador linear Fresnel. Mônica A. O. S. Ferrão - Macaé: UFRJ, 2021.

Orientador: Prof. M. Sc. Marcelo Silva

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – UFRJ-Macaé/ Engenharia Mecânica, 2021.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer à Deus, aos orixás e à espiritualidade por todo suporte. Aos meus pais e à minha tia avó, que me deram meios financeiros para eu me dedicar integralmente ao curso. Ao meu irmão e minha cunhada pelos conselhos a respeito da graduação. Aos amigos que estudaram comigo e me ajudaram de alguma forma, como Thamiris, Amanda, Simone, Malu, Kathleen, Breno, Adson e Mateus Almeida.

A todos os professores que contribuíram com a minha formação e acreditaram no meu potencial, principalmente ao meu orientador Marcelo Silva, por todo o apoio e dedicação durante o tempo que fizemos essa pesquisa, ao professor Habib, por sempre ter me ajudado nas disciplinas de física, aos meus orientadores de iniciação científica, Jefferson e Lucas, pelo primeiro contato com a pesquisa científica. E aos professores do ciclo básico e aos da engenharia mecânica por todos os ensinamentos e por me ajudarem tirando dúvidas e a resolver listas de exercícios.

À instituição UFRJ por todos os aprendizados que me permitiram realizar o sonho de cursar uma universidade federal e por oferecer um curso de graduação de qualidade e gratuito.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado a Universidade Federal do Rio de Janeiro como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenharia Mecânica.

ANÁLISE TÉRMICA ANALÍTICA DO TUBO ABSORVEDOR DE UM CONCENTRADOR LINEAR FRESNEL

Mônica Alexandra Oliveira Seixas Ferrão

Julho/2021

Orientador: Prof. M. Sc. Marcelo Silva

Curso: Engenharia Mecânica

Resumo: Esse estudo tem o objetivo de analisar os aspectos térmicos do conjunto tubo absorvedor, concentrador secundário, vidro e espelhos de um sistema de energia solar concentrada do tipo linear Fresnel. Foram feitas três análises, no regime turbulento, a partir de um protótipo em menor escala. A primeira análise consiste em obter os valores de temperatura das superfícies do sistema, os calores trocados, bem como a eficiência, utilizando dois fluidos de trabalho, o Therminol VP-1 e a água. Foi utilizado o valor de irradiação normal direta da cidade de Macaé na primeira e na segunda análise. O Therminol VP-1 mostrou-se mais eficiente (50,89%) do que a água (35,65%). Na segunda análise, avaliou-se a diferença de temperatura entre as superfícies interna e externa do tubo absorvedor, em função do comprimento e da velocidade de entrada do fluido. Notou-se que com o aumento do comprimento do tubo, a variação de temperatura é menor, para a mesma velocidade de entrada. Já na terceira análise, estudou-se a eficiência térmica em função do comprimento do tubo e da irradiação normal direta. Observou-se que a eficiência aumenta com o comprimento do tubo, mas ao aumentar a irradiação normal direta, a eficiência diminui, comparando com valores de irradiação normal direta menores. Ao final, foi estipulado um valor de custos dos componentes do sistema.

Palavras-chave: Energia solar concentrada, Tubo absorvedor, Concentrador linear Fresnel, Temperatura.

Abstract of the Undergraduation Project submitted to the UFRJ as part of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

ANALYTICAL THERMAL ANALYSIS OF THE ABSORBING TUBE OF A
FRESNEL LINEAR CONCENTRATOR

Mônica Alexandra Oliveira Seixas Ferrão

July/2021

Advisor: Prof. M. Sc. Marcelo Silva

Course: Mechanical Engineering

Abstract: This study aims to analyse the thermal aspects of the absorber tube, secondary concentrator, glass and mirrors of a Fresnel linear concentrated solar energy system. Three analyzes were performed, in the turbulent regime, from a prototype on a smaller scale. The first analysis consists on obtaining the temperature values of the system surfaces, the heat exchanged, as well as the efficiency, using two working fluids, Therminol VP-1 and water. The direct normal irradiation value of the city of Macae was used in the first and second analysis. Therminol VP-1 proved to be more efficient (50,89%) than water (35,65%). In the second analysis, the difference in temperature between the internal and external surfaces of the absorber tube was evaluated, as a function of the length and velocity of fluid entry. It was noticed that with the increase of the tube length, the temperature variation is smaller, for the same inlet speed. In the third analysis, the thermal efficiency was studied as a function of tube length and direct normal irradiation. It was observed that the efficiency increases with the length of the tube, but as the direct normal irradiation increases, the efficiency decreases, compared to smaller values of direct normal irradiation. At the end, a cost value for the system components was stipulated.

Keywords: Concentrated solar energy, absorber tube, Fresnel linear concentrator, Temperature.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1: Matriz elétrica brasileira em 2019 | 5 |
| Figura 2: Matriz elétrica mundial em 2018 | 5 |
| Figura 3: DNI anual no Brasil em kWh/m²/ano | 6 |
| Figura 4: Esquema do ciclo Rankine e gráfico Temperatura x Entropia | 8 |
| Figura 5: Sistema de concentrador cilindro-parabólico | 11 |
| Figura 6: Sistema de Torre de Receptor Central | 13 |
| Figura 7: Sistema de Pratos Parabólicos Concentradores | 14 |
| Figura 8: Refletor Linear Fresnel | 15 |
| Figura 9: Geometrias do concentrador secundário | 19 |
| Figura 10: Perfil da análise térmica no tubo absorvedor e concentrador secundário | 20 |
| Figura 11: Balanços de calor com vista rebatida | 21 |
| Figura 12: Esquema de traçado de raios para radiação solar incidente (perpendicular) | 25 |
| Figura 13: Superfícies do tubo, envoltória, vidro e circuito correspondente | 32 |
| Figura 14: Rede de resistências no sistema | 32 |
| Figura 15: Análise dos fatores de forma para geometria trapezoidal | 35 |
| Figura 16: Relação dimensional entre o invólucro de vidro e o tubo absorvedor .. | 36 |
| Figura 17: Relação geométrica entre o campo de espelhos e o invólucro de vidro | 37 |
| Figura 18: Análise térmica no Excel | 42 |
| Figura 19: Comparação entre as temperaturas das superfícies interna e externa para o Therminol VP-1 e a água | 45 |
| Figura 20: Variação da temperatura da superfície do tubo absorvedor em função do comprimento do tubo e da velocidade de entrada do fluido | 46 |
| Figura 21: Eficiência de acordo com o comprimento do tubo absorvedor e com a DNI | 47 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1: Componentes do sistema | 21 |
| Tabela 2: Fatores de perda | 24 |
| Tabela 3: Parâmetros referentes aos espelhos | 38 |
| Tabela 4: Parâmetros referentes ao tubo absorvedor | 39 |
| Tabela 5: Parâmetros referentes ao concentrador secundário | 39 |
| Tabela 6: Parâmetros referentes ao vidro | 40 |
| Tabela 7: Características referentes ao fluido de trabalho Therminol VP-1 | 40 |
| Tabela 8: Características referentes ao fluido de trabalho água | 40 |
| Tabela 9: Comparação dos resultados da análise térmica | 43 |
| Tabela 10: Diferença entre as temperaturas das superfícies interna e externa do tubo, de acordo com as velocidades de entrada e comprimento do tubo | 46 |
| Tabela 11: Eficiência térmica do sistema em função do comprimento do tubo absorvedor | 47 |
| Tabela 12: Custos para os componentes do sistema | 48 |
| Tabela 13: Custos dos fluidos de trabalho | 48 |
| Tabela 14: Custo total para os dois fluidos | 49 |

LISTA DE SÍMBOLOS

- a : altura da base do receptor com o tubo absorvedor [m]
- A_{envolt} : área da envoltória do concentrador secundário [m²]
- $\acute{A}rea_{espelhos}$: área dos espelhos [m²]
- A_{ext} : área da superfície externa do tubo [m²]
- $A_{interna}$: área interna da superfície [m²]
- A_{vidro} : área da placa de vidro [m²]
- α : difusividade térmica [m²/s]
- α_{envolt} : absortividade da superfície da envoltória
- α_{vidro} : absortividade do vidro
- α_{tubo} : absortividade do material do tubo absorvedor
- β : coeficiente de expansão térmica ligado à $T_{amb_{envolt}}$ [1/K]
- D : diâmetro da tubulação [m]
- D_{ext} : diâmetro externo do tubo [m]
- D_{int} : diâmetro interno do tubo [m]
- DNI : irradiação normal direta [W/m²]
- ε : emissividade
- ξ_1 : erro por sombra
- ξ_2 : erro de rastreamento
- ξ_3 : erro de geometria

ξ_4 : erro por sujeira no espelho

ξ_5 : erro por sujeira no vidro

ξ_6 : outros tipos de perda

ε_{envolt} : emissividade da envoltória

$\varepsilon_{espelho}$: emissividade do espelho

ε_{tubo} : emissividade do tubo

ε_{vidro} : emissividade do vidro

E : poder emissivo [W/m²]

E_{envolt} : poder emissivo da envoltória [W/m²]

E_{tubo} : poder emissivo do tubo [W/m²]

E_{vidro} : poder emissivo do vidro [W/m²]

φ_{fator_interc} : fator de interceptação

F_{envolt_tubo} : fator de forma da envoltória em relação ao tubo

F_{envolt_vidro} : resistência do conjunto envoltória-vidro

F_{tubo_envolt} : resistência do conjunto tubo-envoltória

F_{tubo_vidro} : resistência do conjunto tubo-vidro

F_{vidro_envolt} : fator de forma do vidro em relação à envoltória

F_{vidro_esp} : fator de forma do vidro em relação ao campo de espelhos

g : aceleração da gravidade [m/s²]

G : irradiação [W/m²]

H : altura do receptor em relação ao campo de espelhos [m]

h : coeficiente convectivo [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$]

h_{ext} : coeficiente convectivo externo [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$]

h_{int} : coeficiente convectivo interno [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$]

$h_{vidro_{ar,ext}}$: coeficiente convectivo da superfície externa do vidro e o ar ambiente externo [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$]

J : radiosidade [W/m^2]

J_{envolt} : radiosidade da envoltória [W/m^2]

J_{tubo} : radiosidade do tubo [W/m^2]

J_{vidro} : radiosidade do vidro [W/m^2]

k : condutividade térmica [$\text{W}/\text{m K}$]

$k_{ar,ext}$: condutividade térmica do ar na região interna do sistema [$\text{W}/\text{m K}$]

$k_{ar,int}$: condutividade térmica do ar na região interna da envoltória [$\text{W}/\text{m K}$]

k_{envolt} : condutividade térmica do isolante [$\text{W}/\text{m K}$]

k_{tubo} : condutividade térmica [$\text{W}/\text{m K}$]

k_{vidro} : condutividade térmica do vidro [$\text{W}/\text{m K}$]

L : comprimento do receptor [m]

l_{vidro} : largura da placa de vidro [m]

μ : viscosidade dinâmica do fluido [$\text{N s}/\text{m}^2$]

η_{vidro} : eficiência do vidro

η : eficiência térmica

$Nu_{amb,ext}$: número de Nusselt referente à região externa do sistema

Nu_D : número de Nusselt

Nu_{ext} : número de Nusselt externo

P : perímetro da envoltória do concentrador secundário [m]

Pr : número de Prandtl

q'' : fluxo de calor [W/m²]

$q_{absorvido_{envolt_interna}}$: taxa de radiação que é absorvida pela parte interna da superfície da envoltória [W]

$q_{absorvido_{tubo}}$: taxa de calor absorvido pelo tubo [W]

$q_{absorvido_{vidro}}$: taxa de calor que foi absorvida na abertura do vidro [W]

$q_{condução_{envolt}}$: taxa de calor de condução que passa pela parede da envoltória [W]

$q_{condução_{tubo}}$: taxa de calor de condução transferido pelo tubo absorvedor [W]

$q_{condução_{vidro}}$: taxa de condução através do vidro [W]

$q_{convecção_{ar+ext_vidro}}$: taxa de convecção entre a superfície externa do vidro com o ar ambiente [W]

$q_{convecção_{ar+ext_tubo}}$: taxa de calor de convecção na superfície externa do tubo com o ar interno [W]

$q_{convecção_{ar+int_vidro}}$: taxa de calor de convecção transferida entre o ar interno e a superfície interna do vidro [W]

$q_{convecção_{envolt_interna}}$: taxa de calor de convecção transferida do ar interno para a superfície interna da envoltória [W]

$q_{convecção_{interna}}$: taxa de calor de convecção da superfície interna do tubo com o fluido [W]

$q_{incidente}$: radiação que incide na abertura do concentrador secundário [W]

q_{perda} : calor de perdas do sistema [W]

$q_{radiação_{envolt+vidro}}$: taxa de calor de radiação trocada entre a superfície da envoltória e a superfície do vidro [W]

$q_{radiação_{espelhos+ext_vidro}}$: taxa de radiação entre a superfície externa do vidro com o campo de espelhos [W]

$q_{radiação_{tubo+envolt}}$: taxa de calor de radiação entre o tubo e a superfície da envoltória [W]

$q_{radiação_{tubo+vidro}}$: taxa de calor de radiação entre o tubo e a superfície interna do vidro [W]

$q_{útil}$: calor disponível [W]

ρ : massa específica do fluido [kg/m³]

ρ_r : refletividade

ρ_{vidro} : refletividade do vidro

Ra_1 : número de Rayleigh

Ra_2 : número de Rayleigh

Re_D : número de Reynolds

R_{envolt} : resistência da envoltória [1/m²]

R_{envolt_tubo} : resistência do conjunto envoltória-tubo [1/m²]

R_{envolt_vidro} : resistência do conjunto envoltória-vidro [$1/m^2$]

R_{tubo} : resistência do tubo [$1/m^2$]

R_{tubo_envolt} : resistência do conjunto tubo-envoltória [$1/m^2$]

R_{tubo_vidro} : resistência do conjunto tubo-vidro [$1/m^2$]

R_{vidro} : resistência do vidro [$1/m^2$]

R_{vidro_envolt} : resistência do conjunto vidro-envoltória [$1/m^2$]

σ : constante de Stefan-Boltzmann [$W/m^2 K^4$]

T_{amb_envolt} : temperatura do ar dentro da envoltória do concentrador secundário [K]

$T_{amb,ext}$: temperatura externa do ambiente [K]

t_{envolt} : espessura da parede [m]

T_{∞} : temperatura ambiente [K]

T_m : temperatura média do fluido [K]

$T_{média_fluido}$: temperatura média do fluido de trabalho [K]

T_s : temperatura da superfície [K]

$T_{s,ext}$: temperatura externa da superfície do tubo [K]

T_{s,ext_envolt} : temperatura da superfície externa da parede da envoltória [K]

T_{s,ext_vidro} : temperatura da superfície externa do vidro [K]

$T_{s,int}$: temperatura da superfície interna do tubo [K]

T_{s,int_envolt} : temperatura da superfície interna da envoltória [K]

T_{s,int_vidro} : temperatura da superfície interna do vidro [K]

t_{vidro} : espessura do vidro [m]

vel : velocidade de escoamento do fluido [m/s]

ν : viscosidade cinemática do ar [m²/s]

w_c : largura do campo de espelhos [m]

w_v : largura da região inferior do concentrador secundário [m]

SUMÁRIO

| | |
|---|-----------|
| 1 INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 JUSTIFICATIVA | 2 |
| 1.2 MOTIVAÇÃO | 2 |
| 1.3 OBJETIVOS | 3 |
| 1.3.1 Objetivos gerais | 3 |
| 1.3.2 Objetivos específicos | 3 |
| 1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO | 3 |
| 2 REFERENCIAL TEÓRICO | 5 |
| 2.1 CICLO RANKINE | 7 |
| 2.2 ENERGIA HELIOTÉRMICA | 8 |
| 2.3 <i>CONCENTRATED SOLAR POWER</i> (CSP) | 9 |
| 2.3.1 Concentradores cilindro-parabólicos | 11 |
| 2.3.2 Torre de Receptor Central | 12 |
| 2.3.3 Pratos Parabólicos Concentradores | 13 |
| 2.3.4 Refletor Linear Fresnel | 14 |
| 3 METODOLOGIA..... | 17 |
| 3.1 PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR | 17 |
| 3.1.1 Convecção | 17 |
| 3.1.2 Condução | 18 |
| 3.1.3 Radiação | 18 |
| 3.2 EQUAÇÕES DA ANÁLISE TÉRMICA | 19 |
| 3.2.1 Fluxo de energia no tubo absorvedor | 21 |
| 3.2.2 Fluxo de energia na placa de vidro | 22 |
| 3.2.3 Fluxo de energia na envoltória do concentrador secundário | 23 |
| 3.2.4 Taxa de calor absorvido pelo vidro | 23 |
| 3.2.5 Taxa de calor absorvido pelo tubo | 24 |
| 3.2.6 Processos na envoltória | 29 |
| 3.2.7 Processo de transferência de calor por radiação | 30 |
| 3.2.8 Obtenção dos fatores de forma | 35 |
| 3.2.9 Cálculo da eficiência e das perdas térmicas | 37 |
| 3.3 PARÂMETROS CORRESPONDENTES AO CONJUNTO TUBO ABSORVEDOR, CONCENTRADOR SECUNDÁRIO, ESPELHOS E VIDRO | 38 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 4 | RESULTADOS | 42 |
| 4.1 | PRIMEIRA ANÁLISE: EFICIÊNCIA DO SISTEMA..... | 42 |
| 4.2 | 2° ANÁLISE: AVALIAÇÃO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA DO TUBO ABSORVEDOR EM FUNÇÃO DO COMPRIMENTO DO TUBO E DA VELOCIDADE DE ENTRADA DO FLUIDO..... | 46 |
| 4.3 | 3° ANÁLISE: VARIAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA EM FUNÇÃO DO COMPRIMENTO DO TUBO ABSORVEDOR E DA DNI | 47 |
| 4.4 | RELAÇÃO CUSTO-BENEFÍCIO | 48 |
| 5 | CONCLUSÃO..... | 50 |
| | REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 52 |
| | ANEXO A – Resultados da Análise 1 para o Therminol VP-1 no Excel..... | 58 |
| | ANEXO B – Resultados da Análise 1 para a água no Excel..... | 60 |
| | ANEXO C – Resultados da Análise 2 no Excel..... | 62 |
| | ANEXO D – Resultados da Análise 3 no Excel..... | 63 |

1 INTRODUÇÃO

Diante da atual situação energética mundial e a crescente preocupação ambiental, surgiram propostas de novos modelos de fonte energética. Esses têm como foco o desenvolvimento sustentável, visando menores emissões de gás carbônico e outros gases que poluem a atmosfera, o uso indevido da água, a diminuição do desmatamento e do uso de combustíveis fósseis, como petróleo, carvão, gás natural etc. A energia nuclear vem sofrendo muitas críticas, principalmente por causa dos riscos de vazamentos e explosões.

Com isso, o uso das energias renováveis está cada vez mais recorrente no Brasil e no mundo. Esse fato ocorre por causa da demanda de energia, da maior consciência ambiental e pelo fato de os combustíveis fósseis serem fontes de energia que se esgotam. Dessa forma, o uso da energia solar vem crescendo. Isso se deve ao fato de ser uma fonte inesgotável, não poluente e, portanto, sustentável. No Brasil, a energia solar corresponde a 1,45% da matriz energética. A sua maioria é de usinas hidrelétricas e termoeletricas, de acordo com a Agência Nacional de Energia Elétrica, correspondendo, respectivamente, a 60,56% e 24,2% (ANEEL, 2020).

Os principais métodos de geração de energia elétrica através da irradiação solar são a energia solar fotovoltaica, que converte energia solar diretamente em eletricidade, e o sistema de energia solar concentrada, em inglês, *Concentrated Solar Power* (CSP), chamado de energia heliotérmica. Este último se baseia no uso de sistemas de concentração de radiação para aplicação em ciclos de potência térmicos.

Um projeto heliotérmico tem a possibilidade de ser aplicado em lugares com poucas nuvens e em áreas onde há alta incidência de luz solar. Locais onde haja terrenos planos são propícios para a instalação da planta. A energia heliotérmica é incorporada em um sistema de armazenamento térmico, diferente de outros tipos de energia. Ou seja, uma parte da energia solar é estocada em forma de calor, em um depósito térmico, quando a geração é maior do que a usina é capaz de utilizar (PORTAL SOLAR, 2016).

O processo heliotérmico tem início com a reflexão dos raios solares diretos, fazendo uso de um sistema de espelhos, chamados de coletores ou heliostátos, em que o coletor capta a radiação solar, a converte em calor e transfere esse calor para um fluido (água, ar ou óleo, em geral). Os coletores acompanham a posição do sol ao longo do dia,

para que com isso reflitam os raios solares para um foco onde se encontra o receptor (KALOGIROU, 2009).

Em uma usina CSP, o calor do sol é captado e armazenado para, posteriormente, ser transformado em energia mecânica e, depois, em eletricidade. O calor aquece um líquido (fluido térmico), que armazena o calor e aquece a água dentro da usina, gerando vapor. Esse fluido depois passa por um receptor. O vapor move uma turbina e aciona o gerador, produzindo, assim, energia elétrica (LAMPKOWSKI et al., 2017).

Na construção de uma CSP deve-se levar em consideração alguns requisitos, do ponto de vista ambiental. São os seguintes: fluxo solar, declividade do campo solar, requerimento de área, consumo de água e uso de fluidos térmicos (GARCIA; RAMOS; CASTRO, 2017).

Diante disso, nota-se a relevância do estudo da energia solar, principalmente o CSP, para que esse tipo de energia renovável ganhe cada vez mais espaço nas matrizes energéticas.

1.1 JUSTIFICATIVA

As energias renováveis tiveram sua capacidade de produção quadruplicada no mundo em dez anos. Entretanto, esse fato não impediu o crescimento das emissões de gases poluentes na atmosfera pelo setor energético, de acordo com um relatório divulgado pela cúpula climática da Organização das Nações Unidas (ONU). Os investimentos em energia eólica, hidrelétrica, biomassa e solar atingiram mais de 2,5 trilhões de dólares, dado informado no relatório anual da Escola de Finanças e Administração de Frankfurt e Bloomberg New Energy Finance (BNEF) com o Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente (PNUMA) (G1, 2019).

A Universidade Federal do Rio de Janeiro, Campus Macaé já apresenta estudos feitos na área da energia solar e CSP. Foi desenvolvido o projeto de um protótipo de uma planta piloto de um CSP, feito pelo aluno Wallace Abreu.

1.2 MOTIVAÇÃO

Devido à crescente preocupação com o meio ambiente e com a busca por fontes renováveis de energia para a diversificação da matriz energética mundial, é necessário o

desenvolvimento desses tipos de energias, como a energia solar fotovoltaica. Portanto, como o Brasil apresenta alto índice de radiação solar, principalmente na região nordeste, é viável a exploração desse tipo de energia.

Este trabalho procura contribuir para a diversificação desse estudo. É importante a continuidade do estudo dessa tecnologia para que no futuro seja cada vez mais utilizada. Assim, a matriz energética será cada vez menos dependente dos combustíveis fósseis, poluindo menos a atmosfera, a água e o solo.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivos gerais

Os objetivos gerais desse trabalho são analisar os aspectos da transferência de calor em um concentrador linear Fresnel e sua eficiência.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são os seguintes:

- Comparar as análises térmicas de dois fluidos de trabalho, a água e o fluido Therminol VP-1;
- Determinar qual fluido é mais eficiente;
- Analisar a influência do aumento do comprimento do tubo e da velocidade de entrada do fluido;
- Analisar a influência na eficiência térmica ao mudar o comprimento do tubo absorvedor e a irradiação normal direta.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 1, foi realizada a introdução e a contextualização do seguinte trabalho, seguida pela justificativa, motivação da escolha do tema e os objetivos propostos.

No capítulo 2, é realizada a revisão bibliográfica, em que são apresentados os conceitos mais importantes referentes ao tema, como os tipos de concentradores de energia solar, principalmente o refletor linear Fresnel e os conceitos do ciclo Rankine.

No capítulo 3, é explicada a metodologia empregada para a obtenção da eficiência térmica.

No capítulo 4, são apresentados os resultados da metodologia e outras análises referentes às temperaturas das superfícies e da eficiência.

No capítulo 5, por fim, são apresentadas as conclusões acerca dos estudos deste trabalho.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

A matriz elétrica brasileira tem como fonte principal o petróleo e seus derivados, conforme observa-se na Figura 1. As fontes renováveis representam 7,0%. Os derivados da cana-de-açúcar e fontes hidráulicas têm uma participação considerável na matriz elétrica brasileira.

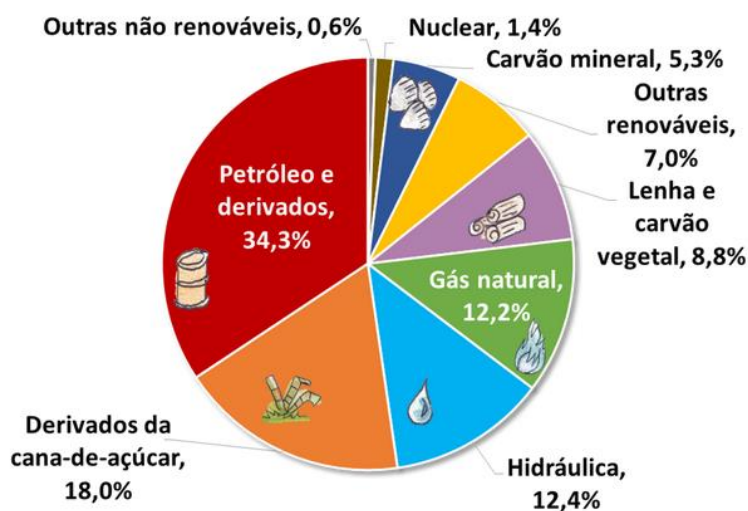


Figura 1: Matriz elétrica brasileira em 2019

Fonte: Empresa de pesquisa energética *apud* BEN (2020).

Já a matriz elétrica mundial é composta principalmente por carvão mineral e gás natural. Mas, as fontes solar, eólica, geotérmica e outras apresentam uma parcela considerável da matriz elétrica mundial, conforme é ilustrado na Figura 2.

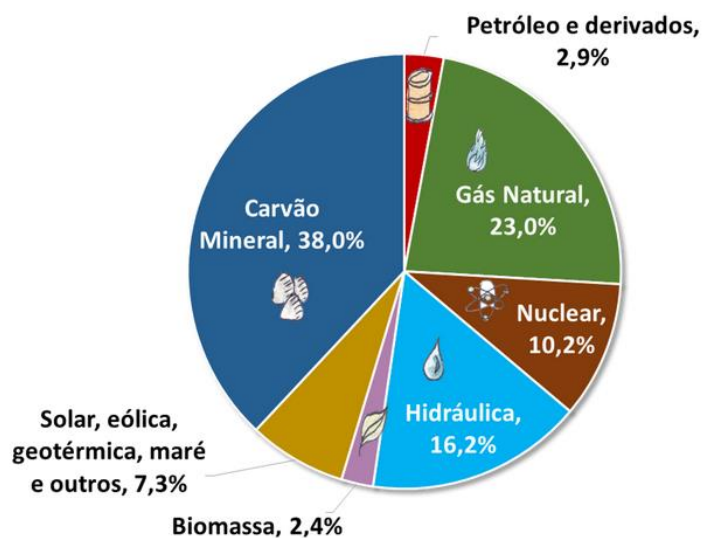


Figura 2: Matriz elétrica mundial em 2018

Fonte: Empresa de pesquisa energética *apud* IEA (2020).

O uso da energia solar é uma das técnicas utilizadas para aquecimento de fluidos e na geração de energia elétrica e térmica, produzindo vapor para alimentar um gerador elétrico. Comparando com a energia solar fotovoltaica, o CSP tem recursos de armazenamento integrados, que permite gerar eletricidade após o pôr do sol em dias nublados. Além disso, o CSP pode ser muito maior em escala (SALAHUDDIN, 2016).

Parte da irradiação solar é absorvida pela atmosfera terrestre e outra parte é refletida. A fração que chega ao solo é composta por uma componente direta (Direct Normal Irradiation, DNI) e por uma componente difusa. A soma dessas frações representa a Irradiação Global Horizontal (Global Horizontal Irradiation, GHI), que calcula a radiação recebida por uma superfície plana horizontal (BIANCHINI, 2013). Assim, a medição da irradiação solar é importante para a determinação da região mais favorável para a implantação de um sistema de geração de energia. A DNI em kWh/m²/ano no Brasil é descrita na Figura 3.

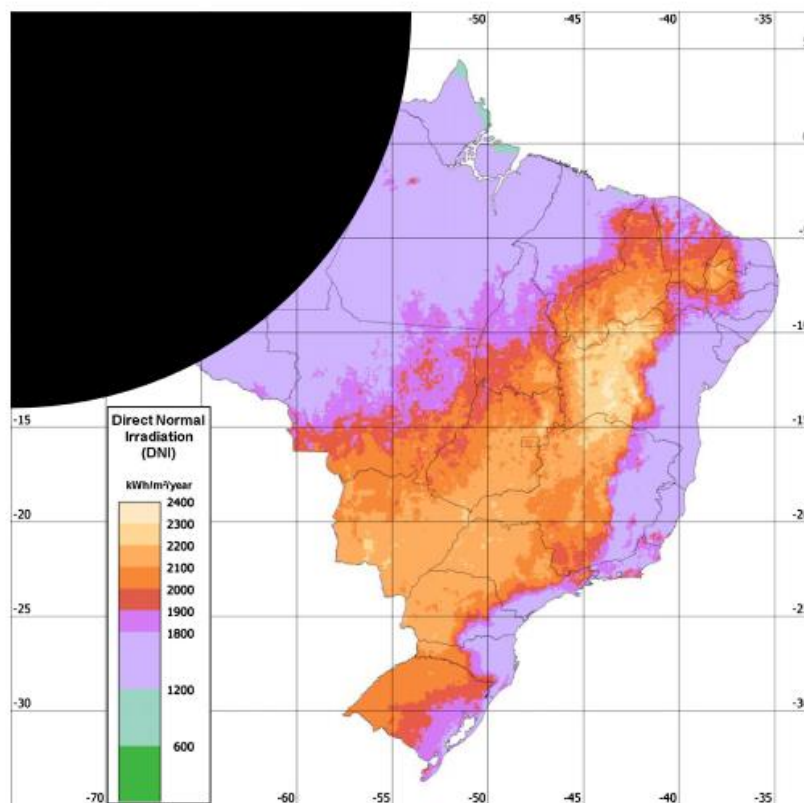


Figura 3: DNI anual no Brasil em kWh/m²/ano

Fonte: VIANA (2011).

Algumas vantagens do sistema CSP são as seguintes: é uma energia limpa e renovável, reduz a emissão de gás carbônico, existe em pequena e grande escala, é

possível localizar-se em ambientes não agrícolas e em locais áridos, auxilia complementando outras fontes primárias de geração de eletricidade. Já algumas desvantagens são o alto custo para sua instalação, gera menos energia em dias nublados e precisa de manutenção contínua (SALAHUDDIN, 2016).

2.1 CICLO RANKINE

Segundo MORAES (2017), as máquinas térmicas são sistemas que utilizam energia térmica para a conversão em trabalho mecânico por meio da transferência de calor de uma fonte quente para uma fonte fria. Esse processo é chamado de ciclo termodinâmico. De forma geral, quanto maior a diferença de temperatura, maior é a eficiência do ciclo.

De acordo com MANTEGAZZA (2016), o ciclo de Carnot não é um ciclo possível de se construir, pois possui limitações no que diz respeito às máquinas utilizadas nos processos de expansão e/ou compressão. Dessa forma, o ciclo Rankine é uma solução ao problema do ciclo Carnot, entretanto, apresenta menor eficiência. É uma forma de geração de energia adequada para o uso com fontes de calor de alto poder calorífico, como os combustíveis fósseis, por usar o vapor d'água como fluido de trabalho.

Segundo VAN WYLLEN; SONTAG; BORGNAKKE (2009), o ciclo Rankine ideal consiste em quatro processos que ocorrem em regime permanente. Os processos que compõem o ciclo são os seguintes:

1-2: bombeamento adiabático reversível;

2-3: transferência de calor que ocorre a pressão constante, na caldeira;

3-4: na turbina, expansão adiabática reversível;

4-1: no condensador, transferência de calor a pressão constante.

Na Figura 4 observa-se o esquema do ciclo Rankine e o gráfico de entropia pela temperatura.

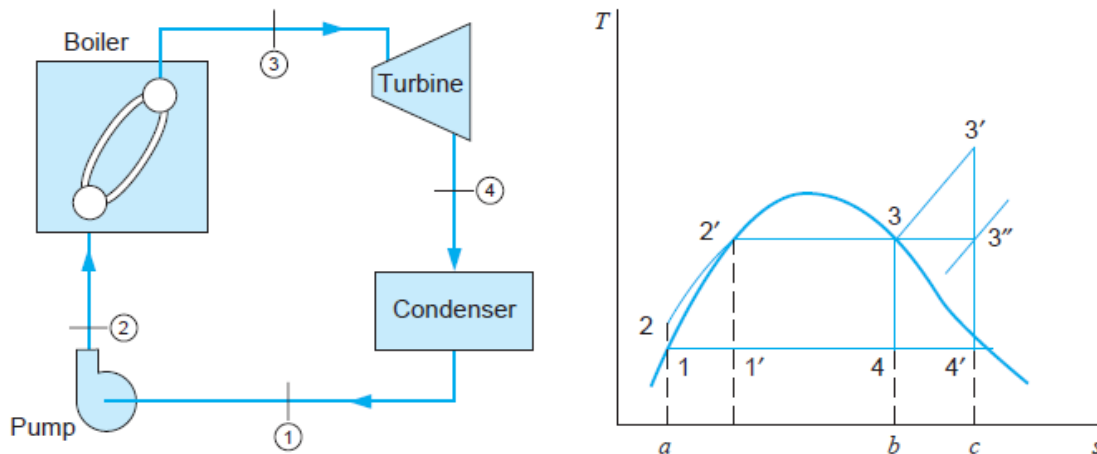


Figura 4: Esquema do ciclo Rankine e gráfico Temperatura x Entropia

Fonte: VAN WYLLEN; SONTAG; BORGNAKKE (2009).

2.2 ENERGIA HELIOTÉRMICA

Os impactos ambientais provocados pelas usinas heliotérmicas são menores quando comparados com outras formas de geração de energia. Isso ocorre pelo fato de a fonte de energia primária ser o sol, renovável e disponível de forma livre e não haver emissões de gases de efeito estufa durante a operação da usina. Entretanto, dependendo do tamanho da usina, a área utilizada, por ser extensa, e atingi a fauna e flora local.

A energia solar cobre várias necessidades de energia, como a produção de água quente sanitária, aquecimento doméstico, eletricidade em usinas de energia solar, demanda de calor industrial, além disso, há zero emissão de CO₂ (BELLOS et al., 2016).

A tecnologia heliotérmica beneficia-se de economias de escala. Componentes como a turbina a vapor e os tanques de armazenamento térmico têm seu custo reduzido se forem produzidos em tamanhos maiores. Pela experiência dos projetos já executados, a capacidade ótima das usinas heliotérmicas é por volta de 110MW. Na Espanha, limitou-se a concessão de incentivos para usinas com capacidade de até 50MW. Isso limitou a essa potência a capacidade das plantas construídas, evitando o aproveitamento de possíveis economias de escala que reduziriam o custo da planta (CASTRO, 2015).

O armazenamento térmico de energia heliotérmica é um fator positivo devido à substituição de outra fonte de geração de energia. Em um sistema predominantemente termelétrico, essa substituição implica em redução de gastos com combustíveis. Dessa forma, é possível fornecer energia nos períodos do dia em que o sistema mais precisa, ou nos momentos em que seria necessário queimar os combustíveis mais caros (CASTRO, 2015).

A capacidade de energia renovável deve aumentar em 50% no período de 2019 a 2024, com o maior potencial de energia solar fotovoltaica. Esse aumento de 1200 GW equivale à capacidade total instalada, atualmente, de energia dos Estados Unidos. A energia solar fotovoltaica corresponde à aproximadamente 60% do crescimento esperado. A capacidade de bioenergia tem crescido, com as maiores expansões na China, Índia e União Europeia. Já o crescimento das hidrelétricas tem desacelerado (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2019).

2.3 *CONCENTRATED SOLAR POWER (CSP)*

A Energia Solar Concentrada é uma tecnologia que usa espelhos que focalizam a luz solar em um ponto, absorvendo-a e convertendo-a para calor a altas temperaturas, gerando assim, eletricidade. Dentro dessas tecnologias, existem as calhas parabólicas, os sistemas Fresnel, o disco parabólico e as torres receptoras. Uma vantagem dessa tecnologia é ser integrada a um sistema de armazenamento de energia, permitindo ser uma fonte segura para o sistema de despacho de energia elétrica (KURAVI et al., 2012).

Na tecnologia CSP, conhecida como geração heliotérmica, termossolar ou solar termodinâmica, um receptor absorve a radiação solar direta concentrada em um ponto ou linha focal, através de espelhos. A energia concentrada é coletada por um fluido térmico, geralmente, um óleo sintético, que posteriormente aquece a água através de um trocador de calor, gerando assim vapor para a produção de energia elétrica por meio de uma turbina em um ciclo Rankine. Há a possibilidade de o vapor ser gerado diretamente nos coletores do campo solar sob elevados níveis de temperatura e pressão, substituindo o óleo por água, fazendo com que os trocadores de calor não sejam mais necessários, conceito conhecido como “Direct Steam Generation” ou DSG (FERREIRA; PASSOS, 2018).

O processo de conversão de energia solar em energia elétrica é baseado em princípios termodinâmicos que têm sido aplicados há muito tempo em usinas térmicas

convencionais. Várias tecnologias são desenvolvidas com o objetivo de ser uma alternativa eficiente ao uso de combustíveis fósseis. Por mais que a energia solar seja uma fonte praticamente inesgotável, ela está disponível apenas em forma periódica ao longo do dia. Uma das alternativas para resolver esse problema são os sistemas de armazenamento térmico (*Thermal Energy Storage*, TES). Usinas com este sistema captam calor durante o dia tanto para geração como para armazenamento. Quando a energia do sol não estiver disponível, este calor é liberado para dar continuidade à geração (GIL et al., 2010).

Segundo KALOGIROU (2009), os coletores são de dois tipos, os não-concentradores e os concentradores. Os coletores não-concentradores têm a mesma área de abertura (área para interceptação e absorção da radiação) e são aplicáveis para sistemas que precisem de baixa temperatura. Já em aplicações que necessitem de temperaturas mais elevadas, os concentradores solares são os mais adequados, que possuem em geral uma superfície refletora (em alguns modelos são utilizadas lentes) que direcionam a radiação direta a um foco, em que há um receptor onde escoo o fluido absorvedor de calor. Os coletores solares são classificados em estacionários ou rastreadores. No grupo dos rastreadores, os coletores rastreiam em um eixo ou em dois eixos.

De acordo com MORAES (2017), por mais que os recursos solares ao redor do mundo sejam equilibradamente distribuídos, a tecnologia CSP precisa de quantidades mínimas de radiação direta, maiores que 2.000 kWh/m² ao ano, para serem viáveis economicamente. Dessa forma, as usinas heliotérmicas estão, normalmente, em regiões isoladas, ensolaradas e áridas, como em desertos, por exemplo. Vale ressaltar que os refletores necessitam estarem sempre limpos, pois esse fator influencia diretamente na refletividade.

As tecnologias CSP são divididas em dois grupos, de acordo com o tipo de foco dos espelhos. Existem foco em linha e foco em ponto. A tecnologia de foco em linha inclui a calha parabólica e o refletor linear Fresnel, utilizando sistemas rastreadores que giram em um eixo. Já a tecnologia de foco em ponto utiliza sistemas seguidores de dois eixos. Inclui a torre de receptor central e disco parabólico (MORAES, 2017).

2.3.1 Concentradores cilindro-parabólicos

A tecnologia de concentradores cilindro-parabólicos consiste em espelhos coletores solares, tubos para absorção de calor, trocadores de calor, fluido de transferência de calor, turbina de ciclo Rankine a vapor d'água e um gerador. Há um sistema rastreador, chamado “tracking”, de um eixo, que alinha o foco do espelho com a direção do sol. As calhas apresentam orientação Norte-Sul ou Leste-Oeste, dependendo da curva de potência desejada. A orientação Norte-Sul fornece uma melhor produção de energia anual, além disso, próximo à linha do Equador, essa orientação tem um melhor desempenho, pois a latitude não apresenta tanta interferência. Já a Leste-Oeste fornece maior geração ao meio-dia (MORAES, 2017). O esquema de um sistema de concentrador cilindro-parabólico é mostrado na Figura 5.

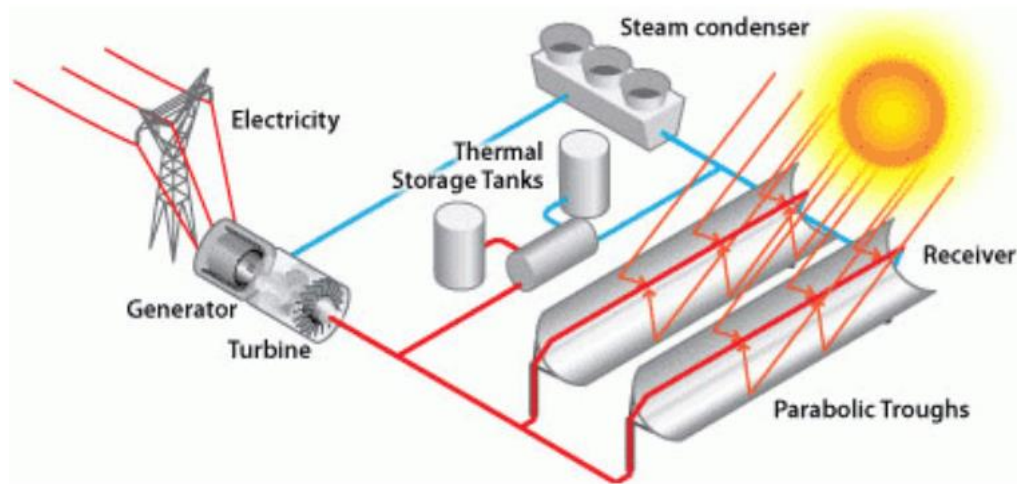


Figura 5: Sistema de concentrador cilindro-parabólico

Fonte: Energy.gov (2020).

Na pesquisa de BELLOS et al. (2015), o coletor de uma calha parabólica foi estudado no software SolidWorks, com o objetivo de analisar a eficiência em diferentes condições operacionais. Os coletores solares chegam a altas temperaturas, acima de 400 °C, com alta eficiência térmica. De acordo com o modelo numérico obtido em laboratório, foi analisado que a eficiência do coletor é superior a 75% para níveis de alta temperatura. Essa alta eficiência é explicada pelo coeficiente de perda de calor muito baixo.

O estudo de BELLOS (2016) teve como objetivo a melhoria da eficiência do coletor parabólico comercial IST-PTC, aumentando o coeficiente de transferência de

calor por convecção entre o fluido de trabalho e o absorvedor. Os fatores que influenciam esse parâmetro são o tipo de fluido de trabalho e a geometria do absorvedor. Foram analisados três fluidos, óleo térmico, óleo térmico com nanopartículas e água pressurizada. Um tubo absorvedor com pequenas covas com geometria senoidal foi testado, porque essa geometria aumenta a superfície de transferência de calor e a turbulência no fluxo. O resultado da pesquisa mostrou que essa técnica melhora o coeficiente de transferência de calor e a eficiência térmica do coletor. O uso de nanofluidos e a melhoria da geometria aumentam a eficiência do coletor em 4,25% e 4,55%, respectivamente. Além disso, a superfície ondulada aumenta as perdas de pressão no coletor.

SELVAKUMAR; SOMASUNDARAM; THANGAVEL (2014) analisaram um sistema de coletores solares de tubos evacuados, utilizando óleo sintético com fluido de transferência de calor, com o objetivo de geração de água quente instantânea na presença de baixa irradiação solar. O desempenho dos coletores solares de tubos evacuados foi melhor quando comparado ao coletor de placa plana, quando estudados em altas temperaturas. No coletor de tubos evacuados acoplado à calha parabólica foi utilizado o fluido Therminol D-12 para geração instantânea de água quente sob baixa irradiação solar. Foi analisado que o uso da calha parabólica, juntamente com o tubo evacuado, aumenta a eficiência de aquecimento em 30% no processo de geração instantânea de água quente. As propriedades térmicas e de fluxo do Therminol D-12 continuaram estáveis, mesmo após 100 ciclos de operação.

2.3.2 Torre de Receptor Central

Esse sistema baseia-se em um campo de helióstatos que se move de forma independente e rastreia o sol em dois eixos. A radiação solar direta é focada na direção do receptor central, posicionado no topo de uma torre perto do campo de helióstatos (BIANCHINI, 2013).

O receptor absorve o calor e leva-o para o fluido de alta temperatura, sendo uma caldeira ou um tambor de vapor. A energia térmica é bombeada para o bloco de potência, local em que o calor será gerado por meio do fluido aquecido, acionando assim a turbina e o gerador, para gerar eletricidade. As temperaturas para esse sistema chegam até 1000°C, permitindo ser usadas turbinas de alta potência, gerando mais eficiência e custo

menor de armazenamento, comparando com o sistema de calha parabólica. O helióstato é um instrumento feito de um espelho refletor montado em uma estrutura que admite que o espelho gire. Os raios solares refletidos são direcionados para o receptor central no alto da torre. Os helióstatos são formados por uma superfície refletora, uma estrutura que serve como suporte e um mecanismo de rastreamento solar. A superfície refletora mais utilizada é o espelho de vidro. Os principais tipos de fluido de trabalho são o sal fundido e o vapor direto e são aquecidos até temperaturas próximas de 565°C. A torre tem a função de suporte do receptor central e precisa ser colocada distante uma certa altura dos helióstatos, diminuindo o sombreamento. A altura das torres varia de 50 a 165 metros (BIANCHINI, 2013). O sistema de Torre de Receptor Central é esquematizado na Figura 6.

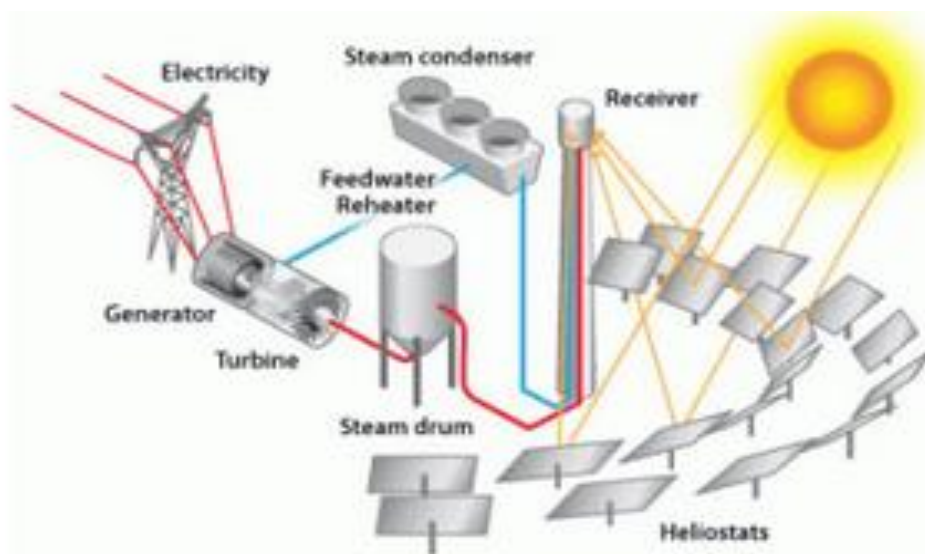


Figura 6: Sistema de Torre de Receptor Central

Fonte: Energy.gov (2020).

2.3.3 Pratos Parabólicos Concentradores

O sistema de pratos parabólicos concentradores usa espelhos com formato de disco parabólico como refletor, focando a radiação normal direta para o receptor, que fica posicionado no ponto focal do refletor. O receptor absorve a energia e a transforma em energia térmica. O prato parabólico é formado por um coletor, ou seja, espelhos parabólicos independentes, um receptor, um gerador e um motor Stirling. A radiação normal direta é focada do coletor para o receptor, que transfere energia térmica para o fluido de trabalho, que por sua vez aciona o motor de ciclo Stirling, para o gerador ser acionado. Esse tipo de CSP não possui sistema de armazenamento térmico, mas são

usados em sistemas híbridos, gerando energia por meio de combustíveis fósseis (BIANCHINI, 2013).

De acordo com KALOGIROU (2009), o sistema de disco parabólico apresenta alta eficiência na concentração de calor e perda térmica baixa, pois rastreia o sol em dois eixos. Atingem temperaturas elevadas. Entretanto, os custos de instalação costumam ser altos. Esse sistema é esquematizado na Figura 7.

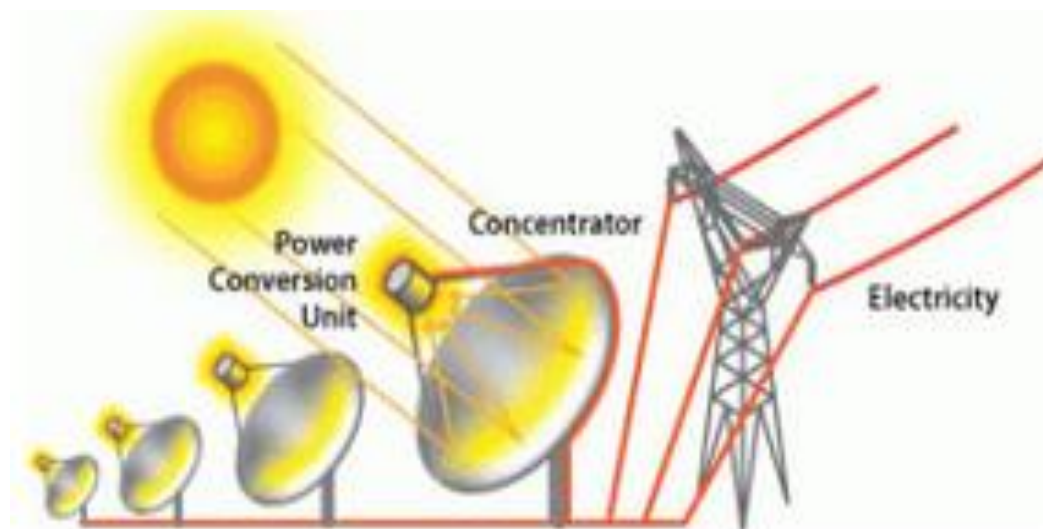


Figura 7: Sistema de Pratos Parabólicos Concentradores

Fonte: Energy.gov (2020).

2.3.4 Refletor Linear Fresnel

Os refletores lineares Fresnel são formados por um conjunto de espelhos planos organizados em filas, que direcionam a radiação solar para o tubo receptor, posicionado acima dos espelhos. O receptor é um tubo que transporta o fluido térmico, logo, a geração de vapor ocorre diretamente no receptor, onde a energia térmica vinda da concentração solar aquece a água até seu estado de vapor (SILVA, 2011). Os espelhos acompanham o movimento solar, no sentido Leste-Oeste, movimentando-se em um eixo (MARANHÃO, 2014). Para a instalação do sistema é necessária uma área de terra plana. As plantas são usadas para a produção direta de energia elétrica e para a produção extra de vapor, atuando como suporte em usinas de gás natural e de carvão (BIANCHINI, 2013).

A tecnologia do refletor linear Fresnel tem esse nome por causa da lente Fresnel, que tem vários planos de refração projetados, para aprimorar a concentração de luz a

partir de muitos ângulos em um único ponto ou linha. A lente foi criada por Augustin-Jean Fresnel, no século XVIII. O design do Refletor linear tem sua base na torre de energia e nos sistemas de calha parabólica. Entretanto, o tubo receptor é único e fixo, enquanto os espelhos rastreiam a luz solar. O tubo absorvedor geralmente é feito de aço inoxidável e localiza-se na linha focal comum dos refletores de espelhos que contém rastreador de eixo único. Um concentrador secundário é utilizado para refletir os raios dentro do tubo. Os refletores desse sistema concentram a radiação do feixe em um receptor estacionário (SALAHUDDIN, 2016). Esse sistema é mostrado na Figura 8.

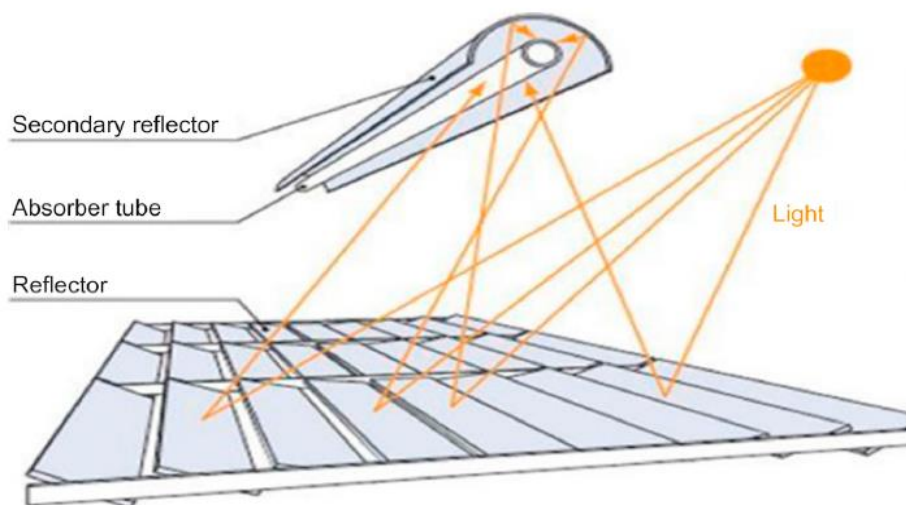


Figura 8: Refletor Linear Fresnel

Fonte: SALAHUDDIN (2016).

Cada receptor tem um refletor CSP secundário que orienta a radiação do feixe para o tubo absorvedor. O sistema óptico é envolvido por uma caixa de vidro selada. Dentro do tubo absorvedor, há o fluido de transferência, que é aquecido para gerar vapor superaquecido, que liga uma turbina, para assim gerar eletricidade (SALAHUDDIN, 2016).

O fluido de trabalho escoia nos tubos dentro da cavidade e absorve a energia térmica dos raios solares refletidos pela superfície do sistema Fresnel. A temperatura do fluido aumenta em razão do calor absorvido e depois é levado ao ciclo termodinâmico de geração de potência, geralmente um Ciclo Rankine (JUNIOR, 2016).

O uso do receptor estacionário sem juntas rotativas ou componentes que se movem que possuem altas temperaturas tornam os refletores lineares Fresnel mais seguros e

econômicos quando comparados a calha parabólica. Além disso, o sistema Fresnel utiliza espelhos primários estreitos que não precisam de estruturas de suporte pesadas, o que reduz os custos de construção e operação (QIU et al., 2015).

No estudo desenvolvido por ZAMBOLIN (2010), foram utilizados coletores de placa plana, que apresentam um metal absorvente em uma caixa retangular plana e coletores evacuados. Uma eficiência diária foi definida, de acordo com a temperatura média diária para os ensaios realizados. A energia solar absorvida foi transferida para o fluido de trabalho que passa pelos tubos coletores. O principal resultado, nos testes diários, mostrou que o coletor evacuado apresenta uma maior eficiência para uma variedade maior de condições operacionais, comparando com o coletor de placa plana.

3 METODOLOGIA

Inicialmente, são descritos os processos de transferência de calor no sistema em estudo. Na análise térmica, serão calculados os fluxos de calor. A partir do fluxo incidente no sistema, serão calculadas as temperaturas de cada componente. Posteriormente, será calculada a eficiência do concentrador. Todos os processos são calculados para o fluido Therminol VP-1, segundo THERMINOL (2020) e para a água, de acordo com INCROPERA et al. (2017).

3.1 PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Os processos de transferência de calor que ocorrem no conjunto tubo absorvedor, concentrador secundário e vidro são a condução, a convecção e a radiação.

A transferência de calor pode ser definida como o fluxo de energia em um sistema devido a uma distribuição desigual de temperatura. É um processo visto como uma forma da lei natural da tendência ao equilíbrio: sempre que um sistema apresenta uma distribuição desigual de alguma grandeza intensiva (a temperatura, por exemplo), um fluxo da grandeza extensiva associada (o calor) aparece para restaurar o equilíbrio (PELLEGRINI, 2019).

Esse processo ocorre com ou sem um meio. Na presença de um meio, sendo sólido ou fluido, ocorre a transferência de calor por meio da condução. Já na presença de um meio móvel, há convecção. Por fim, na ausência de um meio, ocorre por radiação, que também ocorre em meios materiais. Em geral, os modos podem coexistir.

3.1.1 Convecção

Convecção é o processo de transferência de calor mais comum em corpos imersos em fluidos. A convecção forçada é o modo mais usado em aplicações industriais, devido ao controle do fluxo de calor através da variação das propriedades do escoamento forçado, em especial do tipo e da velocidade do fluido. A convecção é a condução de calor em um meio móvel, necessariamente um fluido. Além da transferência de calor por processos associados à condução, como a translação, rotação e vibração das moléculas, há também o transporte da energia pelo movimento macroscópico do meio. Esse movimento pode ter duas origens distintas: quando é originado de forma natural pelas diferenças de

temperatura no fluido e suas variações de densidade, que originam forças de flutuação, processo conhecido como convecção natural ou livre. E quando o movimento é imposto de forma externa por alguma força, como um gradiente de pressão, o campo gravitacional ou uma máquina, o processo é a convecção forçada (PELLEGRINI, 2019).

A transferência de calor por convecção é representada pela lei do resfriamento de Newton, segundo a Equação 1.

$$q'' = h (T_s - T_\infty) \quad (1)$$

Em que q'' é o fluxo de calor, em W/m², h é o coeficiente convectivo, em W/m²K, T_s é a temperatura da superfície e T_∞ é a temperatura ambiente.

3.1.2 Condução

A condução é a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância, por razão das interações entre as partículas. Temperaturas mais altas estão ligadas a energias moleculares mais altas. Quando moléculas vizinhas se chocam, como ocorre constantemente, deve ocorrer a transferência de energia de moléculas mais energéticas para as menos energéticas. Havendo gradiente de temperatura, deve acontecer a transferência de energia por condução no sentido da diminuição da temperatura (INCROPERA et al., 2017).

Para a condução, a equação da taxa é a Lei de Fourier, descrita pela Equação 2.

$$q''_x = -k \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

Em que k é uma propriedade de transporte chamada condutividade térmica (W/m.K).

3.1.3 Radiação

A radiação térmica é a energia emitida pela matéria que está a uma temperatura diferente de zero. A emissão da radiação ocorre em superfícies de sólidos, líquidos e gases. Independente da forma da matéria, a emissão pode estar ligada a mudanças nas

configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que fazem parte da matéria. Ondas eletromagnéticas transportam a energia do campo de radiação. Além disso, a radiação não necessita de um meio para transferir energia, na verdade, essa transferência é mais eficiente no vácuo (INCROPERA et al., 2017).

A taxa líquida de transferência de calor por radiação que sai da superfície, por unidade de área da superfície, é expressa pela Equação 3.

$$q''_{rad} = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (3)$$

Em que σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$) e ε é a emissividade, uma propriedade radiante da superfície.

3.2 EQUAÇÕES DA ANÁLISE TÉRMICA

A análise térmica inclui os processos de transferência de calor, assim como o cálculo da eficiência.

O arranjo consiste no tubo absorvedor e o concentrador secundário, com envoltória em vidro. De acordo com o estudo desenvolvido por SCALCO (2016), existem vários tipos de concentradores, como o trapezoidal e o CPC. Os tipos de concentradores são mostrados na Figura 9.

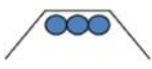



| Geometria | Descrição |
|---|-----------|
|  | Trapézio |
|  | CPC |
|  | Tipo M |
|  | Tipo Pico |

Figura 9: Geometrias do concentrador secundário

Fonte: SCALCO (2016).

O objetivo do concentrador secundário é aumentar a quantidade de raios solares que atingem o tubo absorvedor. Os espelhos seguem o movimento do sol durante o dia, trabalhando em sincronia, para que os raios solares atinjam um tubo absorvedor fixo.

Na Figura 10, são feitos balanços de energia no tubo absorvedor, nas superfícies externa e na interna. Nas superfícies interna e externa do vidro e na superfície da envoltória. Durante a análise, o concentrador é considerado isolado. O concentrador secundário escolhido para a análise é o trapezoidal. O concentrador secundário é formado por espelhos.

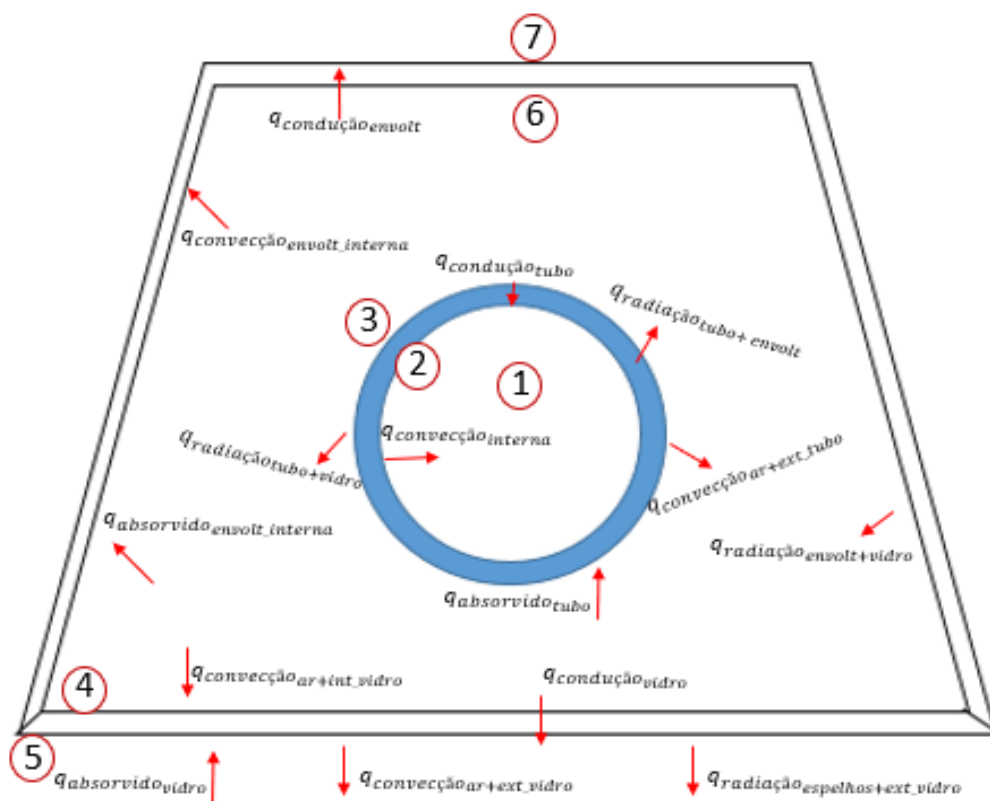


Figura 10: Perfil da análise térmica no tubo absorvedor e concentrador secundário

Fonte: a autora (2021).

Na Tabela 1, mostra-se cada componente do sistema que será analisado.

Tabela 1: Componentes do sistema

| Componentes |
|---|
| (1) Fluido de trabalho |
| (2) Superfície interna do tubo |
| (3) Superfície externa do tubo |
| (4) Superfície interna do vidro |
| (5) Superfície externa do vidro |
| (6) Superfície interna do concentrador secundário |
| (7) Superfície externa do concentrador secundário |

Fonte: a autora (2021).

A Figura 11 mostra os balanços de calor com uma vista rebatida.

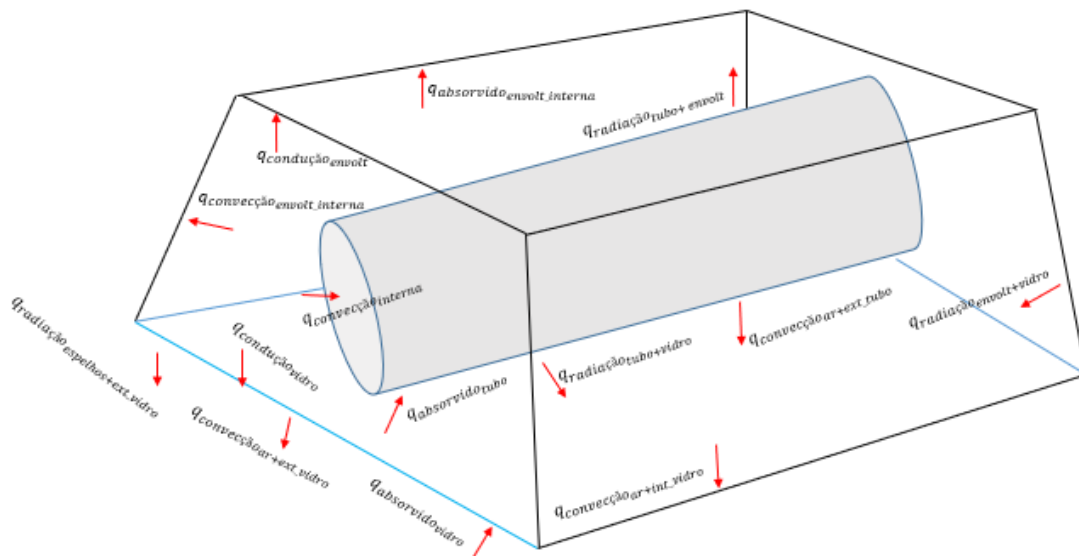


Figura 11: Balanços de calor com vista rebatida

Fonte: a autora (2021).

3.2.1 Fluxo de energia no tubo absorvedor

Os balanços de energia nas superfícies interna e externa do tubo estão descritos nas Equações 4 e 5.

$$q_{condução_{tubo}} = q_{convecção_{interna}} \quad (4)$$

$$q_{\text{absorvido}_{\text{tubo}}} = q_{\text{condução}_{\text{tubo}}} + q_{\text{convecção}_{\text{ar+ext}_{\text{tubo}}}} + q_{\text{radiação}_{\text{tubo+envolt}}} + q_{\text{radiação}_{\text{tubo+vidro}}} \quad (5)$$

- $q_{\text{condução}_{\text{tubo}}}$ é a taxa de calor de condução transferido pelo tubo absorvedor.
- $q_{\text{convecção}_{\text{interna}}}$ é a taxa de calor de convecção da superfície interna do tubo com o fluido.
- $q_{\text{absorvido}_{\text{tubo}}}$ é a taxa de calor absorvido pelo tubo.
- $q_{\text{convecção}_{\text{ar+ext}_{\text{tubo}}}}$ é a taxa de calor de convecção na superfície externa do tubo com o ar interno.
- $q_{\text{radiação}_{\text{tubo+envolt}}}$ é a taxa de calor de radiação entre o tubo e a superfície da envoltória.
- $q_{\text{radiação}_{\text{tubo+vidro}}}$ é a taxa de calor de radiação entre o tubo e a superfície interna do vidro.

3.2.2 Fluxo de energia na placa de vidro

As Equações 6 e 7 mostram o balanço na placa de vidro do receptor secundário.

$$q_{\text{convecção}_{\text{ar+int}_{\text{vidro}}}} + q_{\text{radiação}_{\text{tubo+vidro}}} + q_{\text{radiação}_{\text{envolt+vidro}}} = q_{\text{condução}_{\text{vidro}}} \quad (6)$$

$$q_{\text{absorvido}_{\text{vidro}}} + q_{\text{condução}_{\text{vidro}}} = q_{\text{convecção}_{\text{ar+ext}_{\text{vidro}}}} + q_{\text{radiação}_{\text{espelhos+ext}_{\text{vidro}}}} \quad (7)$$

- $q_{\text{convecção}_{\text{ar+int}_{\text{vidro}}}}$ é a taxa de calor de convecção transferida entre o ar interno e a superfície interna do vidro.
- $q_{\text{radiação}_{\text{envolt+vidro}}}$ é a taxa de calor de radiação trocada entre a superfície da envoltória e a superfície do vidro.
- $q_{\text{condução}_{\text{vidro}}}$ é a taxa de condução através do vidro.
- $q_{\text{absorvido}_{\text{vidro}}}$ é a taxa de calor que foi absorvida na abertura do vidro.

- $q_{convecção_{ar+ext_vidro}}$ é a taxa de convecção entre a superfície externa do vidro com o ar ambiente.
- $q_{radiação_{espelhos+ext_vidro}}$ é a taxa de radiação entre a superfície externa do vidro com o campo de espelhos.

3.2.3 Fluxo de energia na envoltória do concentrador secundário

O balanço de energia na superfície interna da envoltória do receptor é dado pela Equação 8.

$$q_{absorvido_{envolt_interna}} + q_{radiação_{tubo+envolt}} + q_{convecção_{envolt_interna}} \quad (8)$$

$$= q_{condução_{envolt}} + q_{radiação_{envolt+vidro}}$$

- $q_{absorvido_{envolt_interna}}$ é a taxa de radiação que é absorvida pela parte interna da superfície da envoltória.
- $q_{convecção_{envolt_interna}}$ é a taxa de calor de convecção transferida do ar interno para a superfície interna da envoltória.
- $q_{condução_{envolt}}$ é a taxa de calor de condução que passa pela parede da envoltória.

3.2.4 Taxa de calor absorvido pelo vidro

A taxa de calor absorvido pelo vidro é dada pela Equação 9.

$$q_{absorvido_{vidro}} = q_{incidente} \eta_{vidro} \alpha_{vidro} \quad (9)$$

Em que $q_{incidente}$ é a radiação que incide na abertura do concentrador secundário, dado pela Equação 10, η_{vidro} é a eficiência do vidro e, por fim, α_{vidro} é a absorvidade, característica do vidro.

$$q_{incidente} = DNI \text{ Área}_{espelhos} \quad (10)$$

Em que DNI é a irradiação normal direta, em inglês, “direct normal irradiation”, que incide sobre o campo de espelhos e $\text{Área}_{espelhos}$ é a área dos espelhos. A eficiência do vidro é dada pela Equação 11.

$$\eta_{vidro} = \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_4 \xi_5 \xi_6 \rho_{vidro} \quad (11)$$

Em que ρ_{vidro} é a refletividade do vidro e os primeiros seis termos da equação são fatores de perda associados a perdas do sistema refletor linear Fresnel. Esses fatores estão descritos na Tabela 2.

Tabela 2: Fatores de perda

| | | |
|---------|-----------------------|---------------|
| ξ_1 | Sombra | 0,94 |
| ξ_2 | Erro de rastreamento | 0,994 |
| ξ_3 | Erro de geometria | 0,98 |
| ξ_4 | Sujeira no espelho | 1 |
| ξ_5 | Sujeira no vidro | $(1+\xi_4)/2$ |
| ξ_6 | Outros tipos de perda | 0,96 |

Fonte: FORRISTALL (2003).

3.2.5 Taxa de calor absorvido pelo tubo

A taxa de calor absorvido pelo tubo é dada pela Equação 12.

$$q_{absorvido_{tubo}} = q_{incidente} \alpha_{tubo} \varphi_{fator_{interc}} \quad (12)$$

Em que α_{tubo} é a absorvidade do material do tubo absorvedor e $\varphi_{fator_{interc}}$ é o fator de interceptação, que simboliza a fração de raios incidentes do receptor que chegam ao tubo absorvedor.

Para determinar o valor do fator de interceptação, foi utilizado o software *SolTrace*, desenvolvido pelo NREL (National Renewable Energy Laboratory), que modela sistemas de CSP (Concentrating Solar Power) e analisa o seu desempenho óptico. O código utiliza o traçado de raios do método de Monte Carlo. É escolhido um número de raios solares para ser traçado. Cada raio é traçado através do sistema geométrico, concentrando-se em uma região. Deve-se escolher o tipo de geometria do CSP em questão. O software tem como resultado mapas de fluxo e de dispersão e fornece a fração de raios incidentes que atingem a geometria escolhida (NREL, 2021). O esquema de traçado de raios é mostrado na Figura 12.

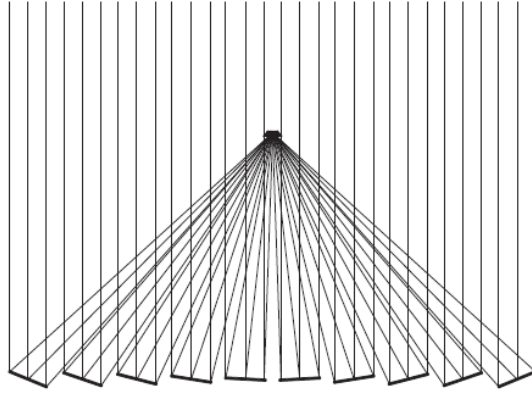


Figura 12: Esquema de traçado de raios para radiação solar incidente (perpendicular)

Fonte: FACÃO; OLIVEIRA (2011).

De acordo com PAULA (2014), o método de Monte Carlo é uma técnica para representar a solução de um problema como um parâmetro hipotético, utilizando uma sequência aleatória de números para formar uma amostra de uma população para obter estimativas estatísticas desse parâmetro. O método de Monte Carlo é muito utilizado para obter aproximações numéricas de funções complexas.

No tubo absorvedor, a taxa de transferência de calor por condução é calculada segundo a Equação 13.

$$q_{condução_{tubo}} = \frac{2 \pi k_{tubo} L (T_{s,ext} - T_{s,int})}{\ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)} \quad (13)$$

Na equação 13, k_{tubo} é a condutividade térmica, característica do material, $T_{s,ext}$ é a temperatura externa da superfície do tubo, $T_{s,int}$ é a temperatura da superfície interna do tubo, L é o comprimento do receptor, D_{ext} é o diâmetro externo e D_{int} o diâmetro interno.

A transferência de calor por convecção para o fluido é descrita pela Equação 14.

$$q_{convecção_{interna}} = h_{int} A_{interna} (T_{s,int} - T_{média_fluido}) \quad (14)$$

Em que h_{int} é o coeficiente convectivo interno, $A_{interna}$ é a área interna da superfície e $T_{média_fluido}$ é a temperatura média do fluido de trabalho.

Para calcular a temperatura média de saída do fluido, usa-se o seguinte balanço da Equação 15.

$$q = q_s'' A_{superfície} = \dot{m} cp (T_{m,sai} - T_{m,entra}) \quad (15)$$

Em que $T_{m,sai}$ é a temperatura média de saída do fluido, $T_{m,entra}$ é a temperatura média de entrada do fluido e $A_{superfície}$ é a área da superfície interna do tubo absorvedor, a área de troca de calor. O termo q_s'' é o fluxo térmico por unidade de área.

Considerando o fluxo térmico na superfície constante ($q_s'' = \text{constante}$), a área da superfície do tubo é dada pela Equação 16.

$$A_{superfície} = \frac{\dot{m} cp (T_{m,sai} - T_{m,entra})}{q_s''} \quad (16)$$

A temperatura da superfície externa do tubo é calculada pela Equação 17.

$$T_{sup,ext} = \frac{q_s''}{h_{int}} + T_{m,sai} \quad (17)$$

A temperatura média do fluido é dada pela Equação 18.

$$T_{m,fluido} = \frac{T_{m,entra} + T_{m,sai}}{2} \quad (18)$$

Para a determinação do h_{int} , é necessário primeiro determinar o tipo de escoamento, ou seja, se o escoamento é laminar ou turbulento. Para isso, calcula-se o número de Reynolds. De acordo com o valor, calcula-se o número de Nusselt, para assim determinar o h_{int} .

O tipo de escoamento depende da faixa de valores do número de Reynolds, dado pela Equação 19.

$$Re_D = \frac{\rho vel D}{\mu} \quad (19)$$

Em que ρ é a massa específica do fluido, vel é a velocidade de escoamento do fluido, D é o diâmetro da tubulação e μ é a viscosidade dinâmica do fluido. Se $Re \leq 2000$, o escoamento é classificado como laminar, ou seja, as partículas do fluido se

movem em trajetórias bem definidas e nesse escoamento, as velocidades geralmente são baixas. Se $2000 < Re < 2400$, o escoamento é de transição. Já se $Re \geq 2400$, o escoamento é turbulento. As partículas do fluido descrevem trajetórias irregulares, o movimento é aleatório e as velocidades são maiores.

Se o escoamento for laminar, o coeficiente convectivo é calculado pela Lei de Resfriamento de Newton, isolando o h_{int} , na Equação 20.

$$q''_s = h_{int} (T_s - T_m) \quad (20)$$

Em que T_m é a temperatura média do fluido. Entretanto, se o escoamento for turbulento, é necessário calcular alguma correlação de Nusselt que se encaixe no problema. Para um número de Prandtl na faixa de $0,6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10000$ e $L/D \geq 10$, usa-se a equação de Dittus-Boelter (INCROPERA et al., 2017), dada pela Equação 21.

$$Nu_D = 0,023 (Re_D)^{4/5} Pr^n \quad (21)$$

Com $n = 0,4$ para o aquecimento ($T_s > T_m$) e $n = 0,3$ para resfriamento ($T_s < T_m$).

A convecção entre a superfície externa do tubo e o ar interno no concentrador é dada pela Equação 22.

$$q_{convecção_{ar+ext_tubo}} = h_{ext} A_{ext} (T_{s,ext} - T_{amb_{envolt}}) \quad (22)$$

Nessa situação, a convecção é natural, com h_{ext} sendo o coeficiente convectivo externo, A_{ext} sendo a área da superfície externa do tubo e $T_{amb_{envolt}}$ a temperatura do ar dentro da envoltória do concentrador secundário. Logo, é preciso calcular o número de Rayleigh, dado pela Equação 23.

$$Ra_1 = \frac{g \beta (T_{s,ext} - T_{amb_{envolt}}) D_{ext}^3}{\alpha \nu} \quad (23)$$

Em que β é o coeficiente de expansão térmica ligado à $T_{amb,envolt}$, α é a difusividade térmica, g é a aceleração da gravidade, em m/s^2 e ν é a viscosidade cinemática do ar, pois o fluido, nesse caso, é o ar ambiente.

O h_{ext} é obtido através do número de Nusselt, dado pela Equação 24.

$$Nu_{ext} = \frac{h_{ext} D_{ext}}{k_{ar,int}} \quad (24)$$

Em que $k_{ar,int}$ é a condutividade térmica do ar na região interna da envoltória. E o valor do número de Nusselt é obtido pela relação de Churchill e Chu (INCROPERA et al. (2017), dado pela Equação 25.

$$Nu_{ext} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[\left(1 + \frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (25)$$

Em que Pr é o número de Prandtl, levando em consideração a temperatura do filme, ou seja, a média entre a $T_{s,ext}$ do tubo e a temperatura do ar interno.

Na parte inferior do concentrador, é colocada uma placa de vidro, para isolá-lo do ambiente externo. A taxa de transferência de calor por convecção na parte interna da superfície do vidro é dada pela Equação 26.

$$q_{convecção_{ar+int,vidro}} = h_{ext} A_{vidro} (T_{s,int,vidro} - T_{amb,envolt}) \quad (26)$$

Em que A_{vidro} é a área da placa de vidro e $T_{s,int,vidro}$ é a temperatura da superfície interna do vidro.

A taxa de calor de condução na placa de vidro é dada pela Equação 27.

$$q_{condução_{vidro}} = \frac{k_{vidro} A_{vidro} (T_{s,int,vidro} - T_{s,ext,vidro})}{t_{vidro}} \quad (27)$$

Em que k_{vidro} é a condutividade térmica do vidro, t_{vidro} é a espessura do vidro e $T_{s,extvidro}$ é a temperatura da superfície externa do vidro.

O processo de convecção do vidro com o ar externo é calculado pela Equação 28.

$$q_{convecção_{ar+ext_{vidro}}} = h_{vidro_{ar,ext}} A_{vidro} (T_{s,extvidro} - T_{amb,ext}) \quad (28)$$

Em que $h_{vidro_{ar,ext}}$ é o coeficiente convectivo da superfície externa do vidro e o ar ambiente externo e $T_{amb,ext}$ é a temperatura externa do ambiente.

Para calcular o $h_{vidro_{ar,ext}}$, usa-se o número de Rayleigh, dado pela Equação 29.

$$Ra_2 = \frac{g \beta (T_{s,extvidro} - T_{amb,ext}) l_{vidro}^3}{\alpha \nu} \quad (29)$$

Na equação, β é o coeficiente de expansão térmica ligado à temperatura do ar externo e l_{vidro} é a largura da placa de vidro.

Com o número de Rayleigh, calcula-se o número de Nusselt para superfícies de placas horizontais, dado pela Equação 30.

$$Nu_{amb,ext} = 0,15 (Ra_2^{\frac{1}{3}}) \quad (30)$$

para a faixa de $10^7 \leq Ra \leq 10^{11}$.

Logo, o valor de $h_{vidro_{ar,ext}}$ é encontrado pela Equação 31.

$$Nu_{amb,ext} = \frac{h_{vidro_{ar,ext}} l_{vidro}}{k_{ar,ext}} \quad (31)$$

3.2.6 Processos na envoltória

A taxa de radiação absorvida pela superfície da envoltória é descrita pela Equação 32.

$$q_{absorvido_{envolt_{interna}}} = q_{incidente} \alpha_{envolt} \quad (32)$$

Em que α_{envolt} é a absorvidade da superfície da envoltória.

A taxa de convecção entre a superfície interna da envoltória e o ar interno é dada pela Equação 33.

$$q_{convecção_{envolt_interna}} = h_{ext} A_{envolt} (T_{s,int_{envolt}} - T_{s,ext_{envolt}}) \quad (33)$$

Na equação, A_{envolt} é a área da envoltória do concentrador secundário, o que depende do formato, no caso, o formato escolhido é o trapezoidal. $T_{s,int_{envolt}}$ é a temperatura da superfície interna da envoltória.

Já a taxa de condução da parede do concentrador secundário é dada pela Equação 34.

$$q_{condução_{envolt}} = \frac{k_{envolt} A_{envolt} (T_{s,int_{envolt}} - T_{s,ext_{envolt}})}{t_{envolt}} \quad (34)$$

Em que k_{envolt} é a condutividade térmica do isolante, t_{envolt} é a espessura da parede e $T_{s,ext_{envolt}}$ é a temperatura da superfície externa da parede.

3.2.7 Processo de transferência de calor por radiação

A troca de radiação entre superfícies depende da geometria e da orientação das superfícies, assim como das propriedades radiantes e das temperaturas. Logo, a forma como os componentes do sistema estão posicionados importa, então é necessário calcular o Fator de Forma, uma fração da radiação que sai de uma superfície e intercepta outra. É chamado de fator de configuração e de visão.

Então, na análise do refletor linear Fresnel, é preciso calcular o fator de forma para as seguintes superfícies: da superfície do tubo com a envoltória do concentrador secundário (1), do tubo absorvedor com o invólucro de vidro (2), da envoltória com o vidro (3) e do vidro com o campo de espelhos (4).

O cálculo da taxa de radiação é por meio da radiosidade J , definida pela Equação 35 (INCROPERA, et al., 2017).

$$J = E + \rho r G \quad (35)$$

Sendo E o poder emissivo, ou seja, a taxa em que a radiação é emitida de uma superfície por unidade de área, ρr é a refletividade, definida como a fração da irradiação que é refletida e G é a irradiação, a taxa na qual a radiação incide em uma superfície por unidade de área. A radiosidade é a taxa na qual a radiação deixa a superfície por unidade de área.

A irradiação é calculada, para cada superfície, segundo a Equação 36.

$$G = \alpha \sigma T_{amb}^4 \quad (36)$$

Em que α é a absorvidade de cada superfície.

A Lei de Stefan-Boltzmann permite calcular a quantidade de radiação emitida em todas as direções ao longo de todos os comprimentos de onda conhecendo-se a temperatura do corpo negro. O fluxo térmico emitido por uma superfície real é dado pela Equação 37.

$$E = \varepsilon \sigma T^4 \quad (37)$$

Em que σ é a constante de Stefan-Boltzmann, de valor numérico igual a $5,670 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$, ε é a emissividade, uma propriedade radiante da superfície e T é a temperatura absoluta do corpo emissor, em Kelvin.

Logo, a taxa de calor de radiação trocado entre a superfície do tubo com a envoltória do concentrador secundário é dada pela Equação 38.

$$q_{rad_{envolt_tubo}} = A_{envolt} F_{envolt_tubo} (J_{envolt} - J_{tubo}) \quad (38)$$

A Equação 39 mostra a taxa de calor de radiação trocado entre tubo absorvedor e invólucro de vidro.

$$q_{rad_{tubo_vidro}} = A_{ext} F_{tubo_vidro} (J_{tubo} - J_{vidro}) \quad (39)$$

A taxa de calor de radiação trocado entre a envoltória e o vidro é dada pela Equação 40.

$$q_{rad_{envolt_vidro}} = A_{envolt} F_{envolt_vidro} (J_{envolt} - J_{vidro}) \quad (40)$$

Sendo F_{envolt_tubo} , F_{tubo_vidro} e F_{envolt_vidro} os fatores de forma.

As radiosidades J_{envolt} , J_{vidro} e J_{tubo} de cada superfície são determinadas usando a rede de resistências de radiação, mostrada na Figura 13.

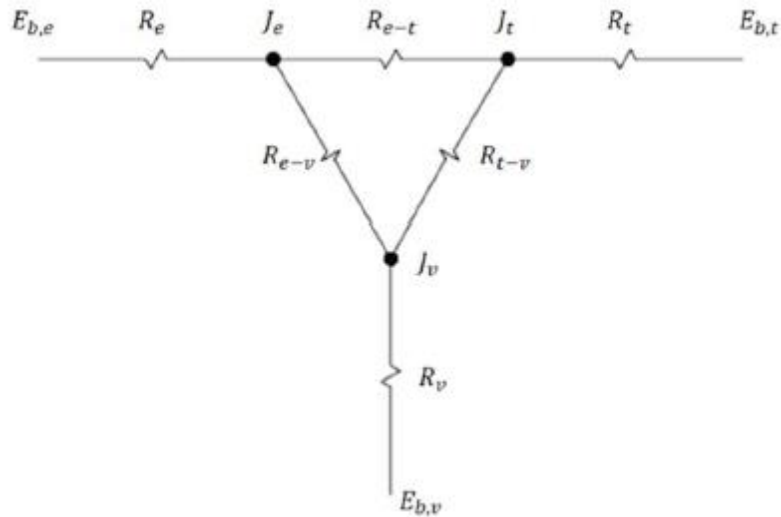


Figura 13: Superfícies do tubo, envoltória, vidro e circuito correspondente

Fonte: SCALCO (2016).

A Figura 14 mostra a rede de resistências no sistema do tubo, concentrador secundário e vidro.

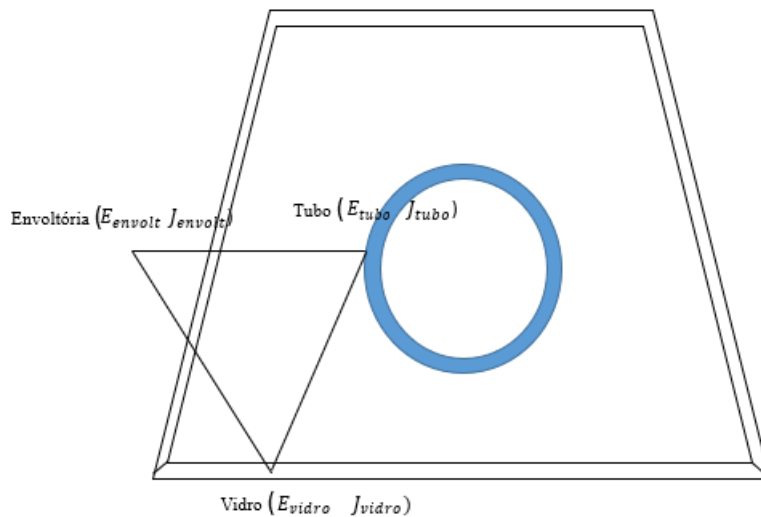


Figura 14: Rede de resistências no sistema

Fonte: a autora (2021).

De acordo com as Equações 41, 42 e 43, em cada nó da rede, a soma precisa ser zero.

$$\frac{E_{envolt} - J_{envolt}}{R_{envolt}} + \frac{J_{tubo} - J_{envolt}}{R_{envolt_tubo}} + \frac{J_{vidro} - J_{envolt}}{R_{envolt_vidro}} = 0 \quad (41)$$

$$\frac{J_{envolt} - J_{tubo}}{R_{tubo_envolt}} + \frac{E_{tubo} - J_{tubo}}{R_{tubo}} + \frac{J_{vidro} - J_{tubo}}{R_{tubo_vidro}} = 0 \quad (42)$$

$$\frac{J_{envolt} - J_{vidro}}{R_{vidro_envolt}} + \frac{J_{tubo} - J_{vidro}}{R_{tubo_vidro}} + \frac{E_{vidro} - J_{vidro}}{R_{vidro}} = 0 \quad (43)$$

Em que E_{tubo} , E_{envolt} e E_{vidro} são os fluxos emissivos das superfícies respectivamente, do tubo, da envoltória e do vidro, segundo as Equações 44, 45 e 46.

$$E_{envolt} = \varepsilon_{envolt} \sigma (T_{s,int_{envolt}})^4 \quad (44)$$

$$E_{tubo} = \varepsilon_{tubo} \sigma (T_{s,ext})^4 \quad (45)$$

$$E_{vidro} = \varepsilon_{vidro} \sigma (T_{s,int_{vidro}})^4 \quad (46)$$

As resistências são dadas pelas Equações 47, 48 e 49.

$$R_{envolt} = \frac{1 - \varepsilon_{envolt}}{A_{envolt} \varepsilon_{envolt}} \quad (47)$$

$$R_{tubo} = \frac{1 - \varepsilon_{tubo}}{A_{ext} \varepsilon_{tubo}} \quad (48)$$

$$R_{vidro} = \frac{1 - \varepsilon_{vidro}}{A_{vidro} \varepsilon_{vidro}} \quad (49)$$

Em que ε_{envolt} , ε_{tubo} e ε_{vidro} são as emissividades de cada superfície.

As resistências referentes ao tubo – envoltória, tubo – vidro e envoltória – vidro são dadas pelas Equações 50, 51, 52, 53 e 54.

$$R_{tubo_envolt} = \frac{1}{A_{ext} F_{tubo_envolt}} \quad (50)$$

$$R_{envolt_tubo} = \frac{1}{A_{envolt} F_{envolt_tubo}} \quad (51)$$

$$R_{tubo_vidro} = \frac{1}{A_{ext} F_{tubo_vidro}} \quad (52)$$

$$R_{envolt_vidro} = \frac{1}{A_{envolt} F_{envolt_vidro}} \quad (53)$$

$$R_{vidro_envolt} = \frac{1}{A_{vidro} F_{vidro_envolt}} \quad (54)$$

A transferência de calor por radiação da superfície externa do vidro com o campo de espelhos está descrita na Equação 55.

$$q_{rad_{vidro,esp}} = \sigma \left(\frac{T_{s,ext_{vidro}}^4 - T_{amb,ext}^4}{\frac{1 - \varepsilon_{vidro}}{A_{vidro} \varepsilon_{vidro}} + \frac{1}{A_{vidro} F_{vidro_esp}} + \frac{1 - \varepsilon_{esp}}{\varepsilon_{esp} A_{esp}}} \right) \quad (55)$$

E F_{vidro_esp} é o fator de forma do vidro em relação ao campo de espelhos.

3.2.8 Obtenção dos fatores de forma

As superfícies do estudo são a envoltória do concentrador secundário, o invólucro de vidro e o tubo absorvedor. A análise para os fatores de forma da geometria trapezoidal é mostrada na Figura 15.

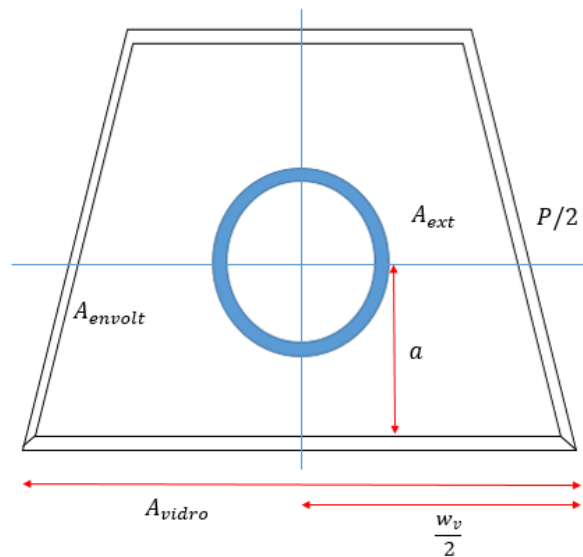


Figura 15: Análise dos fatores de forma para geometria trapezoidal

Fonte: a autora (2021).

Sendo w_v a largura da região inferior do concentrador secundário, igual a 0,30 metros e a é a altura da base do receptor com o tubo absorvedor, igual a 0,04 metros. Já P é o perímetro da envoltória do concentrador secundário.

O fator de forma “tubo - envoltória” é dado pela relação:

$$F_{tubo_envolt} = \frac{\pi D_{ext}}{P} \left(1 - \frac{1}{\pi} \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{w_v}{a} \right) \right) \quad (56)$$

O fator de forma “envoltória - tubo” é dado utilizando a relação de reciprocidade, de acordo com a Equação 57.

$$F_{envolt_tubo} A_{envolt} = F_{tubo_envolt} A_{ext} \quad (57)$$

O fator de forma “tubo – vidro” é calculado usando a relação de Modest (2003). Os parâmetros são mostrados na Figura 16.

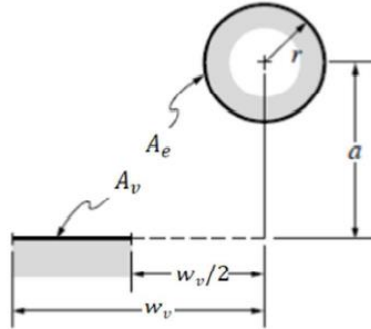


Figura 16: Relação dimensional entre o invólucro de vidro e o tubo absorvedor

Fonte: SCALCO (2016).

$$F_{tubo_vidro} = \frac{1}{\pi} \left(tg^{-1} \left(\frac{w_v}{a} \right) \right) \quad (58)$$

Observa-se na Figura 15 que o fator de forma é uma relação geométrica entre as superfícies, logo, o fator de forma entre a envoltória e o vidro é dado pela Equação 59.

$$F_{envolt_vidro} = 1 - F_{envolt_tubo} \quad (59)$$

A partir da relação de reciprocidade, tem-se a Equação 60.

$$F_{envolt_vidro} A_{envolt} = F_{vidro_envolt} A_{vidro} \quad (60)$$

Na Figura 17, observa-se a relação geométrica entre a geometria do vidro e do campo de espelhos, para obter o fator de forma F_{vidro_esp} .

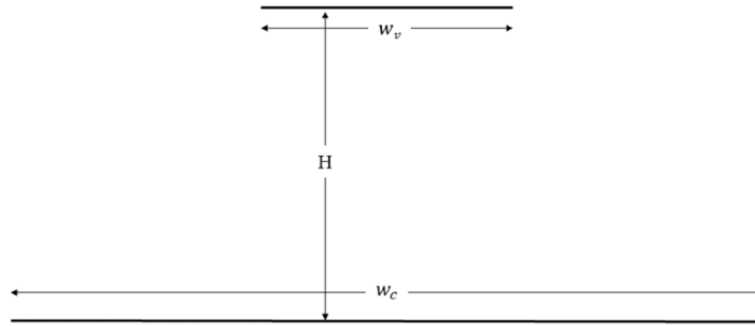


Figura 17: Relação geométrica entre o campo de espelhos e o invólucro de vidro

Fonte: SCALCO (2016).

O fator de forma para a geometria da figura foi determinado por Wong (1976), dado pela Equação 61.

$$F_{vidro_esp} = \frac{H}{2w_v} \left[\sqrt{\left(\frac{w_v}{H} + \frac{w_c}{H}\right)^2 + 4} - \sqrt{\left(\frac{w_c}{H} - \frac{w_v}{H}\right)^2 + 4} \right] \quad (61)$$

Sendo w_c a largura do campo de espelhos e H é a altura do receptor em relação ao campo de espelhos.

3.2.9 Cálculo da eficiência e das perdas térmicas

O cálculo da eficiência relaciona a taxa de calor útil transferida ao fluido com a taxa de calor incidente no tubo absorvedor, de acordo pela Equação 62.

$$\eta = \frac{q_{\text{útil}}}{q_{\text{incidente}}} \quad (62)$$

Em que $q_{\text{útil}}$ é $q_{\text{convecção}_{\text{interna}}}$. É o calor disponível para o fluido de trabalho.

O cálculo das perdas térmicas no sistema estudado leva em consideração as perdas por convecção e radiação para o meio externo e por condução por meio da parede da envoltória, que são os calores liberados do sistema, segundo a Equação 63.

$$q_{perda} = q_{convecção_{ar+ext_vidro}} + q_{rad_{esp+ext_vidro}} + q_{condução_{envolt}} \quad (63)$$

3.3 PARÂMETROS CORRESPONDENTES AO CONJUNTO TUBO ABSORVEDOR, CONCENTRADOR SECUNDÁRIO, ESPELHOS E VIDRO

As características dos componentes do sistema (tubo absorvedor, concentrador secundário, vidro e espelhos) estão descritos nas tabelas a seguir. Na Tabela 3, descrevem-se os parâmetros referentes aos espelhos.

Tabela 3: Parâmetros referentes aos espelhos

| Parâmetros dos espelhos | Valores |
|---|---------------------|
| Número de espelhos | 10 |
| Altura do tubo absorvedor em relação aos espelhos | 1 m |
| Refletividade | 0,94 |
| Largura | 0,30 m |
| Comprimento | 2 m |
| Espessura | 0,020 m |
| Distância entre espelhos adjacentes | 0,010 m |
| Área de 1 espelho | 0,60 m ² |
| Emissividade | 0,10 |
| Absortividade | 0,02 |

Fonte: a autora (2021).

Na Tabela 4, observam-se os parâmetros referentes ao tubo absorvedor, cujo material é aço SAE 1020.

Tabela 4: Parâmetros referentes ao tubo absorvedor

| Parâmetros do tubo absorvedor | Valores |
|---------------------------------------|------------------------|
| Diâmetro interno | 0,040 m |
| Diâmetro externo | 0,048 m |
| Comprimento | 10 m |
| Área | 1,256 m ² |
| Material | Aço SAE 1020 |
| Emissividade aço SAE 1020 | 0,60 |
| Condutividade térmica do aço SAE 1020 | $k = 52 \text{ W/m K}$ |
| Absortividade do aço SAE 1020 | 0,828 |
| Refletividade do aço SAE 1020 | 0,3847 |

Fonte: a autora (2021).

Na Tabela 5, observam-se os parâmetros referentes ao concentrador secundário, feito de espelhos.

Tabela 5: Parâmetros referentes ao concentrador secundário

| Parâmetros do concentrador secundário | Valores |
|--|-----------------------------------|
| Material | Espelhos planos |
| Área | 15,1 m ² |
| Perímetro | 43,02 m |
| Emissividade do espelho | 0,10 |
| Absortividade do espelho | 0,02 |
| Espessura | 0,015 m |
| Base maior | 1,5 m |
| Base menor | 0,30 m |
| Comprimento | 10 m |
| Altura | 0,08 m |
| Condutividade térmica | $0,19 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ |
| Refletividade | 0,94 |

Fonte: a autora (2021).

Na Tabela 6, estão dispostos os parâmetros referentes ao vidro.

Tabela 6: Parâmetros referentes ao vidro

| Parâmetros referentes ao vidro | Valores |
|---------------------------------------|-------------------|
| Emissividade | 0,92 |
| Comprimento | 10 m |
| Espessura | 0,010 m |
| Largura | 1,5 m |
| Absortividade | 0,94 |
| Refletividade | 0,935 |
| Área | 15 m ² |
| Condutividade térmica | 0,8 W/m· K |
| Transmissividade | 0,90 |

Fonte: a autora (2021).

Na Tabela 7, estão dispostas as características do fluido de trabalho Therminol VP-1.

Tabela 7: Características referentes ao fluido de trabalho Therminol VP-1

| Parâmetros do fluido Therminol VP-1 | Valores |
|--|-------------------------------|
| Temperatura de entrada | 100 °C |
| Vazão do fluido | 0,0005 m ³ /seg |
| Massa específica do fluido | 999 kg/m ³ |
| Viscosidade dinâmica do fluido | 0,000985 N · s/m ² |
| Condutividade térmica | 0,1277 W/m· K |

Fonte: a autora (2021).

Na Tabela 8, observam-se as características da água necessárias para a análise.

Tabela 8: Características referentes ao fluido de trabalho água

| Parâmetros do fluido água | Valores |
|----------------------------------|-------------------------------|
| Temperatura de entrada | 50 °C |
| Vazão do fluido | 0,0005 m ³ /seg |
| Massa específica do fluido | 1000 kg/m ³ |
| Viscosidade dinâmica do fluido | 0,000547 N · s/m ² |
| Condutividade térmica | 0,643 W/m· K |

Fonte: a autora (2021).

Foi escolhida a irradiação normal direta da cidade de Macaé, Rio de Janeiro. Seu valor, de acordo com o software SAM (*System Advisor Model*), é 950 W/m^2 . O software SAM simula sistemas de CSP e de biomassa. São feitas modelagens de plantas de CSP, fornecendo valores de geração de energia, de custos, de eficiência e valores climáticos para vários tipos de fluidos de trabalho (NREL, 2021). Na simulação no software SolTrace, o valor obtido para o fator de interceptação é 21,32%.

Foram adotados os seguintes valores para os parâmetros do sistema. A emissividade do vidro é igual a 0,92 (LEMOS, 2017). De acordo com RAMIRES; PESSOA (2005), a condutividade térmica do aço 1020 é $k = 52 \text{ W/m.K}$. A emissividade do aço 1020 é igual a 0,60 (POLOZINE, 2004). Absortividade do aço 1020 é 0,828 (MOREIRA, 2021). Transmissividade do vidro é de 90% e absortividade do vidro é de 0,96 (ASDRUBALI; DESIDERI, 2019). Condutividade térmica do vidro é 0,8 (PROTOLAB, 2021). Refletividade do espelho é 0,94, a emissividade do espelho é 0,1 e a absortividade do vidro é 0,96 (USP, 2021). Refletividade do vidro é 0,08 (SANTOS, 2015). Refletividade do aço é 0,38 (CAVALCANTI, 2011). De acordo com THERMINOL (2020), a massa específica do Therminol VP-1 é 999 kg/m^3 , a condutividade térmica é $0,1277 \text{ W/m.K}$ e a viscosidade dinâmica é $0,000985 \text{ N.s/m}^2$. Segundo INCROPERA et al. (2017), a massa específica da água é 1000 kg/m^3 , a viscosidade dinâmica é $0,000547 \text{ N.s/m}^2$ e a condutividade térmica é $0,643 \text{ W/m.K}$. A condutividade térmica do espelho é $0,19 \text{ W/m.K}$ (DAGOL, 2016). Foi considerada a condutividade térmica do espelho acrílico, que possui uma superfície espelhada idêntica à do espelho de vidro.

4 RESULTADOS

Neste capítulo, são apresentados os resultados da análise térmica. Na primeira etapa, foram avaliados os dados da análise para o fluido Therminol VP-1 e, posteriormente, os dados referentes à água. Os cálculos foram feitos considerando-se a máxima incidência da radiação solar, ou seja, ao meio-dia. Além disso, as temperaturas do ar ambiente, tanto na envoltória como no ambiente externo, foram consideradas iguais e a vazão utilizada foi de 0,0005 m³/s, com velocidade de entrada do fluido de 0,398 m/s. Assim, foi avaliado qual fluido é mais eficiente.

Algumas considerações são feitas, a seguir:

- Condições de regime estacionário (fluxo térmico não apresenta variação com o tempo);
- Líquido incompressível com dissipação viscosa incompressível;
- Propriedades constantes.

4.1 PRIMEIRA ANÁLISE: EFICIÊNCIA DO SISTEMA

Todos os cálculos foram feitos no Excel, de acordo com as equações da metodologia, como pode ser observado na Figura 18. Os resultados das análises estão nos Anexos.

| | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | L |
|----|---------------|----------|---|---------------------|-------------|---|---------------------|------------|---|------------|---------|---|
| 1 | absort_vidro | 0,9400 | | q_incidente | 5700 | | E_envolt | 161,77376 | | q_perdas | 2798,91 | |
| 2 | reflet_vidro | 0,9350 | | q_abs_vidro | 4393,56 | | E_tubo | 717,688004 | | | | |
| 3 | DNI | 950 | | q_abs_tubo | 995,562 | | E_vidro | 506,707698 | | q_útil | 2901,09 | |
| 4 | area_espehos | 6,0000 | | q_cond_tubo | 2865,793871 | | | | | | | |
| 5 | n_vidro | 0,8200 | | q_conv_int | 2901,090168 | | J_envolt | 234,3300 | | eficiencia | 0,50896 | |
| 6 | fator_interc | 0,2130 | | Re | 16146,27411 | | J_tubo | 609,7900 | | | | |
| 7 | absort_tubo | 0,8200 | | Nu_D | 152,3165422 | | J_vidro | 242,2600 | | | | |
| 8 | K_tubo | 52,0000 | | q_conv_ar_ext_tubo | 1008,394694 | | | | | | | |
| 9 | L_tubo | 10,0000 | | Ra_1 | 780270,695 | | F_tubo_env | 0,0019005 | | | | |
| 10 | D_ext | 0,0480 | | Nu_ext | 15,80590117 | | F_env_tubo | 0,00018979 | | | | |
| 11 | D_int | 0,0400 | | q_conv_ar_int_vidro | 1404,947041 | | F_tubo_vidro | 0,45736184 | | | | |
| 12 | area_int_tubo | 1,2560 | | q_cond_vidro | 1229,55 | | F_env_vidro | 0,99981021 | | | | |
| 13 | Ts_ext_tubo | 381,1100 | | q_conv_ar_ext_vidro | 548,1435746 | | F_vidro_env | 1,00647562 | | | | |
| 14 | Ts_int_tubo | 380,9500 | | Ra_2 | 2978096958 | | F_vidro_esp | 0,54433333 | | | | |
| 15 | h_int | 486,2706 | | Nu_amb_ext | 215,8096548 | | | | | | | |
| 16 | Tmedia_fluido | 376,2000 | | q_abs_env_int | 114 | | R_env | 0,59602649 | | | | |
| 17 | p | 999,0000 | | q_conv_env_int | 1494,466396 | | R_tubo | 0,44211597 | | | | |
| 18 | vel | 0,3980 | | q_cond_env | 2211,042667 | | R_vidro | 0,0057971 | | | | |
| 19 | μ | 0,0010 | | | | | R_tubo_env | 348,947093 | | | | |
| 20 | Pr_fluido | 13,6900 | | | | | R_env_tubo | 348,947093 | | | | |
| 21 | h_ext | 8,5615 | | | | | R_tubo_vidro | 1,44999842 | | | | |
| 22 | area_ext_tubo | 1,5079 | | | | | R_env_vidro | 0,06623774 | | | | |
| 23 | Tamb_env | 303,0000 | | | | | R_vidro_env | 0,06623774 | | | | |
| 24 | g | 9,8100 | | | | | | | | | | |
| 25 | β | 0,0033 | | | | | q_rad_esp+ext_vidro | 39,7227422 | | | | |
| 26 | α | 0,000022 | | | | | q_rad_tubo_env | 10,7747821 | | | | |
| 27 | u | 0,000016 | | | | | q_rad_tubo_vidro | 253,469242 | | | | |
| 28 | k_ar_int | 0,0260 | | | | | q_rad_env_vidro | 119,720274 | | | | |

Figura 18: Análise térmica no Excel

Fonte: a autora (2021).

De acordo com os balanços de energia, os resultados estão dispostos na Tabela 9.

Tabela 9: Comparação dos resultados da análise térmica

| Análise | Therminol VP -1 | Água |
|------------------------------------|---------------------------|----------------------------|
| $q_{incidente}$ | 5700 W | 5700 W |
| $q_{absorvido_{vidro}}$ | 4393,56 W | 4393,56 W |
| $q_{absorvido_{tubo}}$ | 995,562 W | 995,562 W |
| Re_D | 16146,27 | 29051,09 |
| Nu_D | 152,31 | 142,18 |
| $T_{entrada,fluido}$ | 373 K | 323 K |
| $T_{m,fluido}$ | 376,20 K | 324,36 K |
| h_{int} | 486,27 W/m ² K | 2285,61 W/m ² K |
| $T_{s,ext}$ | 381,11 K | 325,98 K |
| $T_{s,int}$ | 380,95 K | 325,06 K |
| $q_{convecção_{interna}}$ | 2901,09 W | 2032,48 W |
| $q_{condução_{tubo}}$ | 2865,79 W | 16335,02 W |
| $T_{amb,envolt}$ | 303 K | 303 K |
| Ra_1 | 780270,69 | 229556,01 |
| Nu_{ext} | 15,80 | 11,242 |
| h_{ext} | 8,56 W/m ² K | 6,089 W/m ² K |
| $q_{convecção_{ar+ext_{tubo}}}$ | 1008,39 W | 211,01 W |
| $T_{s,int_{vidro}}$ | 313,94 K | 305,39 K |
| $q_{convecção_{ar+int_{vidro}}}$ | 1404,94 W | 218,31 W |
| $T_{s,ext_{vidro}}$ | 312,76 K | 305,21 K |
| $q_{condução_{vidro}}$ | 1229,55 W | 189 W |
| Ra_2 | 2978096958 | 673722415,6 |
| $Nu_{amb,ext}$ | 215,80 | 131,497 |
| $h_{vidro_{ar,ext}}$ | 3,74 W/m ² K | 2,27 W/m ² K |
| $q_{convecção_{ar+ext_{vidro}}}$ | 548,14 W | 75,55 W |
| $q_{absorvido_{envolt_{interna}}}$ | 114 W | 114 W |
| $T_{s,int_{envolt}}$ | 410,99 K | 410,99 K |
| $T_{s,ext_{envolt}}$ | 399,43 K | 402,77 K |
| $q_{convecção_{envolt_{interna}}}$ | 1494,46 W | 785,55 W |

| | | |
|--------------------------------------|-------------------------|-------------------------|
| $q_{condução_{envolt}}$ | 2211,04 W | 1572,21 W |
| E_{envolt} | 161,77 W/m ² | 161,77 W/m ² |
| E_{tubo} | 717,68W/m ² | 384,14 W/m ² |
| E_{vidro} | 506,70 W/m ² | 453,72 W/m ² |
| G_{envolt} | 9,55 W/m ² | 9,55 W/m ² |
| G_{tubo} | 391,89 W/m ² | 391,89 W/m ² |
| G_{vidro} | 449,24 W/m ² | 449,24 W/m ² |
| J_{envolt} | 234,33 W/m ² | 241,70 W/m ² |
| J_{tubo} | 609,79 W/m ² | 357,79 W/m ² |
| J_{vidro} | 242,26 W/m ² | 249,87 W/m ² |
| $F_{tubo_{envolt}}$ | 0,00190 | 0,00190 |
| $F_{envolt_{tubo}}$ | 0,000189 | 0,000189 |
| $F_{tubo_{vidro}}$ | 0,4573 | 0,4573 |
| $F_{envolt_{vidro}}$ | 0,9998 | 0,9998 |
| $F_{vidro_{envolt}}$ | 1,0064 | 1,0064 |
| $F_{vidro_{esp}}$ | 0,5443 | 0,543 |
| R_{envolt} | 0,596 | 0,596 |
| R_{tubo} | 0,4421 | 0,4421 |
| R_{vidro} | 0,00579 | 0,00579 |
| $R_{tubo_{envolt}}$ | 348,94 | 348,94 |
| $R_{envolt_{tubo}}$ | 348,94 | 348,94 |
| $R_{tubo_{vidro}}$ | 1,449 | 1,449 |
| $R_{envolt_{vidro}}$ | 0,066 | 0,066 |
| $R_{vidro_{envolt}}$ | 0,066 | 0,066 |
| $q_{radiação_{espelho+ext_{vidro}}}$ | 39,72 W | 9,36 W |
| $q_{radiação_{tubo+vidro}}$ | 253,46 W | 71,66 W |
| $q_{radiação_{tubo+envolt}}$ | 10,77 W | 3,21 W |
| $q_{radiação_{envolt+vidro}}$ | 119,72 W | 123,25W |
| $q_{útil}$ | 2901,09 W | 2032,48 W |
| η (eficiência) | 50,896 % | 35,658 % |

Fonte: a autora (2021).

Analisando os resultados, é possível notar que o fluido Therminol VP-1 é mais eficiente que a água. Isso ocorre porque o Therminol VP-1 pode ser trabalhado com maiores temperaturas de entrada de fluido. A água, ao atingir 100°C, evapora, então sua temperatura de entrada precisa ser menor. Já a temperatura de ebulição do Therminol VP-1 é de 257°C, de acordo com THERMINOL (2020). Além disso, o Therminol VP-1 é um fluido de transferência de calor, mais estável e de baixa viscosidade, tendo um desempenho mais uniforme. Dessa forma, como o Therminol VP-1 é mais eficiente, serão calculadas as perdas do sistema para esse fluido. De acordo com a Equação 63, o q_{perda} é igual a 2798,91 W.

As temperaturas das superfícies atingidas ao usar o fluido Therminol VP-1 são maiores, o que o torna um melhor fluido de trabalho. Na Figura 19 mostra-se a comparação entre as temperaturas das superfícies do tubo, do vidro e da envoltória, para o Therminol VP-1 e para a água.

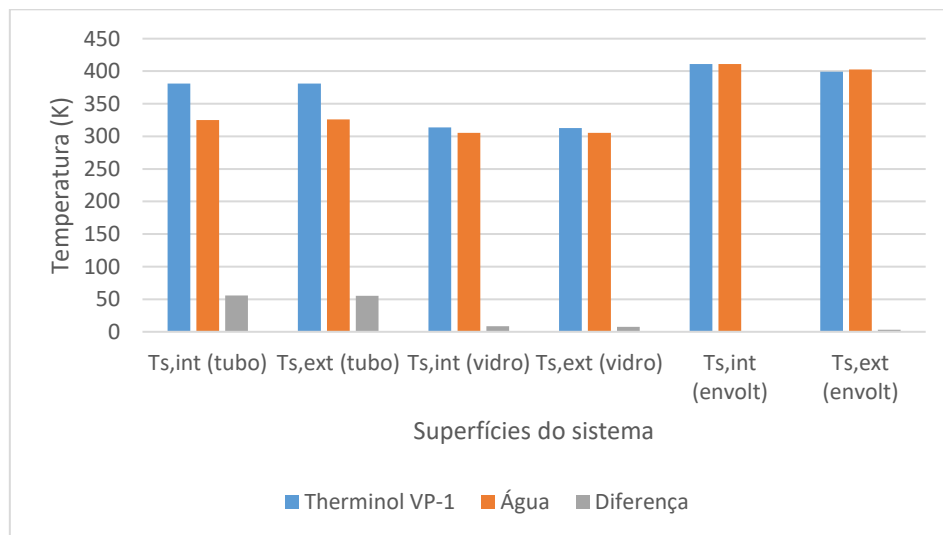


Figura 19: Comparação entre as temperaturas das superfícies interna e externa para o Therminol VP-1 e a água

Fonte: a autora (2021).

A diferença de temperaturas das superfícies é significativa, o que mostra que o fluido Therminol VP-1 é um melhor fluido de trabalho.

4.2 2° ANÁLISE: AVALIAÇÃO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA DO TUBO ABSORVEDOR EM FUNÇÃO DO COMPRIMENTO DO TUBO E DA VELOCIDADE DE ENTRADA DO FLUIDO

Na segunda análise, avalia-se a diferença de temperatura entre as superfícies interna e externa do tubo absorvedor, variando o seu comprimento e a velocidade de entrada do fluido Therminol VP-1. Foi avaliada essa diferença de temperatura para os comprimentos de 10 metros, 20 metros e 30 metros. Já as velocidades de entrada para o fluido foram de 0,398 m/s, 0,50 m/s e 0,95 m/s. Os resultados estão dispostos na Tabela 10 e na Figura 20.

Tabela 10: Diferença entre as temperaturas das superfícies interna e externa do tubo, de acordo com as velocidades de entrada e comprimento do tubo

| Velocidade de entrada | 10 m | 20 m | 30 m |
|-----------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| 0,398 m/s | $\Delta T = 0,16$ | $\Delta T = 0,09$ | $\Delta T = 0,05$ |
| 0,50 m/s | $\Delta T = 0,38$ | $\Delta T = 0,20$ | $\Delta T = 0,13$ |
| 0,95 m/s | $\Delta T = 0,46$ | $\Delta T = 0,26$ | $\Delta T = 0,16$ |

Fonte: a autora (2021).

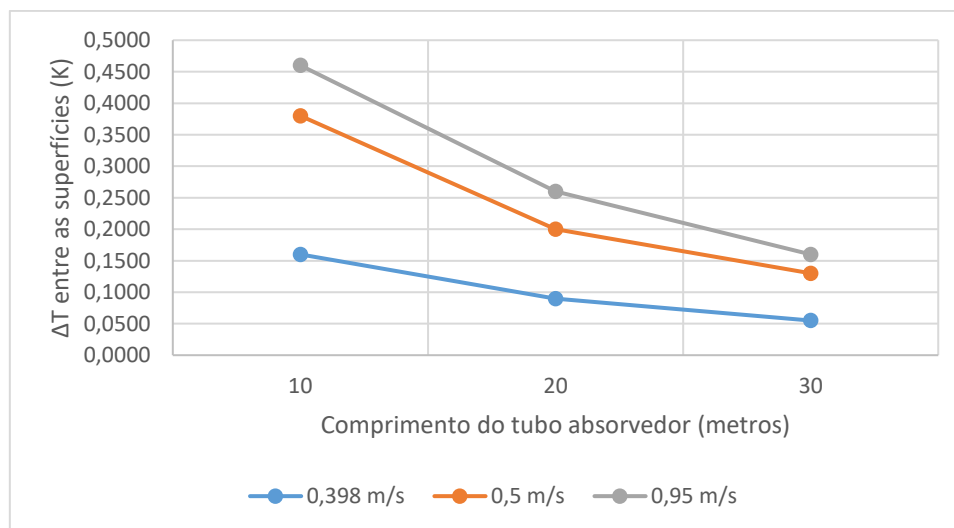


Figura 20: Variação da temperatura da superfície do tubo absorvedor em função do comprimento do tubo e da velocidade de entrada do fluido

Fonte: a autora (2021).

Observa-se que ao aumentar a velocidade de entrada do fluido de trabalho, o ΔT entre as superfícies interna e externa do tubo aumenta. Esse fato ocorre porque o fluxo do fluido é mais rápido. Além disso, ao aumentar o comprimento do tubo, para a mesma velocidade de entrada, o ΔT diminui. Isso ocorre porque o calor incidente é mais distribuído ao longo da superfície.

4.3 3º ANÁLISE: VARIAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA EM FUNÇÃO DO COMPRIMENTO DO TUBO ABSORVEDOR E DA DNI

A terceira análise consiste em avaliar a eficiência do sistema ao aumentar o comprimento do tubo absorvedor, utilizando o fluido Therminol VP-1, calculando para a primeira velocidade de entrada, igual a 0,398 m/s. Os resultados estão dispostos na Tabela 11 e na Figura 21.

Tabela 11: Eficiência térmica do sistema em função do comprimento do tubo absorvedor

| DNI(W/m ²) | 10 m | 20 m | 30 m |
|------------------------|---------|---------|---------|
| 950 W/m ² | 50,89 % | 51,64 % | 52,02 % |
| 1000 W/m ² | 48,35% | 49,06% | 49,42% |
| 1050 W/m ² | 46,04% | 46,72% | 47,06% |

Fonte: a autora (2021).

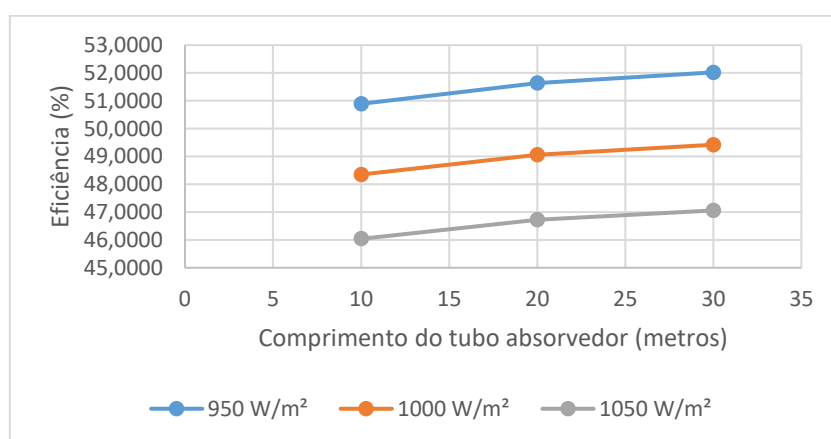


Figura 21: Eficiência de acordo com o comprimento do tubo absorvedor e com a DNI

Fonte: a autora (2021).

Observa-se que a eficiência do sistema aumenta com o comprimento do tubo absorvedor, pois ao aumentar o comprimento do tubo, aumenta-se o calor útil, porque existe mais calor incidindo na superfície do tubo absorvedor. Entretanto, ao aumentar a DNI, a eficiência diminui, comparando para DNI's menores, porque quanto maior a incidência solar, maiores são as perdas. O cálculo da eficiência é a relação entre o calor útil e o calor incidente. Ao aumentar a DNI, aumenta-se o calor incidente.

4.4 RELAÇÃO CUSTO-BENEFÍCIO

Propõe-se o cálculo dos custos dos componentes, para a comparação entre qual fluido de trabalho é o mais viável. Na Tabela 12 mostra-se os custos, em reais, dos componentes do sistema.

Tabela 12: Custos para os componentes do sistema

| | |
|--|--------------------------------|
| Tubo absorvedor de aço 1020 | Custo aproximado de R\$366,00 |
| Chapa de vidro | Custo aproximado de R\$3200,00 |
| Dez espelhos de 2 metros cada | Custo aproximado de R\$3000,00 |
| Concentrador secundário: três espelhos de 10 metros cada | Custo aproximado de R\$4500,00 |
| Bomba centrífuga | Custo de R\$3879,64 |
| Dois termopares | Custo de R\$112,97 |
| Reservatório térmico (boiler) de 400 litros | Custo de R\$2819,00 |
| Total | R\$17877,61 |

Fonte: a autora (2021).

Na Tabela 13 mostra-se os custos, em reais, para os fluidos de trabalho, de acordo com a capacidade, em litros, do reservatório térmico.

Tabela 13: Custos dos fluidos de trabalho

| | |
|------------------------------|----------------------|
| 400 litros de Therminol VP-1 | Custo de R\$19619,04 |
| 400 litros de água | Custo de R\$1,39 |

Fonte: a autora (2021).

Na Tabela 14, compara-se os custos ao utilizar os dois fluidos.

Tabela 14: Custo total para os dois fluidos

| | |
|---------------------------------------|-------------|
| Custo total utilizando Therminol VP-1 | R\$37496,65 |
| Custo total utilizando água | R\$17879,00 |

Fonte: a autora (2021).

O preço do tubo de aço 1020 foi encontrado em HIPERFERRO (2021), da chapa de vidro e dos espelhos em LEROY MERLIN (2020). O preço da bomba, dos termopares e do reservatório térmico foi encontrado em MERCADO LIVRE (2021).

O custo de 400 litros de água foi calculado a partir do custo por m³ de volume consumido (CEDAE, 2021). O custo de 400 litros de Therminol VP-1 foi calculado a partir do valor do galão do fluido Therminol XP, encontrado em ROSIN POWER (2021), um fluido similar, pois não se encontrou o preço de mercado do Therminol VP-1.

De acordo com a Tabela 14, o custo é mais baixo ao utilizar a água, porém, o fluido Therminol VP-1 é um fluido de trabalho mais eficiente em termos de potência. Porém, em termos de custo-benefício, a água tem maior custo-benefício. Isso ocorre, porque ao dividir o custo total pela potência útil de cada fluido de trabalho, a água apresenta um resultado mais satisfatório. O custo por potência do Therminol VP-1 é igual a 12,92 reais/W e da água é 8,79 reais/W.

5 CONCLUSÃO

O uso de energias renováveis precisa estar cada vez mais presente na matriz energética dos países, pois ao utilizar essas fontes de energia, não há a necessidade de liberar gases poluentes para a atmosfera. Além disso, podem ser armazenados para uso posterior.

O estudo analítico feito, utilizando a ferramenta Excel, permitiu obter os resultados de temperatura das superfícies do sistema (tubo absorvedor, vidro e concentrador secundário), os calores trocados e a eficiência do sistema. Pode-se dizer que os resultados obtidos estão coerentes.

Por meio dessa primeira análise, observou-se que o fluido de trabalho Therminol VP-1 é mais adequado para o uso em um sistema de CSP, comparando com a análise para a água. Esse fato ocorre, principalmente, porque a água entra em ebulição a 100°C e o Therminol VP-1 atinge seu ponto de ebulição em temperaturas maiores, o que permite sua utilização em altas temperaturas, aumentando a sua eficiência de 50,89% para 35,658%.

Percebeu-se que ao aumentar a velocidade de entrada do fluido de trabalho, o ΔT entre as superfícies interna e externa do tubo é maior. Isso ocorre porque o fluxo do fluido é mais rápido. Além disso, ao aumentar o comprimento do tubo, para a mesma velocidade de entrada, o ΔT diminui, porque o calor incidente é mais distribuído ao longo da superfície.

Além disso, ao aumentar o comprimento do tubo absorvedor, a eficiência aumenta. pois ao aumentar o comprimento do tubo, aumenta-se o calor útil, porque existe mais calor incidindo na superfície do tubo absorvedor. Entretanto, ao aumentar também a irradiação normal direta (DNI), a eficiência diminui.

Para que o sistema seja mais eficiente como um todo, algumas melhorias podem ser implementadas. O uso de aletas no tubo aumentaria a eficiência térmica, pois aumenta-se a área de troca térmica entre o tubo absorvedor e o fluido de trabalho. De acordo com SANTOS; DE ANDRADE (2006), as aletas são superfícies estendidas, que intensificam o fluxo de calor. Logo, a condutividade térmica do material pode ter um efeito considerável na distribuição de temperaturas ao longo da aleta, o que influencia no nível de melhora da taxa de transferência de calor. Podem ser usadas aletas planas com seção

transversal uniforme e aletas anulares. Usar mais de um tubo absorvedor melhoraria o desempenho do sistema, usar diferentes fluidos térmicos. Ambientes com poucos ventos e maior incidência solar são mais propícios. Ademais, o uso de softwares de simulação, como FORTRAN, COMSOL E ANSYS podem contribuir para o prosseguimento da pesquisa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANEEL. **Banco de informações de geração.** 2020. Disponível em: <<https://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/Combustivel.cfm>>. Acesso em: 20 jan. 2020.

ASDRUBALI; DESIDERI. **Energy Efficiency in Buildings.** BH Books International, EUA, 2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CERÂMICA. **Como são produzidos os espelhos.** Disponível em: <<https://abceram.org.br/como-sao-produzidos-os-espelhos/>>. Acesso em: 14 de junho de 2021.

BELLOS, E., et al., **Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic trough collector,** Academic Press, Elsevier, v. 6, p. 226-237, EUA, 2015.

BELLOS, E., et al., **Thermal enhancement of solar parabolic trough collectors by using nanofluids and converging-diverging absorber tube,** Academic Press, Elsevier, v. 94, p. 213-222, EUA, 2016.

BIANCHINI, Henrique Magalhães. **Avaliação comparativa de sistemas de energia solar térmica.** Universidade Federal do Rio de Janeiro, abr. 2013.

CASTRO, G. M. **Avaliação do valor da energia proveniente de usinas heliotérmicas com armazenamento no âmbito do sistema interligado nacional.** Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2015.

CAVALCANTI, M. A. de Vasconcelos. **Análise da influência de superfícies refletivas nas perdas de calor de sistemas térmicos.** Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2011.

CEDAE. **Segunda via de conta.** Disponível em:<https://cedae.com.br/segunda_via_de_conta>. Acesso em: 17 de junho de 2021.

DAGOL. **Espelho acrílico (2016).** Disponível em: <<https://www.dagol.com/portfolio-item/espelho-acrilico/>>. Acesso em: 25 de junho de 2021.

EMPRESA DE MATRIZ ENERGÉTICA. **Matriz Energética e Elétrica**. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>>. Acesso em: 24 de junho de 2021.

ENERGY.GOV. **Power Tower System Concentrating Solar – Thermal Power Basics**. Disponível em:< <https://www.energy.gov/eere/solar/power-tower-system-concentrating-solar-thermal-power-basics>>. Acesso em: 19 de dez. de 2020.

FACÃO, J.; OLIVEIRA, A.C. **Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator**. Elsevier, v. 36, p. 90-96, Portugal, 2010.

FERREIRA, W. M.; PASSOS, J. C. **Modelagem de uma planta CSP-Fresnel com geração direta de vapor e armazenamento de energia térmica**. VII Congresso Brasileiro de Energia Solar, Gramado, abr. 2018.

FORRISTALL, R. **Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver**. National Renewable Energy Laboratory. Out, 2003.

GARCIA, M. A.; RAMOS, F. A.; CASTRO, T. L. C. de. **Guia de Licenciamento ambiental de heliotérmicas: subsídio para Avaliação de Impacto Ambiental**. 1. ed. Brasília, 2017.

GIL, A. et al. **State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1- concepts, materials and modellization**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 14, n.1, p.31-55, 2009.

G1. **Em dez anos, energias renováveis quadruplicaram no mundo**. Disponível em: <<https://g1.globo.com/natureza/noticia/2019/09/05/em-dez-anos-energias-renovaveis-quadruplicaram-no-mundo.ghtml>>. Acesso em: 17 abr. 2020.

HIPERFERRO. **Barra redonda mecânica – aço 1020**. Disponível em: <<https://www.hiperferro.com.br/barra-redonda-mecanica-aco-1020>>. Acesso em: 12 de junho de 2021.

INCROPERA, Frank P., et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro, LTC, 2014.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Renewables 2019: Market analysis and forecast from 2019 to 2024**. Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/renewables-2019>>. Acesso em: 17 abr. 2020.

JUNIOR, J. L. da Silva. **Geração de Potência com Concentradores Fresnel e Gás Natural**. Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2016.

KALOGIROU, S.A. **Solar energy engineering: processes and systems**, 1. ed., Academic Press, Elsevier, EUA, 2009.

KURAVI, et al. **Thermal Energy Storage for concentrating Solar Power Plants**. Technology and Innovation, vol. 14, p. 81-91, 2012.

LAMPKOWSKI, Marcelo; SERAPHIM, O. J.; SPADOTTO, A. J. **O processo de licenciamento ambiental de usinas heliotérmicas (Concentrated Solar Power – CSP): Considerações sobre sua simplificação**. Revista energia na agricultura, v.32, n.3, p. 248-258, Brasil, 2017.

LEMO, G. F. **Estudo da fadiga em aço SAE 1020 com o uso da Termografia**. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2017.

LEROY MERLIN. **Espelho para banheiro retangular 100x50cm AutoadesivoSpeed Temper**. Disponível em: <https://www.leroymerlin.com.br/espelho-para-banheiro-retangular-100x50cm-autoadesivospeed-temper_90367984?rrMvt=2>. Acesso em: 12 de junho de 2021.

LEROY MERLIN. **Vidro por metro transparente temperado 6mm verbena**. Disponível em: <https://www.leroymerlin.com.br/vidro-por-metro-transparente-temperado-6mm-verbena_89106563?rrMvt=2>. Acesso em: 12 de junho de 2021.

MANTEGAZZA, Pedro. **Modelagem de uma Turbina Radial para o ciclo de Rankine Orgânico pelo Método da Linha Média**. Universidade de São Paulo, 2016.

MARANHÃO, Isabela Martins. **Estudo sobre a tecnologia heliotérmica e sua viabilidade no Brasil**. Universidade de Brasília, 2014.

MERCADO LIVRE. **Boiler 400 litros Baixa Pressão Komeco Aço Inox 304**. Disponível em: <<https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1512262333-boiler-400-litros-baixa-presso-komeco-aco-inox-304->

[_JM?searchVariation=57454277570#searchVariation=57454277570&position=6&search_layout=stack&type=item&tracking_id=1803be81-ddd2-499e-9c62-9b8814abdc5d](#)>.

Acesso em: 12 de junho de 2021.

MERCADO LIVRE. **Medidor de temperatura sensor digital Tm902c + termopar.**

Disponível em: <<https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1446839053-medidor-de-temperatura-sensor-digital-tm902c-termopar->

[_JM#position=2&search_layout=stack&type=item&tracking_id=1fdf18cc-8fcd-480e-](#)

[9016-12d1c17e24fe](#)>. Acesso em: 12 de junho de 2021.

MERCADO LIVRE. **Motobomba centrífuga vertical industrial 2.0hp Multiestágio.**

Disponível em:<<https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1715911004-motobomba-centrifuga-vertical-industrial-20hp-multiestagio->

[_JM?searchVariation=68004771990#searchVariation=68004771990&position=6&search_layout=stack&type=item&tracking_id=0108c118-5353-4aa3-88e4-3115f166a96a](#)>.

Acesso em 12 de junho de 2021.

MODEST, M. F. **Radioative heat transfer**. 2 ed. Burlington, Academic Press, 2003.

MORAES, P. L. **Usina híbrida heliotérmica-biomassa em ciclo Rankine Orgânico.**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2017.

MOREIRA, et al. **Aperfeiçoamento de coletores solares térmicos via superfícies seletivas.** Conimas, 2021.

NREL. **Sol Trace**. Disponível em:<<https://www.nrel.gov/csp/soltrace.html>>. Acesso em: 19 de março de 2021.

NREL. **System Advisor Model (SAM)**. Disponível em:<<https://sam.nrel.gov/>>. Acesso em: 19 de março de 2021.

PAULA, R. R. de. **Método de Monte Carlo e Aplicações**. UFF, Volta Redonda, 2014.

PELLEGRINI, C. de Castro. **A busca pelo copo ideal: um estudo de otimização em transferência de calor**. Revista Brasileira de Ensino de Física, vol. 41, n.3, jan. 2019.

POLOZINE, Alexandre. **Desenvolvimento da técnica para determinação dos parâmetros térmicos de contorno aplicados ao projeto de peças forjadas**.

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004

PORTAL SOLAR. **Energia Heliotérmica: entenda como funciona.** Disponível em: <<https://www.portalsolar.com.br/blog-solar/energia-solar/energia-heliotermica-entenda-como-funciona.html>>. Acesso em: 17 abr. 2020.

PROTOLAB. **Tabela de condutividade térmica de materiais de construção.** Disponível em: <<http://www.protolab.com.br/Tabela-Conductividade-Material-Construcao.htm>>. Acesso em: 10 de abril de 2021.

QIU, Yu et al. **Study on optical and thermal performance of a linear Fresnel solar reflector using molten salt as HTF with MCRT and FVM methods.** Elsevier, v.146, p.162-173, China, 2015.

RAMIRES; PESSOA. **Análise experimental da condutividade térmica de metais e efeitos da resistência térmica de contato.** Universidade Federal do Espírito Santo, 2005.

ROSIN POWER. **BVV Therminol XP Heat Transfer Fluid.** Disponível em: <<https://www.rosinpower.com/bvv-therminol-xp-heat-transfer-fluid.html>>. Acesso em: 25 de junho de 2021.

SALAHUDDIN, Qazi. **Standalone Photovoltaic (PV) Systems for Disaster Relief and Remote Areas.** 1 ed. Estados Unidos. Elsevier, 2016.

SANTOS, W. R. T. **Variabilidade do albedo planetário na América do Sul.** Universidade Federal de Alagoas, Maceió, 2015.

SANTOS; DE ANDRADE. **Estudo da colocação de aletas na transferência de calor em tubos curvos: número, tamanho e rotação.** Anais do XII ENCITA. ITA, 2006.

SCALCO, P. **Análise Óptica e Térmica do receptor de um sistema de concentradores Fresnel Lineares.** Universidade do Vale do Rio dos Sinos. São Leopoldo, 2016.

SELVAKUMAR, P., SOMASUNDARAM, P., THANGAVEL, P. **Performance study on evacuated tube solar collector using therminol D-12 as heat transfer fluid coupled with parabolic trough,** Academic Press, Elsevier, v. 85, p. 505-510, EUA, 2014.

SILVA, Rafael Burd Teixeira da. **Geração de energia elétrica a partir da concentração solar.** Universidade Estadual Paulista, 2011.

THERMINOL. **Therminol VP-1 Heat Transfer Fluid**. Disponível em: <<https://www.therminol.com/product/71093459>>. Acesso em: 15 de maio de 2021.

USP. **Radiação térmica**. Disponível em: <<http://www.leb.esalq.usp.br/leb/aulas/lce200/Cap3.pdf>>. Acesso em: 10 de abril de 2021.

VAN WYLLEN, G.; SONTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. 5. ed. Brasil. Edgard Blucher, 2009.

VIANA, T.S., et al. **Assessing the potential of concentrating solar photovoltaic generation in Brazil with satellite-derived direct normal irradiation**. Science Direct, v.85, p.486-495, Brasil, 2011.

WONG, R. L. **User's manual for CNVUFAC: the General Dynamics heat transfer radiation view fator program**. California, Lawrence Livermore National Laboratory Technical report, 1976.

ZAMBOLIN, D. **Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions**, Academic Press, Elsevier, EUA, v. 84, p. 1382 – 1396, jun. 2010.

ANEXOS

ANEXO A – Resultados da Análise 1 para o Therminol VP-1 no Excel

| | | | | | | | |
|---------------|----------|---------------------|-------------|---------------------|-------------|------------|----------|
| absort_vidro | 0,9400 | q_incidente | 5700 | E_envolt | 161,7737597 | q_perdas | 2798,909 |
| reflet_vidro | 0,9350 | q_abs_vidro | 4393,56 | E_tubo | 717,6880038 | | |
| DNI | 950 | q_abs_tubo | 995,562 | E_vidro | 506,7076977 | q_útil | 2901,09 |
| area_espelhos | 6,0000 | q_cond_tubo | 2865,793871 | | | | |
| n_vidro | 0,8200 | q_conv_int | 2901,090168 | J_envolt | 234,3300 | eficiência | 0,508963 |
| fator_interc | 0,2130 | Re | 16146,27411 | J_tubo | 609,7900 | | |
| absort_tubo | 0,8200 | Nu_D | 152,3165422 | J_vidro | 242,2600 | | |
| K_tubo | 52,0000 | q_conv_ar,ext_tubo | 1008,394694 | | | | |
| L_tubo | 10,0000 | Ra_1 | 780270,695 | F_tubo_env | 0,0019005 | | |
| D_ext | 0,0480 | Nu_ext | 15,80590117 | F_env_tubo | 0,000189786 | | |
| D_int | 0,0400 | q_conv_ar,int_vidro | 1404,947041 | F_tubo_vidro | 0,457361845 | | |
| area_int_tubo | 1,2560 | q_cond_vidro | 1229,55 | F_env_vidro | 0,999810214 | | |
| Ts,ext_tubo | 381,1100 | q_conv_ar,ext_vidro | 548,1435746 | F_vidro_env | 1,006475616 | | |
| Ts,int_tubo | 380,9500 | Ra_2 | 2978096958 | F_vidro_esp | 0,544333333 | | |
| h_int | 486,2706 | Nu_amb,ext | 215,8096548 | | | | |
| Tmedia_fluido | 376,2000 | q_abs_env_int | 114 | R_env | 0,59602649 | | |
| ρ | 999,0000 | q_conv_env_int | 1494,466396 | R_tubo | 0,442115967 | | |
| vel | 0,3980 | q_cond_env | 2211,042667 | R_vidro | 0,005797101 | | |
| μ | 0,0010 | | | R_tubo_env | 348,9470931 | | |
| Pr_fluido | 13,6900 | | | R_env_tubo | 348,9470931 | | |
| h_ext | 8,5615 | | | R_tubo_vidro | 1,449998417 | | |
| area_ext_tubo | 1,5079 | | | R_env_vidro | 0,066237737 | | |
| Tamb_env | 303,0000 | | | R_vidro_env | 0,066237737 | | |
| g | 9,8100 | | | | | | |
| β | 0,0033 | | | q_rad_esp+ext_vidro | 39,72274219 | | |
| α | 0,000022 | | | q_rad_tubo,env | 10,77478212 | | |
| u | 0,000016 | | | q_rad_tubo,vidro | 253,4692423 | | |
| k_ar_int | 0,0260 | | | q_rad_env,vidro | 119,7202745 | | |
| Pr_ar | 0,7010 | | | | | | |
| area_vidro | 15,0000 | | | | | | |
| Ts_int_vidro | 313,9400 | | | | | | |
| k_vidro | 0,7000 | | | | | | |
| Ts_ext_vidro | 312,7690 | | | | | | |
| t_vidro | 0,0100 | | | | | | |
| h_vidro_ar | 3,7407 | | | | | | |
| T_amb,ext | 303,0000 | | | | | | |
| L_vidro | 1,5000 | | | | | | |
| k_ar_ext | 0,0260 | | | | | | |
| absort_env | 0,0200 | | | | | | |

| | |
|---------------|-------------------------------|
| area_env | 15,1000 |
| | |
| Ts_int_env | 410,9900 |
| Ts_ext_env | 399,4300 |
| k_env | 0,1900 |
| t_env | 0,0150 |
| | |
| const_boltz | 0,000000057 |
| reflet_env | 0,9400 |
| reflet_vidro | 0,9350 |
| reflet_tubo | 0,3800 |
| | |
| Perím_env | 43,0200 |
| w_v | 0,3000 |
| w_c | 1,5000 |
| a | 0,0400 |
| H | 1,1500 |
| emis_env | 0,1000 |
| emis_tubo | 0,6000 |
| emis_vidro | 0,9200 |
| emis_esp | 0,1 |
| G_tubo | 391,892927 |
| G_vidro | 449,2431115 |
| G_env | 9,558364073 |
| | |
| vazão mássica | 0,0005 m ³ /seg |

ANEXO B – Resultados da Análise 1 para a água no Excel

| | | | | | | | |
|---------------|-----------|---------------------|-------------|---------------------|-------------|------------|----------|
| absort_vidro | 0,9400 | q_incidente | 5700 | E_envolt | 161,7737597 | q_perdas | 1657,131 |
| reflet_vidro | 0,9350 | q_abs_vidro | 4393,56 | E_tubo | 384,1476059 | | |
| DNI | 950 | q_abs_tubo | 995,562 | E_vidro | 453,7223096 | q_útil | 2032,48 |
| area_espelhos | 6,0000 | q_cond_tubo | 16335,02506 | | | | |
| n_vidro | 0,8200 | q_conv_int | 2032,480354 | J_envolt | 241,7060 | eficiência | 0,356576 |
| fator_interc | 0,2130 | Re | 29051,09489 | J_tubo | 353,7900 | | |
| absort_tubo | 0,8200 | Nu_D | 142,1845729 | J_vidro | 249,8700 | | |
| K_tubo | 52,0000 | q_conv_ar,ext_tubo | 211,0139343 | | | | |
| L_tubo | 10,0000 | Ra_1 | 229556,0181 | F_tubo_env | 0,0019005 | | |
| D_ext | 0,0480 | Nu_ext | 11,24233336 | F_env_tubo | 0,000189786 | | |
| D_int | 0,0400 | q_conv_ar,int_vidro | 218,3120608 | F_tubo_vidro | 0,457361845 | | |
| area_int_tubo | 1,2560 | q_cond_vidro | 189 | F_env_vidro | 0,999810214 | | |
| Ts,ext_tubo | 325,9800 | q_conv_ar,ext_vidro | 75,55859605 | F_vidro_env | 1,006475616 | | |
| Ts,int_tubo | 325,0680 | Ra_2 | 673722415,6 | F_vidro_esp | 0,543 | | |
| h_int | 2285,6170 | Nu_amb,ext | 131,4977307 | | | | |
| Tmedia_fluido | 324,3600 | q_abs_env_int | 114 | R_env | 0,59602649 | | |
| P | 1000,0000 | q_conv_env_int | 755,8529879 | R_tubo | 0,442115967 | | |
| Vel | 0,3980 | q_cond_env | 1572,212 | R_vidro | 0,005797101 | | |
| μ | 0,0005 | | | R_tubo_env | 348,9470931 | | |
| Pr_fluido | 3,5603 | | | R_env_tubo | 348,9470931 | | |
| h_ext | 6,0896 | | | R_tubo_vidro | 1,449998417 | | |
| area_ext_tubo | 1,5079 | | | R_env_vidro | 0,066237737 | | |
| Tamb_env | 303,0000 | | | R_vidro_env | 0,066237737 | | |
| G | 9,8100 | | | | | | |
| B | 0,0033 | | | q_rad_esp+ext_vidro | 9,36 | | |
| A | 0,000022 | | | q_rad_tubo,env | 3,216536194 | | |
| Y | 0,000016 | | | q_rad_tubo,vidro | 71,66904378 | | |
| k_ar_int | 0,0260 | | | q_rad_env,vidro | 123,2530039 | | |
| Pr_ar | 0,7010 | | | | | | |
| area_vidro | 15,0000 | | | | | | |
| Ts_int_vidro | 305,3900 | | | | | | |
| k_vidro | 0,7000 | | | | | | |
| Ts_ext_vidro | 305,2100 | | | | | | |
| t_vidro | 0,0100 | | | | | | |
| h_vidro_ar | 2,2793 | | | | | | |
| T_amb,ext | 303,0000 | | | | | | |
| L_vidro | 1,5000 | | | | | | |
| k_ar_ext | 0,0260 | | | | | | |
| absort_env | 0,0200 | | | | | | |
| area_env | 15,1000 | | | | | | |

| | |
|--------------|-------------|
| Ts_int_env | 410,9900 |
| Ts_ext_env | 402,7700 |
| k_env | 0,1900 |
| t_env | 0,0150 |
| | |
| const_boltz | 0,000000057 |
| reflet_env | 0,9400 |
| reflet_vidro | 0,9350 |
| reflet_tubo | 0,3800 |
| | |
| Perím_env | 43,0200 |
| w_v | 0,3000 |
| w_c | 1,5000 |
| A | 0,0400 |
| H | 1,1500 |
| emis_env | 0,1000 |
| emis_tubo | 0,6000 |
| emis_vidro | 0,9200 |
| emis_esp | 0,1 |
| G_tubo | 391,892927 |
| G_vidro | 449,2431115 |
| G_env | 9,558364073 |

ANEXO C – Resultados da Análise 2 no Excel

| | |
|-------------|----------|
| velocidade | 0,398 |
| L_tubo | 10,0000 |
| Ts,ext_tubo | 381,1100 |
| Ts,int_tubo | 380,9500 |
| delta T | 0,1600 |

| | |
|-------------|----------|
| velocidade | 0,5000 |
| L_tubo | 10,0000 |
| Ts,ext_tubo | 385,3400 |
| Ts,int_tubo | 384,9600 |
| delta T | 0,3800 |

| | |
|-------------|----------|
| velocidade | 0,9500 |
| L_tubo | 10,0000 |
| Ts,ext_tubo | 381,5300 |
| Ts,int_tubo | 381,0700 |
| delta T | 0,4600 |

| | |
|-------------|----------|
| velocidade | 0,398 |
| L_tubo | 20,0000 |
| Ts,ext_tubo | 381,1100 |
| Ts,int_tubo | 381,0200 |
| delta T | 0,0900 |

| | |
|-------------|----------|
| velocidade | 0,5000 |
| L_tubo | 20,0000 |
| Ts,ext_tubo | 385,3400 |
| Ts,int_tubo | 385,1400 |
| delta T | 0,2000 |

| | |
|-------------|----------|
| velocidade | 0,9500 |
| L_tubo | 20,0000 |
| Ts,ext_tubo | 381,5300 |
| Ts,int_tubo | 381,2700 |
| delta T | 0,2600 |

| | |
|-------------|----------|
| velocidade | 0,398 |
| L_tubo | 30,0000 |
| Ts,ext_tubo | 381,1100 |
| Ts,int_tubo | 381,0550 |
| delta T | 0,0550 |

| | |
|-------------|----------|
| velocidade | 0,5000 |
| L_tubo | 30,0000 |
| Ts,ext_tubo | 385,3400 |
| Ts,int_tubo | 385,2100 |
| delta T | 0,1300 |

| | |
|-------------|----------|
| velocidade | 0,9500 |
| L_tubo | 30,0000 |
| Ts,ext_tubo | 381,5300 |
| Ts,int_tubo | 381,3700 |
| delta T | 0,1600 |

| Velocidade | 10 m | 20 m | 30 m |
|------------|--------|--------|--------|
| 0,398 m/s | 0,1600 | 0,0900 | 0,0550 |
| 0,5 m/s | 0,3800 | 0,2000 | 0,1300 |
| 0,95 m/s | 0,4600 | 0,2600 | 0,1600 |

ANEXO D – Resultados da Análise 3 no Excel

| | | | | |
|---------------|----------|--|---------------|----------|
| q_util(10m) | 2901,09 | | efic(10;950) | 0,5089 |
| q_util 2(20m) | 2943,843 | | efic(10;1000) | 0,483515 |
| q_util 3(30m) | 2965,22 | | efic(10;1050) | 0,46049 |
| | | | efic(20;950) | 0,5164 |
| q_inc 1 | 5700 | | efic(20;1000) | 0,490641 |
| q_inc 2 | 6000 | | efic(20;1050) | 0,467277 |
| q_inc 3 | 6300 | | efic(30;950) | 0,5202 |
| | | | efic(30;1000) | 0,494203 |
| | | | efic(30;1050) | 0,47067 |

| DNI | 10 m | 20 m | 30 m |
|-----------------------|---------|---------|---------|
| 950 W/m ² | 50,8900 | 51,6400 | 52,0200 |
| 1000 W/m ² | 48,35 | 49,06 | 49,42 |
| 1050 W/m ² | 46,04 | 46,72 | 47,06 |