

Igor Ferreira Martins dos Santos

**Análise numérica da condução térmica  
transiente para diferentes fluidos em um tubo  
absorvedor**

Macaé

2018

Igor Ferreira Martins dos Santos

## **Análise numérica da condução térmica transiente para diferentes fluidos em um tubo absorvedor**

Trabalho apresentado ao curso de Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Rio de Janeiro *Campus* - Macaé, como requisito para a obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica.

Universidade Federal do Rio de Janeiro *Campus* - Macaé – UFRJ

Faculdade de Engenharia

Graduação em Engenharia Mecânica

Orientador: Elisa Pinto da Rocha

Macaé

2018

---

Igor Ferreira Martins dos Santos

Análise numérica da condução térmica transiente para diferentes fluidos em um tubo absorvedor / Igor Ferreira Martins dos Santos. – Macaé, 2018-  
65 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Elisa Pinto da Rocha

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal do Rio de Janeiro *Campus*  
- Macaé – UFRJ  
Faculdade de Engenharia  
Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

1. Energia Heliotérmica. 2. Calha Parabólica. I. Elisa Pinto da Rocha. II.  
Universidade Federal do Rio de Janeiro - *Campus* Macaé. III. Faculdade de  
Engenharia Mecânica. IV. Graduação

CDU 02:141:005.7

---

Igor Ferreira Martins dos Santos

## **Análise numérica da condução térmica transiente para diferentes fluidos em um tubo absorvedor**

Trabalho apresentado ao curso de Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Rio de Janeiro *Campus* - Macaé, como requisito para a obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica.

Trabalho aprovado. Macaé, 27 de junho de 2018:

---

**Elisa Pinto da Rocha**  
Orientador

---

**Professor**  
Mauricio Aguilar Nepomuceno de Oliveira

---

**Professor**  
Roberto Mamud Guedes da Silva

Macaé  
2018

*Dedico este trabalho a Thalissa Cozentino de Albuquerque, melhor amiga e grande amor da minha vida, por ter me apoiado desde antes de eu saber que queria fazer isso e durante todo o processo desta jornada.*

# Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer a minha melhor amiga e grande amor Thalissa, por ter me ajudado a encontrar o caminho que decidi ser o melhor para minha vida no início, por ser a melhor companheira nos tempos de dificuldades que essa jornada impõe e me ajudar a superar todas as que encontrei durante esses anos da melhor maneira possível. Não imaginaria ninguém melhor para estar ao meu lado durante esses anos e agradeço por me permitir conviver com você por todos os momentos.

Ao meu pai, Paulo, minha mãe Márcia e minha irmã Thais, agradeço ao apoio dado quando decidi abrir mão do que já tinha em nossa cidade e me mudar para outra em busca de novas oportunidades e o que acreditava ser melhor para mim, agradeço ao apoio não só financeiro mas a todo o suporte a mim cedido nesses últimos anos, aos meus pais principalmente por terem me dado toda a estrutura durante a vida de me tornar o homem que sou hoje.

Para minha orientadora Elisa, não tenho nada além de coisas boas a dizer, comprou junto a mim a ideia do projeto no início apesar de não ser totalmente da área dela e através de muito suor, trabalho e estudo, nunca me deixou na mão nos momentos onde apresentava dificuldades ou "travava" em algum ponto, auxiliando sempre da melhor maneira, sendo fisicamente ou a distância. Faltam palavras para dimensionar e agradecer o quanto você foi essencial para a conclusão deste trabalho.

A todos os amigos que fiz nessa universidade, que compartilharam comigo os momentos sofridos de estudos para provas e as alegrias e alívios que vinham após elas. Ao Bernardo em especial, que me acompanhou por todas as disciplinas deste curso louco, agradeço tanto pelos estudos compartilhados, quanto pela amizade durante esse processo e também por ter me ajudado no início do trabalho que está sendo apresentado hoje. Ao Saulo e ao João, por terem permitido dividir apartamento com eles em um momento que precisei. E aos demais que são tantos que não teria espaço aqui para falar de todos que fizeram com que essa graduação fosse ainda mais especial.

A todos os integrantes do projeto CSP da UFRJ- Macaé, principalmente aos professores Diego, Mauricio e Matheus, por encabeçarem um projeto que trás grandes conhecimentos e possibilidades de crescimento para o Campus e seus alunos.

E por fim a todos os professores que tive durante esses anos que foram responsáveis por um crescimento meu que vai além do conhecimento compartilhado por eles em sala de aula.

*“Don’t forget to smile in any situation.  
As long as you are alive, there will be better things later,  
and there will be many.”  
(Eichiro Oda, One Piece)*

# Resumo

Esse trabalho apresenta a simulação do perfil de temperatura no tubo absorvedor de uma calha parabólica solar, o qual poderá ser usado para determinar a viabilidade térmica do projeto CSP na UFRJ-Macaé. As simulações foram desenvolvidas pelo próprio autor utilizando o programa Matlab aplicando o método das Diferenças Finitas, onde são analisados os fenômenos térmicos que ocorrem no fluido presente no interior do tubo, durante o processo de aquecimento feito pela estrutura. Foram analisados 3 fluidos (Therminol66, Syltherm 800 e Therminol VP-01) sendo exposto a dois valores diferentes de fluxo de calor, um máximo e um mínimo, de acordo com dados experimentais de irradiação fornecidos pelo LaMet (Laboratório de Meteorologia) da UENF para a região de Macaé. Posteriormente foi realizado um estudo na variação do coeficiente convectivo todos os fluidos, objetivando observar o comportamento deles sobre diferentes situações climáticas. Com os resultados obtidos foi possível observar que o Syltherm 800 apresentou a maior temperatura obtida em menor tempo quando comparado aos outros fluidos; enquanto que o Therminol VP-01 apresentou um comportamento de estabilidade que também pode ser interessante. Também foi notado que a definição da operação depende de estudos que vão além da transferência de calor, buscando um ponto que correlacione da melhor forma tempo, temperatura e energia elétrica gerada.

**Palavras-chaves:** Heliotérmica, Diferenças Finitas, Simulação, Transferência de Calor.

# Abstract

This work presents the simulation of the temperature profile in the absorber tube of a solar parabolic trough, which can be used to determine the thermal viability of the CSP project at UFRJ-Macaé. The simulations were developed by the author using the Matlab program applying the Finite Difference method, where the thermal phenomena that occur in the fluid inside the tube during the heating process are analyzed. Three fluids (Therminol66, Syltherm 800 and Therminol VP-01) were analyzed and exposed to two different values of heat flux, a maximum and a minimum, according to experimental data from the UENF LaMet (Meteorology Laboratory) for the region of Macaé. Afterwards a study was carried out on the variation of the convective coefficient of all fluids, aiming to observe their behavior on different climatic situations. With the results obtained it was possible to observe that the Syltherm 800 presented the highest temperature obtained in a shorter time when compared to the other fluids; while Therminol VP-01 showed a stability behavior that may also be interesting. It was also noted that the definition of the operation depends on studies that go beyond the transfer of heat, seeking a point that correlates in the best way time, temperature and electric energy generated.

**Key-words:** Heliothermal, Finite Diferences, Simulation, Heat Transfer.

# Lista de ilustrações

Figura 1 – Média da Radiação Solar Anual. . . . .	20
Figura 2 – Irradiação global nos países Europeus. . . . .	21
Figura 3 – Matriz Energética Brasileira. . . . .	22
Figura 4 – Componentes da radiação solar: direta, difusa e devido ao albedo. . . .	24
Figura 5 – Planta com tecnologia de calha parabólica . . . . .	25
Figura 6 – Desenho esquemático da concentração da radiação em um concentrador parabólico . . . . .	26
Figura 7 – Figura de um concentrador solar . . . . .	27
Figura 8 – Ferro passando pelo processo de tempera. . . . .	29
Figura 9 – Processos de transferência de calor por convecção. . . . .	33
Figura 10 – Discriminação de um domínio pelo método das diferenças finitas . . . .	34
Figura 11 – Dimensão do tubo . . . . .	36
Figura 12 – Malha . . . . .	42
Figura 13 – Simulações com imposição de fluxo máximo para os fluidos considera- dos neste trabalho. . . . .	46
Figura 14 – Perfis de temperatura dos fluidos quando expostos a $42550 W/m^2K$ . .	48
Figura 15 – Simulações com imposição de fluxo mínimo para os fluidos considerados neste trabalho. . . . .	50
Figura 16 – Perfis de temperatura dos fluidos quando expostos a $12000 W/m^2K$ . .	51
Figura 17 – Gráfico do Tempo de aquecimento até a ebulição pelo fluxo de calor inserido no sistema . . . . .	52
Figura 18 – Gráfico Temperatura pelo fluxo de calor inserido no sistema . . . . .	53
Figura 19 – Gráfico Tempo de aquecimento até a ebulição pelo Coeficiente Convectivo	55

# Lista de tabelas

Tabela 1 – Fluxos de Calor . . . . .	43
Tabela 2 – Propriedades termofísicas dos fluidos . . . . .	44
Tabela 3 – Fluxos de Calor . . . . .	44

# Lista de abreviaturas e siglas

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
EIA	U.S Energy Information Administration
IRENA	International Renewable Energy Agency
CSP	Concentrated Solar Power
EIT	Institute of Energy and Transport
USCUSA	Union of Concerned Scientists
NBR	Norma Brasileira
LaMet	Laboratório de Metrologia da UENF

# Lista de símbolos

$W_{ph}$	Watts por hora
$m$	metro
$q_{cond}$	Taxa de calor por condução térmica
$k$	Condutividade térmica
$A$	Área
$T$	Temperatura
$x, y, z$	Coordenadas plano cartesiano
$Bi$	Número de Biot
$h$	Coefficiente de transferência térmica por convecção
$L_c$	Comprimento característico
$Fo$	Número de Fourier
$t$	Tempo
$\alpha$	Difusividade térmica
$\rho$	Densidade
$c_p$	Calor específico
$r, \phi, z$	Coordenadas cilíndricas
$q_{convec}$	Taxa de calor por convecção térmica
$T_S$	Temperatura da superfície
$T_\infty$	Temperatura do ambiente
$T_{m,n}$	Temperatura no nó atual
$T_{m+1,n}$	Temperatura no nó seguinte na direção radial
$T_{m-1,n}$	Temperatura no nó anterior na direção radial
$T_{m,n+1}$	Temperatura no nó seguinte na direção angular

$T_{m,n-1}$	Temperatura no nó anterior na direção angular
$T_{m,n}^p$	Temperatura no nó atual no passo de tempo presente
$T_{m,n}^{p+1}$	Temperatura no nó atual no passo de tempo futuro
q	Taxa de calor refletida pelo sistema
N	Número de nós na direção angular
q"	Fluxo de calor
W	Watts
K	Kelvin
°C	Graus Celsius
s	Segundos
min	Minutos

# Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>16</b>
1.1	Contextualização	16
1.2	Justificativa	17
1.3	Motivação	17
1.4	Objetivos	18
1.4.1	Objetivos Gerais	18
1.4.2	Objetivos Específicos	18
1.5	Estrutura do Trabalho	18
<b>2</b>	<b>Revisão Bibliográfica</b>	<b>20</b>
2.1	Contextualização	20
2.2	A Energia Heliotérmica	23
2.2.1	A calha parabólica	25
2.2.2	O Concentrador Solar	26
2.3	Transferência de Calor	27
2.3.1	Transferência de Calor por Condução Térmica	27
2.3.2	Transferência de Calor por Convecção Térmica	31
2.4	Método das Diferenças Finitas	34
<b>3</b>	<b>Metodologia</b>	<b>36</b>
3.1	Compreensão dos fenômenos de transferência de calor analisados no volume de controle	36
3.2	Discretização das Equações	37
3.2.1	Equações de Contorno para Superfície	37
3.2.2	Equações de Contorno para Pontos Internos	40
3.2.3	Equações para o ponto central do cilindro	40
3.3	Simulação Computacional em Matlab e condições estabelecidas	41
3.3.1	Análise computacional para o fluxo de calor	42
3.3.2	Análise computacional para diferentes Fluidos Térmicos	43
3.3.3	Análise computacional para diferentes valores de Coeficiente Convectivo	44
<b>4</b>	<b>Resultados</b>	<b>45</b>
4.1	Análise do perfil de temperatura dos fluidos para um fluxo máximo imposto	45
4.2	Análise do perfil de temperatura dos fluidos para um fluxo mínimo imposto	49
4.3	Análise do tempo para valores intermediários de fluxo de calor	52

4.4	Análise de temperatura em ciclos fixos de tempo para valores intermediários de fluxo de calor . . . . .	53
4.5	Análise computacional para diferentes valores de Coeficiente Convectivo . .	54
	<b>Conclusão . . . . .</b>	<b>56</b>
	<b>5 Propostas para trabalhos futuros . . . . .</b>	<b>58</b>
	<b>Referências . . . . .</b>	<b>59</b>
	<b>Apêndices</b>	<b>62</b>
	<b>APÊNDICE A Algoritmo da Simulação . . . . .</b>	<b>63</b>

# 1 Introdução

## 1.1 Contextualização

A procura pela aplicação de fontes de energias renováveis tem crescido cada vez mais no âmbito global devido ao aumento da demanda de energia, crescente preocupação ambiental, política de incentivos fiscais e maior diversidade na matriz energética, trazendo maior segurança no suprimento energia (LODI, 2011).

A crescente demanda por melhores condições de vida dentro dos grandes centros e necessidades criadas por novas tecnologias e afins, causam uma maior demanda por geração de energia elétrica. Assim, durante muitas décadas foram vistos grandes investimentos em usinas termoelétricas, na queima de combustíveis para geração e no desvio de rios e mares, tudo com a intenção de aumentar a geração de energia para a população. Algumas destas ações também trouxeram problemas para a vida no planeta, devido ao aumento da poluição, destruição de populações ribeirinhas e o efeito estufa. Assim se criou a necessidade de procurar maneiras novas e mais sustentáveis de se gerar energia elétrica. Uma dessas saídas foi olhar para o céu e tentar utilizar algo que está sempre expondo todo o sistema solar com uma quantidade basicamente infinita de luz e calor: o Sol.

Uma forma de energia renovável que tem sido amplamente debatida é a luz solar. De acordo com (PEREIRA et al., 2006) o Brasil possui potencial de energia solar que supera o de grandes países do mundo que investem cada vez mais nessa energia, como Estados Unidos, Espanha e Alemanha. Entretanto, conforme a Agência Nacional de Energia Elétrica, (ANEEL, 2017), o uso da energia solar como fonte de geração elétrica não ultrapassa 0,5% do total do país, devido principalmente, ao sistema de leilões utilizado no país, que inviabiliza o maior desenvolvimento destas tecnologias por serem mais caras.

Existem diversas formas de obter energia através do sol, dentre as mais abrangentes estão as placas fotovoltaicas, onde a luz solar ativa células presentes na estrutura assim gerando energia elétrica; esta possui maiores investimentos e diminuição em seus custos, e começa a crescer cada vez mais no Brasil (IMHOFF, 2007). A ANEEL (2017) mostra que quase 1,5 MW estão em construção ou ainda em fase anterior a esta, assim começando a adicionar esta tecnologia ao país.

Outra forma de transformação de energia solar em energia elétrica é a energia heliotérmica ou CSP, do inglês *Concentrated Solar Power*. O CSP consiste na concentração de raios solares no foco, utilizando um campo de espelhos, aquecendo assim um fluido térmico, que é utilizado para alimentar um ciclo de potência, gerando então energia elétrica Lodi (2011). Existem quatro tecnologias bem difundidas nesse campo, na qual uma delas

é a calha parabólica, em que os espelhos são montados em forma de uma parábola e o tubo absorvedor, por onde passa o fluido térmico, passa pelo seu foco. Esta tecnologia apresenta crescimento em diversos países no mundo, especialmente nos Estados Unidos e na Espanha, mas ainda apresenta desvantagens, tais como, seu alto custo e instabilidade climática. Devido a esta instabilidade, algumas plantas CSP são hibridizadas com sistema de biomassa, onde parte da energia elétrica é suprida pela queima de gás (SORIA et al., 2015).

O caráter transiente do CSP torna relevante a compreensão aprofundada do comportamento da temperatura e transporte de momento ao longo do tubo absorvedor, já que este irá suprir a energia requerida para um gerador de vapor. Tal relevância, tem sido debatida por meio de estudos na área de energia heliotérmica, como o de (PADILLA et al., 2011) no qual ele descreve um modelo por meio da técnica de diferenças finitas para os estudos de transferência de calor em um concentrador solar, dentre outras contribuições utilizando softwares para previsão do comportamento do perfil de temperatura ao longo do tubo absorvedor.

## 1.2 Justificativa

O Brasil possui um grande potencial para a implementação de usinas de geração de energia solar, apesar disso, estruturas CSPs são basicamente nulas dentro do território, fator que difere de grandes potências globais, em que esta tecnologia já é uma realidade e avanços tecnológicos tem sido realizados para tentar torna-la mais economicamente viável.

A Universidade Federal do Rio de Janeiro, *Campus Macaé*, tem realizado estudos que tem gerado apresentações de trabalhos de conclusão de curso, bem como apresentações acadêmicas em semanas de integração que ajudarão na implantação de uma planta piloto CSP de baixa potência no próprio Campus. Portanto, a justificativa deste projeto está em prever o comportamento do perfil de temperatura do fluido térmico no tubo absorvedor diante de diferentes fluxos de incidência solar para analisar a viabilidade energética para suprir uma turbina com potência de 5KW. O aquecimento do fluido ao longo do tempo, mesmo com as considerações de estar estático, fornecerá informações para escolha do fluido térmico, material do tubo escolhido e quantificação da perda de calor sem o sistema a vácuo, ou seja, nas piores condições possíveis.

## 1.3 Motivação

A principal motivação para este trabalho se dá no desafio de procurar maneiras de determinar a eficiência térmica do projeto, ou seja, se com as condições predefinidas por este, o calor gerado no tubo será o suficiente para a instalação da mesma. Dentro

das possibilidades apresentadas dentro do projeto, os estudos na área térmica eram os que despertavam maior interesse, juntamente com o desafio e a oportunidade de tentar desenvolver uma planta CSP piloto que poderá ser expandida como planta comercial para locais com condições climáticas análogas às adotadas neste modelo.

## 1.4 Objetivos

### 1.4.1 Objetivos Gerais

Implementar um código computacional no software Matlab R2016b utilizando a técnica de diferenças finitas para prever o perfil térmico de um fluido estático no interior de um tubo absorvedor para diferentes condições climáticas da região de Macaé.

### 1.4.2 Objetivos Específicos

- Avaliar o perfil de temperatura de diversos fluidos sujeitos a diferentes valores de fluxo de calor.
- Determinar possíveis valores de máximo e mínimo de temperatura e de tempo de aquecimento durante um ano de operação.
- Determinar o melhor fluido de trabalho para a operação, observando apenas as propriedades térmicas.
- Verificar a variação do tempo de aquecimento quando expostos a diferentes valores de coeficiente convectivos, associado a diferentes velocidades de vento.

## 1.5 Estrutura do Trabalho

Neste capítulo foi realizada uma introdução ao trabalho, contextualizando o assunto brevemente e trazendo a justificativa, motivação e objetivos do mesmo.

O capítulo 2 traz a revisão bibliográfica do tema onde serão aprofundadas algumas das ideias apresentadas na introdução, como a energia heliotérmica, os mecanismos presentes na calha, e a situação de energia no Brasil e no mundo, também serão mostrados os fenômenos térmicos estudados neste trabalho e apresentado o método de diferenças finitas que será usado para obter a solução numérica do problema.

No capítulo 3 será apresentado a metodologia de realização deste trabalho, desde a identificação dos componentes, passando pela discretização das equações e chegando na criação do programa.

O capítulo 4 finaliza a parte experimental do trabalho, apresentando os dados obtidos pela simulação, obtendo os perfis térmicos desejados e assim permitindo que as

conclusões acerca do assunto sejam feitas com o embasamento necessário.

Por fim é apresentada a conclusão onde serão discutidos alguns tópicos pertinentes ao que foi apresentado durante o trabalho.

No apêndice será encontrado o programa utilizado para a obtenção da solução numérica da simulação para análise do leitor.

## 2 Revisão Bibliográfica

### 2.1 Contextualização

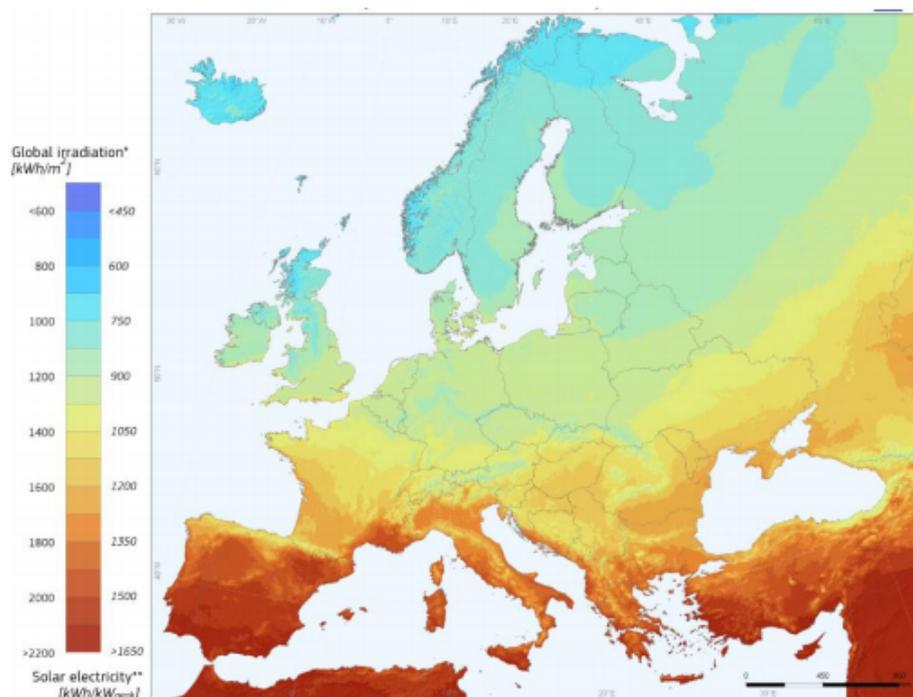
O Brasil é um país com alto potencial para aplicação da energia solar de acordo com dados estatísticos atuais . Segundo dados de [Pereira et al. \(2006\)](#), o país apresenta uma média anual de irradiação global bem uniforme e com médias relativamente altas por todo seu território. Os valores de irradiação solar global incidente em qualquer região do território brasileiro (1500-2.500 Wph/m<sup>2</sup>) são superiores aos da maioria dos países europeus, como Alemanha (900-1250 Wph/m<sup>2</sup>), França (900- 1650 Wph/m<sup>2</sup>) e Espanha (1200-1850 Wph/m<sup>2</sup>), locais estes que projetos de aproveitamento de energia solar são amplamente discutidos e aplicados.

Figura 1 – Média da Radiação Solar Anual.



Fonte: [Pereira et al. \(2006\)](#).

Figura 2 – Irradiação global nos países Europeus.



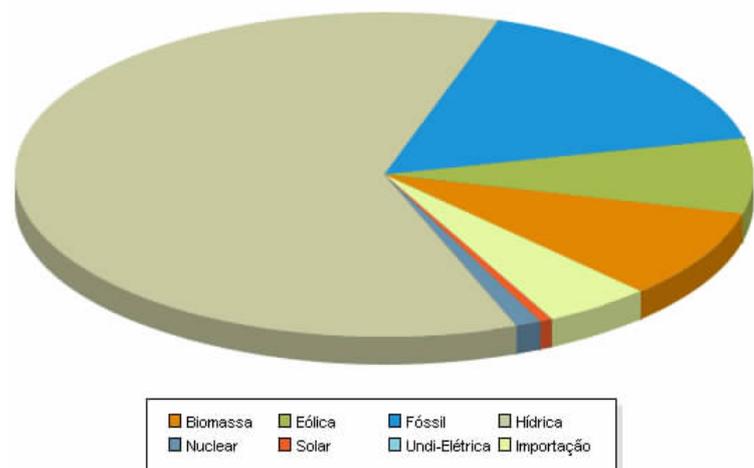
Fonte: Instituto de Energia e Transporte (2017).

Ao observar a [Figura 1](#) é possível notar que a maior taxa de irradiação está presente na região Nordeste, em Minas Gerais, no Tocantins e Goiás. E que os valores medidos desta grandeza supera os valores encontrados na Europa conforme visualizado na [Figura 2](#).

Infelizmente, apesar da grande capacidade energética do país, o incentivo à exploração da energia limpa e avanços tecnológicos pelo governo ainda é muito irrelevante perto do alto potencial solar apresentados nas figuras acima. Segundo a [ANEEL \(2017\)](#), a matriz energética brasileira ([Figura 3](#)) é composta por mais de 60% de energia provida por usinas hidrelétricas, sejam de pequenas ou grandes portes, 7% de centrais geradoras eólicas, 16% de combustíveis fósseis e 1% de term nuclear, o restante é ocupado por tipos de energia que não chegam perto de 1% do valor total do que é produzido no país, entre estes estão os diferentes tipos de energias providas pela luz do sol. Neste caso é possível ver uma exclusividade para energia fotovoltaica, que mesmo assim ocupa apenas 0,5% da produção total. Isto mostra que o país é dependente de um tipo de produção o que o torna mais suscetível a crises energéticas em caso de problemas como a falta de chuvas e diminuição do nível da água. Olhando para países mais desenvolvidos como os Estados Unidos, dados obtidos através da [Administração de Informações sobre Energia dos EUA \(2017\)](#), português para EIA, mostra que no país a diversidade de opções para geração de energia é bem maior visto que o tipo com maior porcentagem, ocupa apenas pouco mais de 30% do total produzido. Além disso outros países como Alemanha, Espanha e

China começaram a investir cada vez mais em diferentes tipos de energia obtendo assim ótimos valores para variadas maneiras de geração renovável, como a solar fotovoltaica e a heliotérmica.

Figura 3 – Matriz Energética Brasileira.



Fonte: ANEEL (2017).

Também é interessante citar o aumento da preocupação mundial com o impacto ambiental causado pela produção de energia. Acordos como o de Kyoto (1997) e o de Paris (2015) forçaram a países que dependiam extremamente de produção energética através da queima de combustível fóssil a investirem ainda mais na pesquisa e desenvolvimento de diferentes formas de energia limpa e conseqüentemente menos agressivas ao meio ambiente. Como a Energia Hidrelétrica é considerada um tipo de energia renovável, diversos estudos, como o realizado por [Bildirici e Gökmenoğlu \(2017\)](#) e os apresentados pela União de Cientistas Preocupados, [UCSUSA \(2017\)](#), apontam que apesar de não causar a poluição do ar como a queima de combustível, este tipo de energia ainda sim é danosa ao meio ambiente, devido à necessidade do desvio de rios, e também, agitação e aquecimento da água, interferindo no ecossistema ao redor. A facilidade da implementação deste tipo de usina fechou o país para diversas possibilidades de investimentos em outros tipos de energia que apesar de serem mais caros trazem um retorno ecológico bem maior para ele.

Esta busca por possibilidades novas e sustentáveis para a geração de eletricidade, fez com que diversas áreas crescessem nos últimos anos, uma delas é a possibilidade de transformar os raios solares em energia útil para o dia a dia da humanidade. A ideia da realização desta transformação não é nova, em 1872 Mouchot apresentava planos para a realização disto, neste caso específico, a transformação de energia solar em mecânica, mas os materiais para o conhecimento da época ainda não permitiam tal feito. Entre as possibilidades discutidas para esta transformação duas se destacam, a energia fotovoltaica e a energia heliotérmica. A energia fotovoltaica é definida por [Imhoff \(2007\)](#) como sendo

energia gerada através da conversão direta da radiação solar em eletricidade, que ocorre através de uma estrutura chamada célula fotovoltaica, utilizando o princípio fotoelétrico. Por outro lado a energia heliotérmica é definida como o processo de uso e acúmulo do calor proveniente dos raios solares. Para que isso aconteça, espelhos são usados para refletir a luz solar e concentrá-la num único ponto, onde há um receptor ([Energia Heliotérmica, 2017](#)).

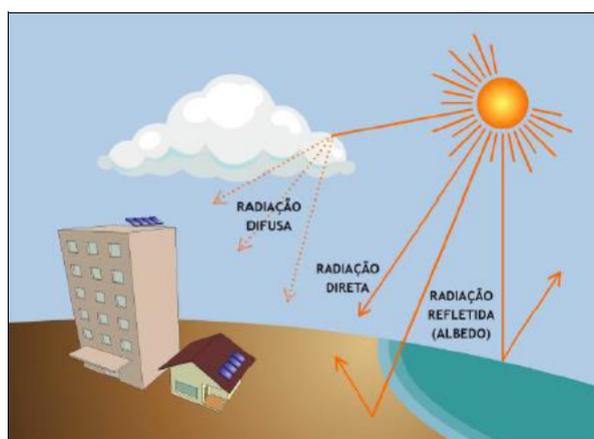
## 2.2 A Energia Heliotérmica

A energia heliotérmica ou energia solar térmica concentrada (CSP – Concentrated Solar Power) pode ser definida como uma fonte de energia renovável, na qual energia solar é transformada em energia térmica e subsequentemente em energia elétrica ([TN Sustentável, 2015](#)).

A grande vantagem da utilização desta tecnologia é a possibilidade de armazenar energia elétrica em forma de calor, conhecido como Armazenamento Termal de Energia (TES), definido por [Zhang et al. \(2016\)](#) como sendo a realização do armazenamento do calor gerado durante o período de carregamento da planta, ou seja os momentos onde o sol está mais forte, e a liberação deste calor nos períodos onde há menor incidência solar, fazendo assim com que a planta trabalhe durante um tempo maior. A aplicação de modelos como esse em plantas térmicas em diversos países do mundo vem sendo cada vez mais estudados e aplicados na busca por uma geração mais vantajosa para os interessados. [Arce et al. \(2011\)](#) apresenta em seu trabalho um estudo aprofundado desta tecnologia na Europa, especificando a Espanha como um dos principais alvos de seu estudo, já que este país é um dos principais investidores na geração de energia solar. O trabalho mostra todos os ganhos energéticos, econômicos e ambientais que a implementação de um sistema desse numa planta pode causar, mostrando assim como é importante o avanço de estudos nesta área. Assim, dependendo da tecnologia implementada, é possível gerar energia elétrica mesmo quando não há sol, em dias nublados ou durante a noite. Além disso, também é possível utilizar a tecnologia heliotérmica em processos de geração híbrida, em conjunto com outros combustíveis, com a biomassa, o gás natural ou carvão, para garantir a produção de energia a qualquer momento. No Brasil uma proposta para a introdução de plantas deste tipo no país foi feita por [Soria et al. \(2015\)](#), um processo de geração de energia, utilizando a estrutura CSP e biomassa, especificamente a planta conhecida como jurema-preta (*Mimosa tenuiflora*). No seu estudo ele demonstra diversos problemas para a implementação do sistema no país, incluindo o alto custo para a produção o que o torna não competitivo no atual sistema brasileiro que ele define como sendo "voltado para o mercado". A opção encontrada pelo autor para melhorar a situação seria dividir a geração em dois tipos, parte sendo feita pela energia solar e parte sendo feita através da geração ocorrendo através da planta chamada jurema-preta. A adição deste sistema faria com

que o gasto com a estrutura fosse menor e capaz de gerar lucro, tornando assim a opção heliotérmica mais atrativa. Mesmo não sendo uma planta totalmente voltada para o CSP, seria uma opção atrativa para a entrada da energia no país. Outro campo interessante de pesquisa nas plantas CSP é a otimização do processo, criando assim a possibilidade de estruturas menores, o que é um problema, visto que o ciclo térmico de transformação de energia mais associado a esta situação é o ciclo Rankine, o qual normalmente se utiliza de água, que necessitaria de um alto valor de temperatura no trocador de calor para que aconteça o aquecimento deste, o que, no momento, nem sempre é simples de ser alcançado. A solução encontrada por alguns e a que é proposta por [Quoilin et al. \(2011\)](#) é a utilização de uma modificação no Rankine, trocando a água por fluidos orgânicos, que são capazes de trabalhar em faixas de temperaturas menores e ainda obter bons resultados, como é o caso do ciclo Rankine Orgânico. O trabalho citado apresenta um modelo para a aplicação deste sistema e mostra como ele pode ser vantajoso para a transformação de energia térmica em elétrica.

Figura 4 – Componentes da radiação solar: direta, difusa e devido ao albedo.



Fonte: [Viana \(2010\)](#).

No estudo de energia solar alguns conceitos são importantes para a análise destes problemas, na [Figura 4](#) alguns destes podem ser visualizados graficamente, suas definições são dadas pela NBR 10898 – Energia Solar Fotovoltaica – Terminologia, citada por [Viana \(2010\)](#), resumidamente estes conceitos podem ser definidos como:

- Irradiação solar (H) – irradiância solar integrada durante um dia, medida em watt hora por metro quadrado ( $\text{Wph/m}^2$ );
- Irradiação global (HHOR) – irradiância global integrada durante um dia;
- Irradiação difusa (HDIF) – irradiância difusa integrada durante um dia;
- Irradiância devido ao albedo (GALB) – irradiância refletida;
- Irradiação total (HTOT) – irradiância total integrada durante um dia;

- Irradiação direta (HDIR) – irradiância direta integrada durante um dia, podendo ser horizontal (HDIR) ou normal.

Em estudos para aplicação de energia heliotérmica é essencial a obtenção dos valores de irradiação direta, sendo assim necessário equipamentos específicos como um pireliômetro para a obtenção direta destes dados ou a retirada da irradiação total. (PORFIRIO; CEBALLOS, 2013)

Existem alguns conceitos de usinas heliotérmicas, onde a principal diferença entre elas é o mecanismo de concentração solar. Atualmente existem quatro principais tipos para a produção de energia, que são basicamente o coletor cilíndrico parabólico (ou calha parabólica), o coletor Fresnel, o disco parabólico e a torre central, neste trabalho estamos interessados em apenas um: o coletor cilíndrico parabólico. (Energia Heliotérmica, 2017)

### 2.2.1 A calha parabólica

Segundo informações da ANEEL (2015), este modelo de usina é o mais usado no mundo, constituindo de aproximadamente 96% dos sistemas instalados mundo a fora. Esse conceito consiste de um campo solar e uma unidade central e pode ser equipado com um reservatório térmico. No campo solar, a radiação solar é transformada em energia térmica, para que no processo seguinte essa energia possa aquecer o fluido térmico.

Figura 5 – Planta com tecnologia de calha parabólica

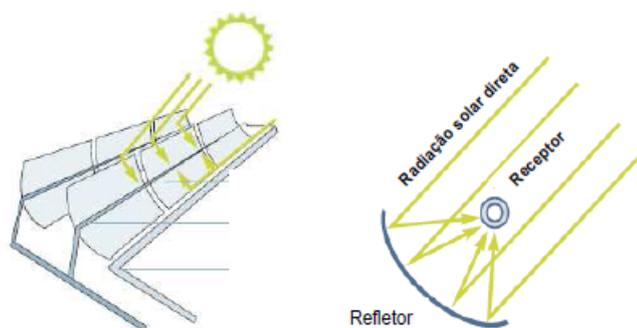


Fonte: Renewable Power News (2009).

Estas estruturas são construídas com um revestimento feito com um material refletor em formato parabólico (Figura 5). Ao longo de sua linha focal é colocado um tubo metálico preto, sendo este, às vezes, envolvido por um tubo de vidro para que seja evitado perdas de calor, este tubo é denominado receptor ou concentrador. Quando a parábola aponta para o sol, os raios diretos do sol são refletidos pela superfície em direção ao recep-

tor onde são concentrados (Figura 6). A radiação que chega concentrada aquece o fluido que circula internamente no tubo. Para que esta estrutura possa obter o melhor funcionamento durante o dia é comum que sejam construídos com sistema de rastreamento de um eixo acoplado, podendo ser este orientado no sentido leste-oeste com rastreamento do sol de norte a sul, ou no sentido norte-sul rastreando o sol de leste a oeste. Esse sistema deve ser confiável para rastrear o sol durante o dia, inclusive durante dias nublados, e retornar a posição original no fim do dia. (KALOGIROU, 2009 apud MALAGUETA, 2012)

Figura 6 – Desenho esquemático da concentração da radiação em um concentrador parabólico



Fonte: Lodi (2011).

### 2.2.2 O Concentrador Solar

O ponto onde todo o fenômeno de troca de calor e geração de energia ocorre é o receptor como o mostrado na Figura 7, este é instalado na linha de foco dos concentradores e costuma ter de 25 a 150 metros de comprimento, seu diâmetro depende da característica do projeto e da vazão do fluido que se deseja trabalhar. Sua superfície é revestida por uma cobertura com alta absorvância a irradiação solar e baixa emitância para irradiação térmica (infravermelho) (KALOGIROU, 2009 apud MALAGUETA, 2012). Os materiais normalmente utilizados para o tubo interior são aços com boas propriedades térmicas de condução de calor e como pode ser checado em livros como Incropera et al. (2015) a superfície negra permite uma melhor captação da radiação e menos perdas de calor que pode ser absorvido. Neste tubo atravessa o fluido onde as trocas térmicas acontecerão. Para que o processo seja eficiente este fluido necessita ter algumas características específicas, tais como: preferencialmente manter-se na fase líquida em toda a tubulação; ter baixa viscosidade em todas as temperaturas operacionais para uma transferência de calor mais eficaz; não corroer a tubulação; alta capacidade de armazenamento térmico. Isto faz com que não possa qualquer fluido ser utilizado e o estudo deste seja um fator extremamente importante no projeto.

Em geral uma cobertura de vidro é usada ao redor do receptor para a geração de vácuo para que assim se reduza perdas de convecção do receptor para o ar ambiente, fa-

zendo com que assim o coeficiente de perda de calor seja reduzido. Uma desvantagem desta construção é que a luz refletida pelo coletor tem de atravessar o vidro, adicionando assim uma transmitância (de aproximadamente 0,9 quando o vidro está limpo). (KALOGIROU, 2009 apud MALAGUETA, 2012)

Figura 7 – Figura de um concentrador solar



Fonte: Google Imagens.

## 2.3 Transferência de Calor

O fenômeno de transferência de calor é uma área de extrema importância para a engenharia, Incropera et al. (2015) define este como sendo o trânsito de energia térmica devido à diferença de temperatura espacial. Assim, como engenheiros, é importante que sejamos capazes de entender os mecanismos físicos que definem os modelos de transferência de calor e utilizar as equações correspondentes para obter os resultados desejados. Dentro do problema estudado neste trabalho existem dois fenômenos essenciais a serem estudados sendo eles a condução e a convecção.

### 2.3.1 Transferência de Calor por Condução Térmica

Segundo Kreith e Bohn (1977) a condução pode ser definida como *"um processo pelo qual o calor flui de uma região de temperatura mais alta para outra de temperatura mais baixa, dentro de um meio (sólido, líquido ou gasoso) ou entre meios diferentes em contato físico direto"*. A partir desta definição podemos notar que este fenômeno ocorre através do movimento da energia térmica presente em um corpo podendo este ser passado pelo contato entre dois objetos com temperaturas diferentes, ou mesmo dentro de um material específico como se seus átomos funcionassem como os corpos em contato. Este processo acontece porque a energia do corpo de temperatura mais alta agita as moléculas

do corpo de temperatura mais baixa, fazendo com que a energia cinética média das moléculas deste último se eleve, aumentando, assim, sua energia interna. Consequentemente, a temperatura do corpo que está absorvendo a energia em forma de calor se eleva até o estado de equilíbrio. Um dos fatores mais importantes para a eficácia deste fenômeno é o material do objeto que está sofrendo seu efeito. Materiais que diminuem o fluxo de calor entre os corpos, impedindo que o calor entre ou saia de um corpo, são denominados isolantes térmicos, como é o caso da madeira, plástico, isopor, lã, entre outros. Já materiais que transmitem facilmente calor de um corpo para o outro são considerados bons condutores térmicos, e os melhores exemplos desse tipo de material são os metais, que, por isso, são utilizados na confecção de panelas, ferros de passar, etc.

Materiais que possuem uma característica de boa condução térmica apresentam um arranjo atômico ou molecular que tem a propriedade de transferir calor para os átomos ou moléculas em suas proximidades até que todo o objeto entre em equilíbrio térmico. Para compreender melhor, tomemos como exemplo uma barra metálica, que é uma boa condutora térmica. Aproximando-se uma das extremidades dessa barra de uma fonte de calor, as moléculas recebem energia e passam a vibrar com maior intensidade. Essa movimentação é transmitida para as moléculas de sua vizinhança, que também passam a vibrar e continuam transferindo energia até alcançar a outra extremidade da barra. Assim, para que ocorra o fenômeno, é necessário que exista um meio material para que o calor possa propagar-se. Por se tratar de uma forma de transferência de calor que envolve o nível microscópico, a condução está presente em todas as fases existentes, sólido, líquido e gás.

Este fenômeno pode ser demonstrado através de acontecimentos simples do dia a dia, como o ferro de passar que recebe energia elétrica da rede de energia, aquecendo através de uma condução com geração de energia sua superfície e assim ao entrar em contato com as roupas repassa este calor, ou então quando se cozinha ao utilizar uma colher de metal caso esta fique muito tempo em contato com o líquido no fogão esta começará a esquentar até um ponto de não ser possível toca-la direito, mas caso se use uma colher de madeira este fenômeno não ocorre devido ao fator isolante do material.

Figura 8 – Ferro passando pelo processo de tempera.



Fonte: Google Imagens.

Na [Figura 8](#) vemos uma das principais aplicações do processo de transferência de calor por condução, a têmpera, este processo é um tratamento térmico de aços para aumentar a dureza e a resistência dos mesmos. A têmpera tem duas etapas: aquecimento e esfriamento rápido. O aquecimento tem como objetivo obter a organização dos cristais do metal, numa fase chamada austenitização. O esfriamento brusco visa obter a estrutura martensita ([FERMAC, 2011](#)). O calor que passa para a barra é conduzido ao seu interior fazendo com que todo o corpo chegue a temperatura desejada para o acontecimento do fenômeno desejado.

O fenômeno da condução térmica é governado pela lei de Fourier definida em 1822 pelo matemático e físico francês Jean-Baptiste Joseph Fourier em seu trabalho clássico: Teoria analítica do calor. A partir desta lei é possível determinar o fluxo térmico no meio estudado. Para isso, é necessário o conhecimento da forma na qual a temperatura varia dentro do material. Ela pode ser aplicada desde os casos mais simples até a condução transiente e multidimensional em geometrias complexas, mesmo que neste casos a natureza da distribuição de temperaturas não seja tão evidente. A lei é fenomenológica, isto é, ela foi desenvolvida a partir de fenômenos observados ao invés de ter sido derivada a partir de princípios fundamentais [Incropera et al. \(2015\)](#), ou seja, trata-se de uma generalização baseada em evidências experimentais. Além disso, é uma equação que define uma importante propriedade dos materiais, a condutividade térmica. Por ser uma equação vetorial, indica que o fluxo térmico é normal a uma isoterma e no sentido da diminuição das temperaturas. Finalmente, aplica-se a toda a matéria independente do seu estado físico, isto é, sólido, líquido ou gás. A equação que define a troca de calor pela condução térmica é:

$$q_{cond} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.1)$$

Na formulação acima,  $k$  representa a condutividade térmica do material,  $A$  representa a área da seção através da qual o calor flui por condução (medida perpendicularmente à direção do fluxo), e  $\Delta T/\Delta x$  representa o gradiente de temperatura na seção. Nesta formulação, toma-se como convenção a direção de aumento na coordenada  $x$  como fluxo positivo de calor. Sabendo-se que, pela segunda lei da termodinâmica, o calor flui da região de maior temperatura para a região de menor temperatura, deve-se adotar o sinal negativo para o produto acima, conforme mostra a equação [Equação 2.1](#). A unidade de medida utilizada para mensurar a taxa de calor utilizada mais comumente é watt, W.

Para compreender como ocorre a transferência de calor no interior de um objeto que sofre o efeito do fenômeno de condução térmica é necessário observar o fluxo de calor como uma propriedade vetorial obtido através da Equação de Calor determinada por Fourier, esta parte de um balanço da energia térmica do sistema.

$$E_{ac} = E_e - E_s + E_g \quad (2.2)$$

Onde  $E_{ac}$  representa a energia acumulada,  $E_e$  é a energia que o sistema recebe,  $E_s$  é a energia perdida durante o processo e  $E_g$  é a energia gerada pelo objeto, esta pode ser energia elétrica ou radioativa gerada dentro do objeto estudado.

Considerando um sistema sem geração alguma de energia interna, ou seja  $E_g = 0$ , e em regime permanente, a [Equação 2.2](#), para um sistema de coordenadas cartesianas é descrito como:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 T}{\partial^2 y} + \frac{\partial^2 T}{\partial^2 z} = 0 \quad (2.3)$$

Mas situações onde o regime permanente acontece não são as mais encontradas dentro do dia a dia, então é necessário observar principalmente situações onde a temperatura do corpo vai variar durante o tempo, assim pode-se estudar o fenômeno de condução em regime transiente. O fenômeno da condução transiente ocorre em numerosas aplicações de engenharia, podendo ser analisado utilizando-se diferentes métodos. A natureza do procedimento está intimamente relacionada às hipóteses feitas para o processo. Se, por exemplo, gradientes de temperatura no interior do sólido podem ser desprezados, métodos como o da capacitância global podem ser usados para determinar a variação da temperatura com o tempo. Ou seja, assume-se que durante o processo transiente a temperatura do sistema é uniforme, porém não é constante.

Para os estudos de situações deste tipo existem dois números adimensionais importantes, são eles o número de Biot e de Fourier.

$$Bi = \frac{hL_c}{k} \quad (2.4)$$

$$Fo = \frac{t\alpha}{L_c^2} \quad (2.5)$$

A primeira equação desempenha um papel fundamental nos problemas de condução que envolvem efeitos convectivos nas superfícies. Através da [Equação 2.4](#) pode-se interpretar o número de Biot como uma razão entre resistências térmicas. Na situação em que  $Bi \ll 1$ , a resistência à condução no interior do sólido é muito menor do que a resistência à convecção através da camada limite do fluido. Logo, a hipótese de distribuição de temperaturas uniforme é razoável e pode-se utilizar o método da capacitância global para se obter resultados precisos com um mínimo de exigências computacionais. Por outro lado, se o número de Biot possuir valor próximo de 1, os efeitos espaciais têm que ser considerados e outro método deve ser empregado. A [Equação 2.5](#) pode ser encarada como um tempo adimensional, ele possui uma interpretação física importante nos casos onde a transferência de calor por condução através dos sólidos é concorrente com o armazenamento de energia térmica pelo sólido. Nessa situação, ele fornece uma medida da efetividade relativa com a qual um sólido conduz e armazena energia térmica.

Assim pode-se retornar para a [Equação 2.2](#) e modificar as considerações de regime do sistema estudado para o transiente, além disso devido ao objeto estudado ser um cilindro serão utilizadas coordenadas cilíndricas, obtendo, assim, a seguinte equação:

$$\frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2.6)$$

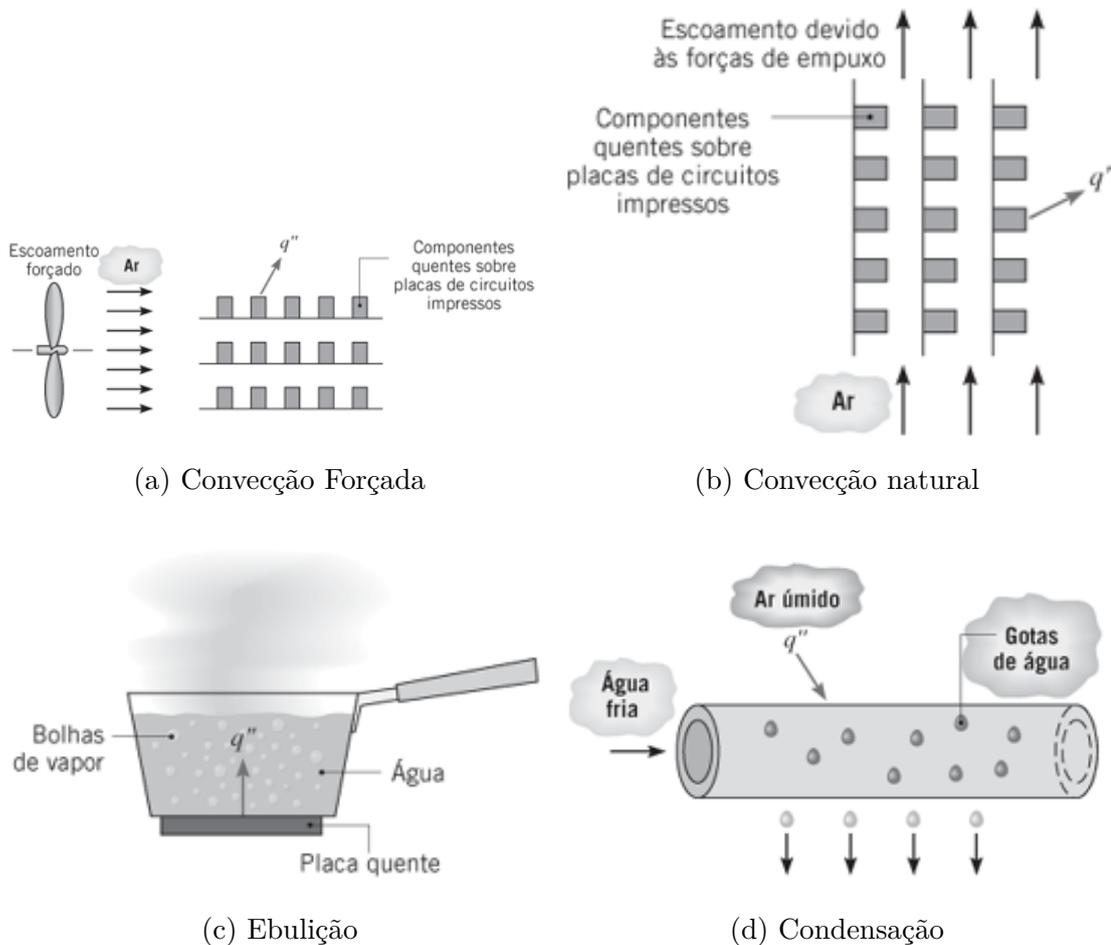
Na qual  $T$  é a temperatura,  $t$  é a variável temporal,  $r$ ,  $\phi$ ,  $z$  são as variáveis espaciais,  $k$  é a condutividade térmica. A [Equação 2.6](#), conhecida como Equação da Difusão de Calor para geometria cilíndrica, postula que em qualquer ponto do meio, a taxa líquida de transferência de energia por condução para o interior de um volume unitário somada à taxa volumétrica de geração de energia térmica deve ser igual à taxa de variação da energia térmica acumulada no interior deste volume ([INCROPERA et al., 2015](#)).

### 2.3.2 Transferência de Calor por Convecção Térmica

*“A convecção é o processo de transporte de energia pela ação combinada da condução de calor, armazenamento de energia e movimento de mistura. A convecção é importante principalmente como mecanismo de transferência de energia entre uma superfície sólida e um líquido ou gás”* ([KREITH; BOHN, 1977](#)). Em um fluido, onde a mobilidade das partículas é grande, as partículas aquecidas pelo contato direto com a superfície sólida tendem a migrar para locais onde as temperaturas são mais baixas. Esta movimentação

de partículas acarreta uma transferência de energia de uma posição para a outra, caracterizando a transmissão de calor por convecção. Para exemplificar, pode se tomar como o exemplo o processo de aquecimento de água em uma panela ou bule (Figura 9c), processo conhecido como ebulição. Inicialmente, o calor da superfície sólida é transmitido para as moléculas de água que estão em contato direto com o mesmo, por condução. Após estas moléculas possuírem uma certa quantidade de energia (calor), elas migrarão para outras posições do fluido onde a temperatura é menor, transmitindo o calor para outras partículas. Isto pode ser visivelmente constatado ao se observar este fenômeno. À medida que ele vai esquentando, este começa a se movimentar cada vez mais rápido, transmitindo o calor para as demais partículas. Neste caso, como o calor se movimenta livremente devido à diferença de temperatura, diz-se que se trata de convecção natural (Figura 9b). Em casos onde a mistura é causada por algum agente externo, como bombas ou ventiladores, por exemplo, diz-se que se trata de convecção forçada (Figura 9a). Outro caso deste fenômeno é a condensação, processo que assim como a ebulição possui adição de calor latente no processo, este pode ser exemplificado pela condensação de vapor Figura 9d, na superfície externa de um cano com água fria (INCROPERA et al., 2015).

Figura 9 – Processos de transferência de calor por convecção.



Fonte: Incropera et al. (2015)

A equação que rege a transferência de calor por convecção é chamada de Lei de Resfriamento de Newton e é dada por

$$q_{convec} = hA(T_S - T_\infty) \quad (2.7)$$

Na Equação 2.7,  $h$  representa o coeficiente médio de transmissão de calor por convecção, o qual depende da geometria da superfície, da velocidade do fluido e das propriedades físicas do fluido, incluindo sua temperatura. Um dos principais pontos de estudos de convecção é que eles basicamente se resumem a estudos de maneiras de se determinar  $h$ . Dentre estes, existem diversos métodos que dependem das especificidades do sistema a ser estudado (INCROPERA et al., 2015).

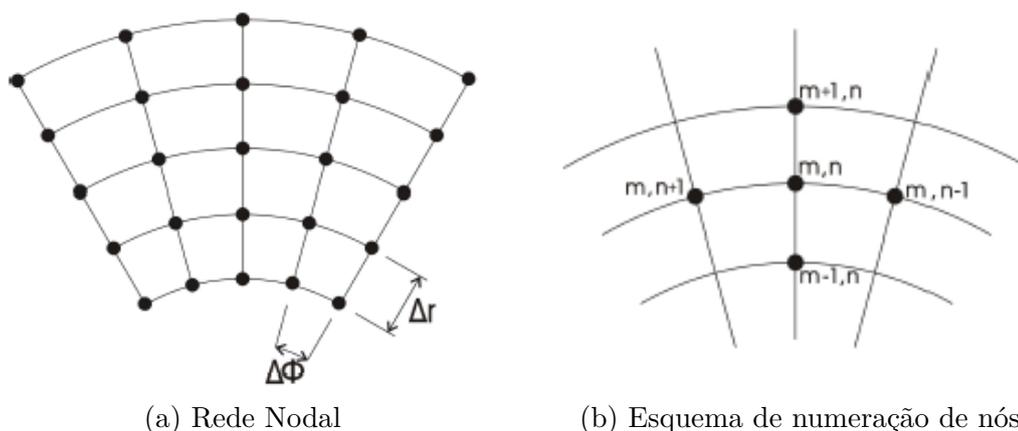
## 2.4 Método das Diferenças Finitas

Soluções analíticas permitem a determinação da temperatura em qualquer ponto do domínio e em qualquer tempo. Por outro lado, quando se utiliza métodos numéricos para a obtenção de solução numérica ou uma de uma aproximação da solução analítica, não é possível tratar o domínio como contínuo. Esses métodos permitem a determinação da temperatura apenas em determinados pontos do mesmo. Existem diversas maneiras de se trabalhar com soluções numéricas para problemas com equações diferenciais. Entre estes um dos mais utilizados é o Método das Diferenças Finitas

Este método é o mais simples e se destaca pela sua fácil aplicação, em seu artigo [Thomé \(2001\)](#) cita um histórico para a técnica, destacado um trabalho feito por Courant, Friedrichs and Lewy em 1928, onde propunham uma solução teórica para problemas utilizando o método de diferenças finitas. Este foi cada vez mais estudado com o passar dos anos, com os estudos dos erros sendo inserido já em 1930 por Gerschgorin. Assim é bem marcante o estudo e avanço desta área neste período pré computadores, possuindo assim seu maior avanço de utilização durante a II Guerra Mundial e também nos primeiros computadores que iam surgindo na época.

O método consiste basicamente da definição de pontos no interior do volume de controle a ser estudado, estes são denominados de malha. Segundo [Kincaid e Cheney \(1996\)](#) a primeira etapa de uma análise numérica é a discretização deste domínio, que seria definir ao longo deste domínio os pontos onde se deseja obter alguma variável. Cada nó genérico desta malha possuirá uma equação discretizada que representará o efeito da variável nela de acordo com seus vizinhos.

Figura 10 – Discriminação de um domínio pelo método das diferenças finitas



Fonte: [Rodrigues \(2011\)](#)

Na [Figura 10](#), é possível observar alguns dos pontos utilizados na solução de problemas numéricos. Pode ser observado que estes se localizam na interseção das linhas,

separados entre si por distâncias  $\Delta$ , a [Figura 10](#) demonstra um domínio para uma superfície circular, logo são representados por pequenas variações no raio ( $r$ ) e nos ângulos ( $\phi$ ). É importante ressaltar que os valores destas variações em ambas direções cilíndricas não são necessariamente iguais. Como foi dito anteriormente os pontos que constituem o sistema são frequentemente chamados de pontos nodais, ou nós, e o conjunto deles define a malha, como pode ser visto na [Figura 10a](#). Estes são identificados a partir de um esquema de numeração que, para um sistema bidimensional em coordenadas cilíndricas, assume a forma mostrada na [Figura 10b](#). Para que seja possível tratar numericamente a equação que deseja ser estudada, deve-se expressá-la em termos de operações aritméticas. O resultado final dessa transformação é uma equação algébrica denominada equação de diferenças finitas. Essa equação é escrita para cada ponto da região discretizada em que se deseja calcular a solução do problema. Resolvendo-se o conjunto dessas equações, encontra-se a solução aproximada do problema.

Essa solução não é exata devido a três erros: o erro inerente ao processo de discretização das equações, o erro de arredondamento nos cálculos feitos no computador e o erro na aproximação numérica das condições auxiliares. As aproximações de diferenças finitas podem ser obtidas de várias formas, sendo as mais comuns a expansão em série de Taylor e a interpolação polinomial. Neste trabalho, utiliza-se a primeira opção e o processo de obtenção das equações deste problema será demonstrado posteriormente

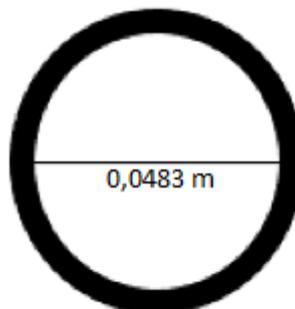
## 3 Metodologia

### 3.1 Compreensão dos fenômenos de transferência de calor analisados no volume de controle

Para a realização deste trabalho foi definido o tubo onde o fluido está armazenado como o volume de controle onde ocorrem os fenômenos de transferência de calor estudados. Torna-se relevante então a compreensão das formas de energia que entram e saem do volume de controle. Algumas considerações feitas neste trabalho para a análise numérica consistem em: o fluxo de calor concentrado pelos raios refletidos pelo espelho foi considerado em um terço da superfície externa do tubo, e este é o principal fator para que ocorra o aumento da temperatura no interior do sistema; o fluido está estático no interior do tubo; a perda de calor por convecção natural ocorre nos outros dois terços da superfície externa do tubo.

A condução térmica permite a passagem deste calor da superfície para o centro do objeto estudado. É importante ressaltar que o fluido no interior é considerado estático, ou seja, não existe presença de velocidade no seu interior e também se considera que este ocupa todo o diâmetro interno do tubo. Além disso, o perfil de temperatura do fluido foi analisado diante de duas condições de fluxo de calor impostas, um valor máximo e um valor mínimo de fluxo de calor para a região de Macaé (informações passadas pelo laboratório LaMet da UENF), para assim observar situações de operação ótima e mínima do projeto. A [Figura 11](#) mostra o diâmetro do concentrador estudado.

Figura 11 – Dimensão do tubo



Fonte: Imagem gerada pelo próprio autor.

Para aproximar o resultado do modelo computacional o máximo possível do artefato real, é feita a consideração que este fluxo de calor que está entrando no sistema atinge

apenas um terço da superfície externa do absorvedor. Esta consideração é a mais utilizada na maioria dos trabalhos acadêmicos encontrados e pode ser mostrada no trabalho produzido por Barros (2018). Já a convecção estará presente em toda a superfície estudada. No interior do tubo se encontra o fluido onde se deseja obter o perfil de temperatura.

O método explícito tem uma característica indesejável: não é incondicionalmente estável Incropera et al. (2015). No estudo de problemas transientes é necessário que as soluções para as temperaturas dos nós deve-se sempre estar se aproximando de valores finais, ou regime estacionário, com o avanço do tempo. Entretanto quando se utiliza este método a solução pode sofrer oscilações numéricas que não possuem significado físico, ou seja fenômenos que não acontecem no objeto real estudado. Estas oscilações podem se tornar instáveis e fazer a solução do problema divergir do resultado real esperado. Para evitar este tipo de problema é necessário limitar o valor de  $\Delta t$  (intervalo de tempo) a um valor específico. Para a determinação deste limite foi utilizada a Equação 3.1, uma versão modificada do número de Fourier (Equação 2.5), para o método de diferenças finitas.

$$Fo = \frac{\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \quad (3.1)$$

$$Fo \leq \frac{1}{2} \quad (3.2)$$

A Equação 3.2 mostra o valor que o número deve ter para a convergência da solução, assim fixando Fourier e o valor de  $\Delta r$  é possível obter o valor máximo de  $\delta t$  para evitar que o resultado do modelo divirja.

## 3.2 Discretização das Equações

Assim como dito no capítulo anterior, o processo de discretização das equações é essencial para resolver o modelo computacional desejado. Através dele é possível transformar as equações comuns que obtemos normalmente e resolvê-las de maneira que se obtenha valores para cada ponto nodal do sistema. Nesta seção será mostrado como foram obtidas as equações a serem resolvidas no programa a ser explicado posteriormente. Como explicado anteriormente o método das diferenças finitas trata da aproximação de derivadas através da expansão por série de Taylor. O processo todo da expansão não é interessante para a resolução logo será mostrado apenas o resultado final para as derivadas desejadas.

### 3.2.1 Equações de Contorno para Superfície

A primeira expansão de Taylor a ser estudada é para a primeira derivada espacial em função do raio da estrutura. Assim após a expansão chegamos no seguinte resultado:

$$\frac{\partial T}{\partial r}|_{m,n} \approx \frac{T_{m+1,n} - T_{m-1,n}}{2\Delta r} \quad (3.3)$$

A segunda derivada pode ser aproximada como:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial^2 r}|_{m,n} \approx \frac{\frac{\partial T}{\partial r}|_{m+1/2,n} - \frac{\partial T}{\partial r}|_{m-1/2,n}}{\Delta r} \quad (3.4)$$

Onde os gradientes de temperatura podem ser expressos como funções das temperaturas nodais, como:

$$\frac{\partial T}{\partial r}|_{m-1/2,n} \approx \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta r} \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r}|_{m+1/2,n} \approx \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta r} \quad (3.6)$$

Substituindo as Equações 3.5 e 3.6 na Equação 3.4, temos que

$$\frac{\partial^2 T}{\partial^2 r}|_{m,n} \approx \frac{T_{m+1,n} - 2T_{m,n} + T_{m-1,n}}{\Delta r^2} \quad (3.7)$$

O processo é análogo para a derivada espacial em função do ângulo do cilindro, da forma que

$$\frac{\partial^2 T}{\partial^2 \phi}|_{m,n} \approx \frac{T_{m,n+1} - 2T_{m,n} + T_{m,n-1}}{\Delta \phi^2} \quad (3.8)$$

Assim, a discretização espacial acima é essencial a realização para a derivada temporal em função do problema transiente. A aproximação por diferenças finitas desta variação temporal é dado por

$$\frac{\partial T}{\partial t}|_{m,n} \approx \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} \quad (3.9)$$

No qual o índice  $p$  sobreescrito na equação representa a dependência temporal da temperatura, e a derivada temporal é expressa em função da diferença entre as temperaturas de um mesmo ponto em um instante de tempo novo ( $p+1$ ) e a um anterior ( $p$ ). Assim os resultados são obtidos através de instantes de tempos sucessivos, separados por uma variação de tempo fixa  $\Delta t$ .

Após a obtenção destas equações, o passo inicial para a solução do modelo desejado é obter as equações a serem resolvidas na superfície do problema, como mostrado na seção acima, as energias que devem ser consideradas no sistema são a condução, a convecção e o fluxo de calor refletido pela calha parabólica. Sssim através da Equação 2.2, sabendo que, por se tratar de método de diferenças finitas, deve se considerar sempre as energias

adentrando o nó, que se trata de um regime transiente sem geração interna de energia e que nos pontos de superfície a interação entre os pontos angulares por condução pode ser desprezível, esta ganha a seguinte face.

$$Eac = q_{convec} - q_{cond} + q \quad (3.10)$$

Abrindo as equações de acordo com as [Equação 2.1](#), [Equação 2.7](#), e a substituição da energia acumulada na [Equação 2.6](#) temos que

$$\rho c_p V \frac{\partial T}{\partial t} = hA(T_S - T_\infty) + kA \frac{\Delta T}{\Delta r} + q''A \quad (3.11)$$

Agora ao substituir as derivadas temporais de acordo com suas expansões de Taylor obtidas anteriormente e simplificando  $A$  em todos os termos da [Equação 3.11](#), temos que

$$\frac{\rho c_p \Delta r}{2} \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} = h(T_S - T_\infty) + k \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta r} + q'' \quad (3.12)$$

Por estar sendo retratado um ponto de superfície foi utilizada a [Equação 3.5](#) para representar a primeira derivada. Como o objetivo da solução é obter as temperaturas dos pontos nodais em instantes novos, isolando a variável  $T_{m,n}^{p+1}$  obtemos a seguinte equação

$$T_{m,n}^{p+1} = \frac{2h\Delta t}{\rho c_p \Delta r} (T_S - T_\infty) + \frac{2k\Delta t}{\rho c_p \Delta r} \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta r} + \frac{2\Delta t}{\rho c_p \Delta r} q'' \quad (3.13)$$

Para que o problema obtenha uma melhor estabilidade pode-se substituir as propriedades presente na equação acima pelos números adimensionais apresentados anteriormente, o número de Biot ([Equação 2.4](#)) e o número de Fourier ([Equação 3.1](#), sendo que a [Equação 2.4](#) é modificada para o método de diferenças finitas, fazendo como que o  $L_c$  seja substituindo por  $\Delta r$ . Assim obtém-se

$$T_{m,n}^{p+1} = 2Fo((T_{2,n}) + (BiT_\infty) + (\frac{Bi}{h})q) + T_{m,n}(1 - 2Fo - 2BiFo) \quad (3.14)$$

Esta equação é válida para os pontos da superfície da malha que estarão sendo expostos aos raios refletidos pela calha. O processo para os pontos restantes é análogo ao apresentado acima, com a única diferença sendo a retirada do fluxo de calor da [Equação 3.10](#), assim após todo o processo obtém-se

$$T_{m,n}^{p+1} = 2Fo((T_{2,n}) + (BiT_\infty)) + T_{m,n}(1 - 2Fo - 2BiFo) \quad (3.15)$$

Estas equações serão as principais responsáveis pela mudança de temperatura no interior do fluido, sendo assim após obtê-las, o próximo passo é trabalhar em como determinar as novas temperaturas dos pontos internos.

### 3.2.2 Equações de Contorno para Pontos Internos

Assim para se obter o perfil de temperatura do fluido estático, considerou-se um sistema bidimensional, em que a temperatura variasse em função do raio e do ângulo onde a forma de transferência de calor ocorresse unicamente por condução.

$$\frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} \right) \quad (3.16)$$

Agora, assim como feito anteriormente, o processo consiste em tornar a equação acima de maneira que possa ser resolvida pelo método de diferenças finitas, chegando-se as equações 3.17 a 3.20 a seguir.

$$\frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial t} = \left( \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) + \frac{1}{r^2} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} \right) \quad (3.17)$$

$$\frac{1}{\alpha} \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} = \left( \frac{1}{r} \frac{T_{m+1,n} - T_{m-1,n}}{2\Delta r} + \frac{T_{m+1,n} - 2T_{m,n} + T_{m-1,n}}{\Delta r^2} \right) + \frac{1}{r^2} \left( \frac{T_{m,n+1} - 2T_{m,n} + T_{m,n-1}}{\Delta \phi^2} \right) \quad (3.18)$$

$$T_{m,n}^{p+1} = T_{m,n}^p + \alpha \Delta t \left[ \left( \frac{1}{r} \frac{T_{m+1,n} - T_{m-1,n}}{2\Delta r} + \frac{T_{m+1,n} - 2T_{m,n} + T_{m-1,n}}{\Delta r^2} \right) + \frac{1}{r^2} \left( \frac{T_{m,n+1} - 2T_{m,n} + T_{m,n-1}}{\Delta \phi^2} \right) \right] \quad (3.19)$$

$$T_{m,n}^{p+1} = (Fo(T_{m+1,n} + T_{m-1,n})) + ((1 - (2Fo))T_{m,n}) + \frac{\alpha dt}{r^2 dphi^2} (T_{m,n+1} - 2T_{m,n} + T_{m,n-1}); \quad (3.20)$$

Esta equação será utilizada para determinar os valores para cada ponto interior ao fluido, excluindo o ponto central do cilindro que terá a necessidade de uma equação própria que será descrita a seguir.

### 3.2.3 Equações para o ponto central do cilindro

No caso do ponto central de um cilindro, o comportamento da variação de temperatura não ocorre bidimensionalmente, visto que neste caso trata-se de um ponto. Mas este ponto está continuamente, para o intervalo de tempo  $\Delta t$ , recebendo fluxo de calor dos pontos ao seu redor que se encontram a uma distância  $\Delta r$ . Sendo assim, o balanço de energia

$$E_{ac} = \sum (q_{r+\Delta r}) \quad (3.21)$$

onde

$$q_{r+\Delta r} = q_r + \frac{\partial q_r}{\partial r} \Delta r \quad (3.22)$$

Resolvendo as equações e substituindo na [Equação 3.21](#) chega-se no seguinte arranjo

$$\rho c_p V \frac{\partial T}{\partial t} = \sum (k \Delta \phi \Delta z \frac{\partial T}{\partial r} + k \Delta \phi \Delta z \frac{\partial^2 T}{\partial r^2}) \quad (3.23)$$

Simplificando a [Equação 3.23](#) e substituindo as derivadas por seus análogos do método de diferenças finitas chegamos em

$$\rho c_p \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{d\Delta t} = \sum (k \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta r} + 2k \frac{\frac{\partial T}{\partial r}|_{m+1/2,n} - \frac{\partial T}{\partial r}|_{m-1/2,n}}{d\Delta r}) \quad (3.24)$$

E devido a posição do ponto, temos que

$$\frac{\partial T}{\partial r}|_{m-1/2,n} = 0 \quad (3.25)$$

Com isso a [Equação 3.24](#) se torna

$$\rho c_p \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{d\Delta t} = \sum (k \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta r} + 2k \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta r^2}) \quad (3.26)$$

Agora isolando a temperatura no instante novo e substituindo a [Equação 2.5](#) chega-se no seguinte resultado

$$T_{m,n}^{p+1} = (2Fo + \frac{4Fo}{dr})(1 - 2N Fo - \frac{4N Fo}{dr}) \sum (T_{m+1,n} + T_{m,n}) \quad (3.27)$$

Onde a [Equação 3.27](#), descreve a variação de temperatura para o ponto central do volume de controle considerado.

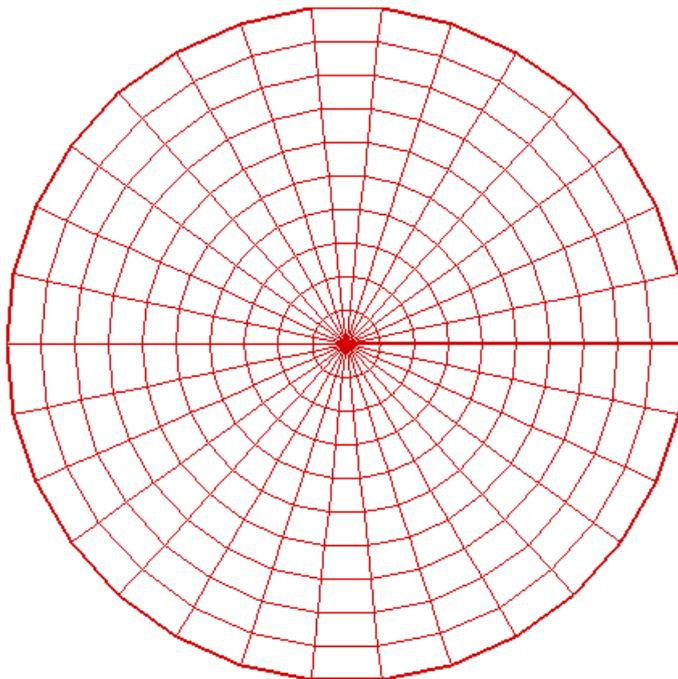
### 3.3 Simulação Computacional em Matlab e condições estabelecidas

Para a realização da simulação foi necessária a criação de um programa que atendesse às necessidades do modelo estudado. Assim foi utilizado o software Matlab R2016b como a plataforma para solucionar as equações discretizadas anteriormente com a ajuda dos Métodos das Diferenças Finitas. Foi construído uma estrutura onde o valor de entrada é fixo para todas as propriedades térmicas do sistema, ou seja os valores não são

colocados pelo usuário, eles já estão dentro da programação e simulam para apenas aquele caso, quando existe a necessidade de trocar o material estudado, seus valores tem que ser substituídos no painel de edição antes da simulação ser realizada.

Os nós da malha são representados por elementos de uma matriz e as equações expostas na seção anterior são utilizadas para modificar estes pontos e assim fazer com que seja obtido os valores desejados. Os dados encontrados em um instante de tempo são armazenados em uma matriz auxílio e então, recalculados para intervalos de tempo posteriores até os valores convergirem. Para o estudo realizado, foram definidos 10 pontos para o interior do cilindro, mais um separado para o centro da estrutura e 30 para os valores representados pelo ângulo, a malha criada, feita no programa Tecplot, pode ser observada na [Figura 12](#).

Figura 12 – Malha .



Fonte: Imagem Gerada pelo Autor.

As imagens apresentadas neste trabalho foram geradas a partir dos resultados obtidos em Matlab, utilizando o software de geração de imagens, Tecplot.

### 3.3.1 Análise computacional para o fluxo de calor

A análise térmica depende essencialmente do fluxo de calor, que será o principal responsável pelo ganho térmico do fluido. Os fluxos utilizados neste trabalho podem ser visualizados na [Tabela 1](#), de acordo com os fluxos máximo e mínimo para as incidências

solares da região de Macaé, obtidos pelo Laboratório de Metrologia (LaMet) da UENF e cedidos à UFRJ. A irradiação difusa conhecida foi convertida em fluxo de calor concentrado pelos espelhos de acordo com cálculos realizados por Barros (2018). Os resultados permitem analisar o fluido para um intervalo de temperatura para um processo em mínimas e máximas condições de calor.

Tabela 1 – Fluxos de Calor

$q''$	Fluxo ( $W/m^2K$ )
$q''_{max}$	42550
$q''_{min}$	12000

Fonte: Tabela gerada pelo autor.

Esta variação permite a observação de um possível conjunto de resultados de operação para o sistema construído, já que utilizando de possíveis valores máximos e mínimos, podemos afirmar que nenhum resultado será maior ou menor que estes, possibilitando assim uma análise de viabilidade de operação em diferentes períodos de irradiação solar. Assim esta parte da análise consistirá em dois passos, analisar como os fluidos se comportarão em relação ao seu aquecimento até a sua temperatura de ebulição, objetivando a observação do tempo que esta leva para alcançar o valor desejado e também após a determinação do período de aquecimento no maior valor de fluxo térmico, considerando que este seria o tempo ideal para o funcionamento do sistema, e só esta condição sendo tratada como essencial.

### 3.3.2 Análise computacional para diferentes Fluidos Térmicos

Estes são onde toda a informação será retirada, é neles onde as trocas térmicas acontecem e onde serão analisados os ganhos térmicos que poderão causar os ganhos elétricos desejados de todo sistema construído, assim é importante a realização da análise de quais funcionam de maneira mais proveitosa quando expostos ao arranjo proposto.

A primeira análise fundamental é da matemática desenvolvida, onde deseja-se visualizar se os resultados obtidos estão dentro do comportamento esperado para situações de regime transiente como a proposta. Após isso será necessária a realização da simulação considerando sua temperatura máxima de ebulição e sem mudança de fase, onde será observado qual possui a maior temperatura e a velocidade que este leva para alcançar seu maior valor.

Como citado anteriormente mais de um fluido será analisado por esta simulação e os que foram escolhidos são aqueles mais presentes em diversos estudos sobre o assunto. Para a utilização deles no programa foi retirado de suas planilhas de dados as propriedades necessárias e depois calculados valores médios para cada um através dos obtidos pelas

respectivas planilhas de dados , sendo estes os mostrados aqui e utilizados na simulação. Os valores podem ser encontrados na [Tabela 2](#).

Tabela 2 – Propriedades termofísicas dos fluidos

Propriedade	Therminol 66	Syltherm 800	Therminol VP-01
Densidade ( $kg/m^3$ )	888,169	782,9	863,3
Condutividade Térmica (W/mK)	0,1045	0,105	0,11
Calor específico a pressão constante (J/kgK)	2169,436	1881,53	2150

Fonte: Tabela gerada pelo autor.

Os valores referentes a temperatura máxima para ebulição de cada é visto na [Tabela 3](#)

Tabela 3 – Fluxos de Calor

Fluido	Temperatura de Ebulição ( $^{\circ}C$ )	Temperatura de Ebulição (K)
Therminol 66	359	632
Syltherm 800	367 640	
Therminol VP-01	257 530	

Fonte: Tabela gerada pelo autor.

A temperatura inicial dos fluidos adotada neste trabalho é a temperatura ambiente, ou seja, 303,15K. Nesta etapa, a relevância desta análise é verificar qual fluido possui o maior ganho térmico durante o processo, sendo assim a mais termicamente eficiente.

### 3.3.3 Análise computacional para diferentes valores de Coeficiente Convectivo

Assim como os raios refletidos é o principal fator para o ganho de energia do sistema, gerando assim o aumento de temperatura desejado, as perdas de calor por convecção natural para o meio ambiente é o principal fator para a ineficiência do processo. Foram analisados os perfis de temperatura do fluido no tubo para diferentes velocidades de vento que influenciam diretamente no coeficiente convectivo do calor transferido por convecção natural ao meio ambiente. Os valores de coeficiente convectivo de transferência de calor considerados nesta análise variam de 1 até 100 ( $W/m^2K$ ).

## 4 Resultados

Neste capítulo os resultados serão apresentados de acordo com a análise do perfil de temperatura dos diferentes fluidos analisados primeiramente para um fluxo de calor máximo imposto e posteriormente, um fluxo de calor mínimo, para então serem apresentados os resultados com o coeficiente convectivo variando.

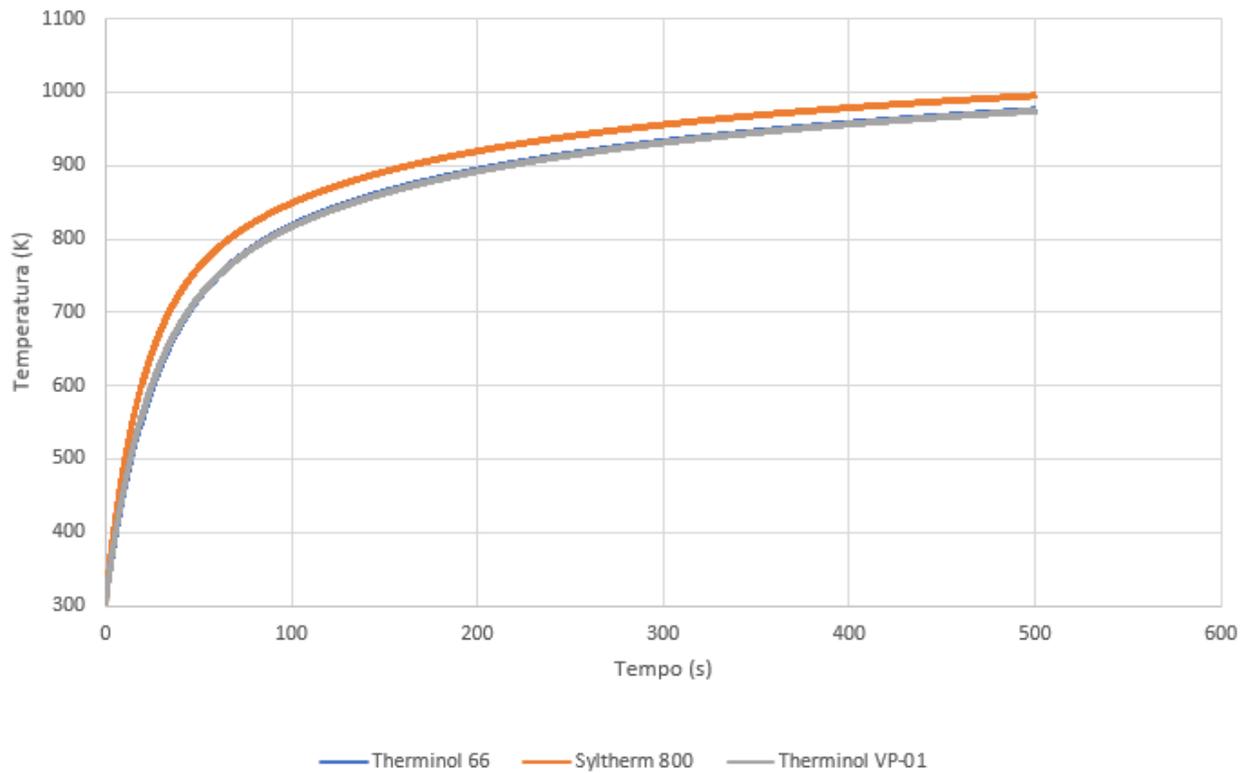
### 4.1 Análise do perfil de temperatura dos fluidos para um fluxo máximo imposto

As primeiras simulações a serem discutidas serão as referentes às feitas sobre a condição do maior fluxo disponível na cidade de Macaé, ou seja quando  $q''$  é igual a  $42550 \text{ W/m}^2$ .

Quando analisada graficamente, a variação da temperatura pelo tempo possui um comportamento esperado já definido por pesquisadores por anos, este comportamento não se limita apenas à relação de temperatura por tempo, mas por qualquer fenômeno que é regido por uma equação semelhante à [Equação 2.6](#). O gráfico esperado para o caso estudado apresenta um aumento rápido da temperatura em instantes de tempo iniciais, até que a partir de um determinado momento a mudança instante-a-instante começa a diminuir até que esta se torna constante, fazendo com que o regime transiente se torne estacionário.

A [Figura 13](#) é o resultado das simulações para o fluxo máximo de calor incidente no tubo absorvedor.

Figura 13 – Simulações com imposição de fluxo máximo para os fluidos considerados neste trabalho.



Fonte: Imagem Gerada pelo Autor.

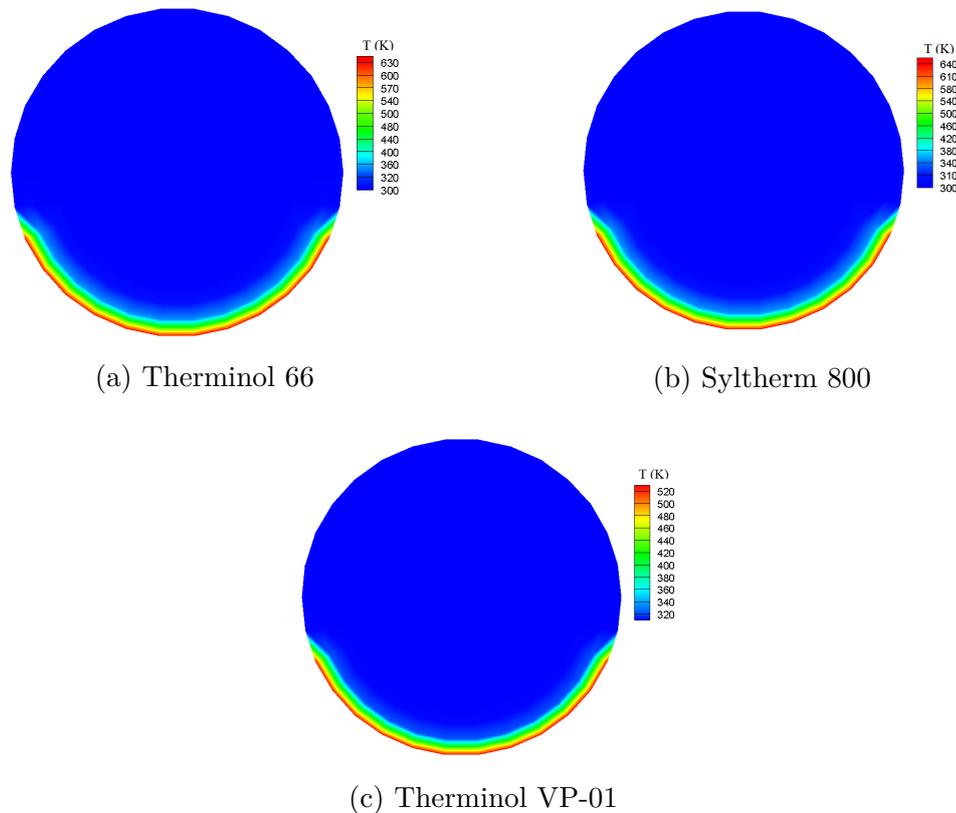
Pode-se observar pelas curvas de comportamento do perfil de temperatura dos fluidos que inicialmente todos os fluidos tendem ao aumento de temperatura em rápido intervalo de tempo, já que o gradiente de temperatura inicial é alto e os ganhos referentes ao fluxo de calor no fluido tem grande relevância no início. Após este intervalo inicial observa-se que a taxa de crescimento da temperatura diminui e finalmente o perfil de temperatura para todos os fluidos começa a tender ao regime permanente, onde as curvas tendem a ficar constantes. Simulações com maiores intervalos de tempo, para até 2000s, foram realizadas, entretanto, observou-se que a variação de temperatura para todos os fluidos quando comparadas simulações a 500s e para intervalos de tempos maiores era menor que 200K e por este motivo, a apresentação dos resultados estão limitados aos primeiros 500s. Na [Figura 13](#) nota-se a superioridade do Syltherm 800 em relação aos demais, possuindo temperaturas que atingem a valores de 20 K a mais que os outros dois, enquanto que os Therminois possuem valores extremamente semelhantes, visto que a curva azul correspondente ao Therminol 66 fica praticamente obstruída totalmente pela referente ao Therminol VP-01.

Apesar de saber que o comportamento das curvas a partir de aproximadamente 600K não condizer com os reais valores de trabalho dos fluidos, já que estes têm a temperatura de ebulição conforme [Tabela 3](#), e a variação de entalpia para transformação de

fase não foi incluída nesta simulação, pode-se esperar que o Syltherm 800 atinja maiores valores de temperatura em menores intervalos de tempo, pela análise da tendência da curva, visto que sua temperatura de ebulição (aproximadamente 640K) é alcançada em torno de 20 a 25 s, enquanto o Therminol 66 alcança seu ponto de ebulição (632K) em aproximadamente 30s de aquecimento, e o Therminol VP-01 atinge o valor de ebulição (530K) abaixo dos primeiros 20 s; entretanto seu valor de ebulição é muito menor quando comparado às temperaturas de ebulição dos outros fluidos. Isso pode ser facilmente explicado pelo seu menor valor de capacidade calorífica quando comparado aos demais valores dos fluidos, ou seja, o Syltherm 800 necessita de uma menor quantidade de energia para elevar a sua temperatura.

É importante ressaltar, que segundo a [Agência Internacional para as Energias Renováveis \(2012\)](#), em seu artigo são mostrados dados sobre os diferentes tipos de CSP e neles é apresentada a faixa de temperatura para este como sendo entre 350-550 °C, sendo, portanto, os valores encontrados nesta simulação condizentes com o esperado, estando apenas o fluido Therminol VP-01 abaixo destes valores, só que ao se pensar em uma estrutura de baixo custo que talvez alcance temperaturas menores este fluido pode se tornar interessante.

De acordo com trabalho de [Rodrigues \(2011\)](#), a análise de temperatura para um tubo absorvedor de vidro, adotando-se a técnica de diferenças finitas, atingiu um valor máximo de aproximadamente 1000K para um menor fluxo de calor, o que corrobora também os valores encontrados para os fluidos neste trabalho, já que materiais cerâmicos costumam ter menor valor de calor específico que os fluidos.

Figura 14 – Perfis de temperatura dos fluidos quando expostos a  $42550 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ 

Fonte: Imagens Geradas pelo Autor

Sobre os perfis mostrados na [Figura 14](#) é importante observar que este se assemelha graficamente do que é encontrado em outros trabalhos do assunto, como pode ser observado nos de [Barros \(2018\)](#) e de [Rodrigues \(2011\)](#) onde os maiores valores de temperatura se encontram em  $1/3$  da geometria nos pontos que estão mais próximos da entrada de calor refletida, enquanto no restante a variação de temperatura é mais lenta. Isso é notado pela grande área azul que pode ser observada no gráfico. Falando apenas das temperaturas dos 3 fluidos pode-se notar que seus valores são maiores em todos os pontos para o fluido Syltherm 800. Este fluido apresenta propriedades térmicas favoráveis para seu aquecimento, enquanto que o Therminol VP-01, por possuir temperatura menor em relação aos demais e características mais próximas ao Therminol 66 apresenta um perfil mais uniforme, com uma temperatura máxima mais próxima da mínima em relação aos demais, enquanto o primeiro fluido tem uma temperatura menor que o Syltherm 800 e características de perfil semelhantes a este.

Agora ao observar o tempo de aquecimento para cada um dos fluidos atingirem sua temperatura de ebulição. No caso do Therminol 66, o tempo que leva para alcançar a temperatura desejada, para este caso foi de 30,438 s, que vai de encontro com o que é apresentado na [Figura 14a](#). Este fluido apresenta as piores características dentre os

3 por não ter uma particularidade que o destaque dos demais. Ele alcança uma boa temperatura, mas ainda sim o Syltherm 800 possui uma temperatura maior e a alcança em menos tempo, enquanto que o Therminol VP-01 tem a peculiaridade de aquecer bem rápido a uma temperatura de ebulição menor.

Agora pode ser observado na [Figura 14b](#) o resultado encontrado durante a simulação para o Syltherm 800, este fluido possui a maior temperatura de ebulição relacionado aos demais e por suas propriedades também a maior capacidade de aquecimento, logo o resultado para o tempo levado para alcançar sua temperatura máxima foi de 24,348 s, valor bem superior se for comparado ao Therminol 66, que possui um ponto de ebulição mais baixo e ainda sim leva 6s a mais para alcançá-lo. Novamente pode se observar a semelhança gráfica entre os perfis apresentados.

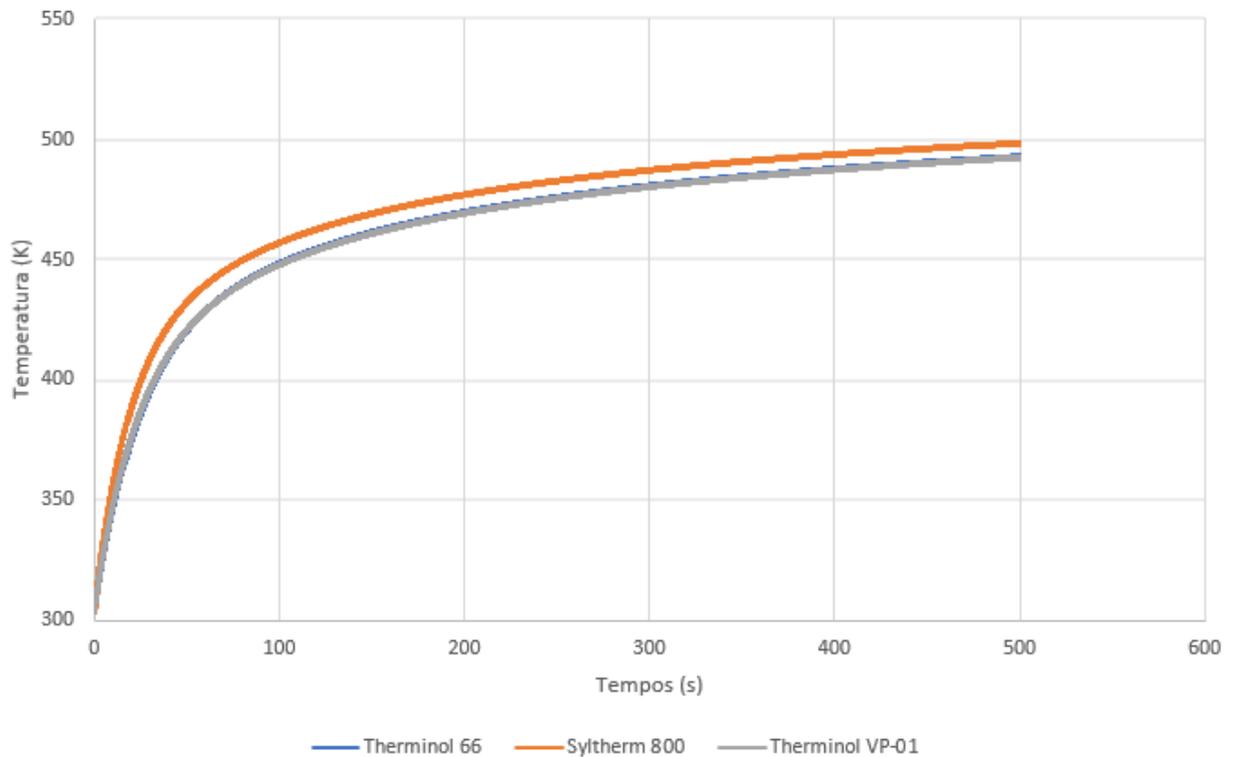
Em relação ao Therminol VP-01, [Figura 14c](#), diferente dos outros dois fluidos este possui uma temperatura de ebulição menor que os outros fluidos, necessitando, portanto, de um menor tempo de aquecimento para alcançar esta temperatura. A temperatura de ebulição é alcançada em apenas 16,493 s, uma diferença de 8s em relação ao Syltherm 800 e quase a metade do tempo em relação ao Therminol 66, compensando assim por sua temperatura aproximadamente 100 K a menos em relação aos demais e justificando o seu estudo na busca de um CSP de baixo custo.

## 4.2 Análise do perfil de temperatura dos fluidos para um fluxo mínimo imposto

Agora serão apresentados e discutidos os dados referentes as simulações referentes ao fluxo de  $12000 W/m^2K$ , valor referente ao horário de 08:00 da manhã em um dia de baixa intensidade solar. '

Novamente será mostrado o comportamento destes fluidos durante a variação temporal foi mostrado anteriormente na [Figura 13](#), observando sua temperatura máxima para esta condição e a comparação com o resultado esperado.

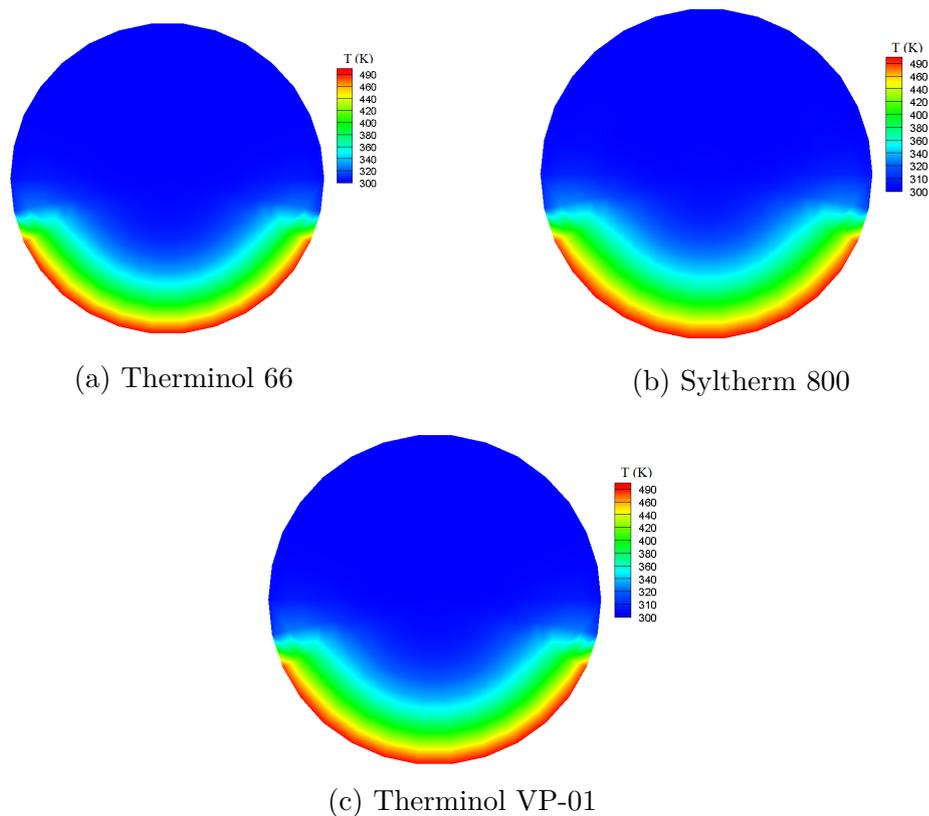
Figura 15 – Simulações com imposição de fluxo mínimo para os fluidos considerados neste trabalho.



Fonte: Imagem Gerada pelo Autor.

A Figura 15 são as simulações correspondentes aos fluidos Therminol 66, Syltherm 800 e Therminol VP-01, respectivamente. Para o fluxo solar mínimo, as temperaturas máximas obtidas aqui não alcançam a temperatura de ebulição para nenhum dos fluidos sendo coerentes as análises do perfil para até o final da simulação, visto que neste caso, não há transformação de fase. Nota-se que os fluidos Therminol 66 e o Syltherm 800 demonstram uma grande variação na faixa de temperatura nas duas situações estudadas, estando na faixa de 140 - 150 K do valor máximo desejado. Enquanto isso o Therminol VP-01, atinge um valor bem próximo a sua temperatura de ebulição, já para este valor de fluxo de calor, demonstrando que ele é capaz de operar bem próximo da sua temperatura máxima em poucos valores de irradiação solar. É importante ressaltar também que o tempo para o alcance destas temperaturas é muito maior do que o mostrado na seção anterior, demonstrando que em períodos da manhã o regime permanente levaria mais tempo para ser atingido e portanto necessitando que o fluido fique no sistema CSP um período maior para então acionar uma planta Rankine.

A Figura 16 mostra a distribuição de temperatura ao longo da geometria do fluido no interior do tubo para o fluxo solar mínimo imposto.

Figura 16 – Perfis de temperatura dos fluidos quando expostos a  $12000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ 

Fonte: Imagens Geradas pelo Autor

Todos estes perfis [Figura 16](#) foram simulados pelo mesmo instante de tempo 500s como mostrado na [Figura 15](#). Visualizando estas imagens nota-se a semelhança das 3 simulações com as mostradas anteriormente e as que foram simuladas em trabalhos como o de [Rodrigues \(2011\)](#) e o de [Barros \(2018\)](#). Novamente existe a concentração de temperatura nos pontos mais baixos do tubo e as maiores temperaturas novamente estão em uma parte pequena da malha, enquanto grande parte dela se encontra em valores próximos do inicial.

O fluido Syltherm 800, [Figura 16b](#), é aquele que obtém a maior temperatura em relação aos demais, alcançado aproximadamente 500 K (227 °C). Enquanto os outros dois por possuírem propriedades térmicas mais similares, possuem uma temperatura ainda mais próxima do que a que tinham na situação onde o fluxo é máximo, para os perfis das [figuras 16a](#) e [16c](#) a diferença entre a temperatura máxima dos dois está na faixa de 0,4 K, fator que faz com que não haja grande diferença na utilização dos dois para valores baixos de irradiação.

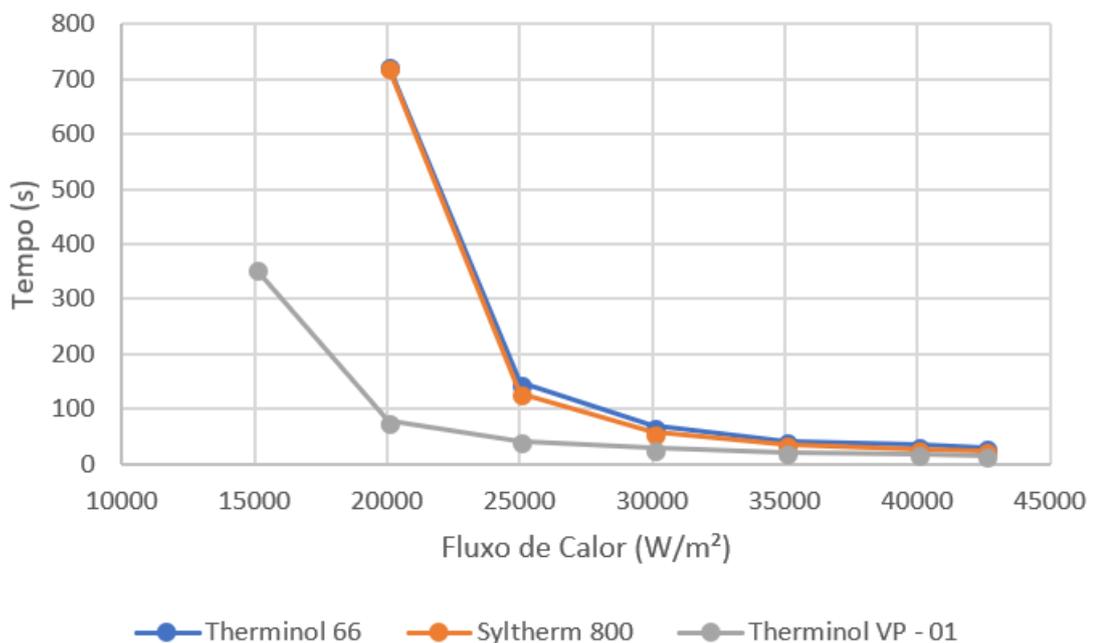
Em simulação realizada em SolidWorks por [Tzivanidis et al. \(2015\)](#), o autor encontra valores de temperatura para o fluido na saída do tubo absorvedor de no máximo 100 °C, sendo que seu perfil de temperatura também varia com o ângulo conforme impo-

sição de um fluxo máximo de  $12218,8 \text{ W/m}^2$  em determinada região da área lateral do tubo. O valor de temperatura mais baixo encontrado pelo autor pode ser justificado pela diferença nas condições de simulação estabelecidas visto que em seu trabalho foi considerada a transferência de calor por convecção e neste trabalho analisamos basicamente a transferência de calor por difusão.

### 4.3 Análise do tempo para valores intermediários de fluxo de calor

Neste tópico, foi analisado o tempo necessário para os fluidos atingirem seus respectivos valores de temperatura de ebulição para diferentes valores de fluxo de calor entre os valores mínimo e máximo analisados anteriormente. A Figura 17 mostra os resultados comparativos do tempo alcançado para atingir a temperatura de ebulição em função da variação dos valores de fluxo de calor.

Figura 17 – Gráfico do Tempo de aquecimento até a ebulição pelo fluxo de calor inserido no sistema



Fonte: Imagem gerada pelo autor.

Neste gráfico é possível notar semelhanças na operação entre os fluidos Therminol 66 e Syltherm 800, seus tempos de aquecimento na Figura 17 são extremamente semelhantes entre todos os pontos de fluxo de calor simulados, com pouca vantagem em relação ao tempo de aquecimento para o Syltherm 800, principalmente no ponto onde o fluxo equivale a  $25000 \text{ W/m}^2$ , onde ocorre a maior diferença entre os dois fluidos, aproximadamente, 20 s.

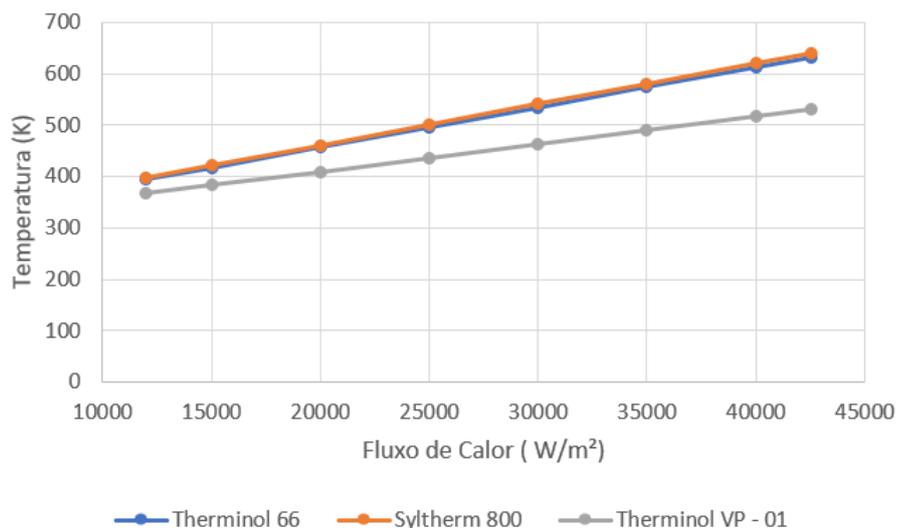
Já o fluido Therminol VP-01 por possuir uma temperatura de ebulição a ser alcançada menor que os demais, demonstra menor variação de intervalos de tempos para diferentes valores de fluxo de calor, atingindo sua temperatura de ebulição em um tempo considerável até no seu menor valor de fluxo, no caso 356,884 s (aproximadamente 6 min).

Um fator importante de ressaltar é que para valores abaixo de  $20000 \text{ W/m}^2$  os dois primeiros fluidos não são capazes de alcançar suas temperaturas de ebulição, alcançando o regime permanente antes disso, já para o terceiro fluido isto só ocorre para valores abaixo de  $15000 \text{ W/m}^2$ , mas como pode ser verificado na [Figura 15](#) mesmo para fluxo mínimo de  $12000 \text{ W/m}^2$ , o Therminol VP-01 atinge temperaturas próximas a sua temperatura de ebulição.

#### 4.4 Análise de temperatura em ciclos fixos de tempo para valores intermediários de fluxo de calor

Para este caso foi determinado que o tempo de duração do ciclo é igual ao tempo que cada fluido leva para alcançar a temperatura de ebulição quando exposto ao maior valor de irradiação disponível, no caso para quando o fluxo é igual a  $42550 \text{ W/m}^2$ , sendo que para o Therminol 66 este tempo equivale a 30,438 s, para o Syltherm 800 é igual a 24,348 s e para o Therminol VP - 01 este valor é 16,493 s, chegamos nos seguintes dados conforme pode-se visualizar na [Figura 18](#).

Figura 18 – Gráfico Temperatura pelo fluxo de calor inserido no sistema



Fonte: Imagem gerada pelo autor.

A [Figura 18](#) mostra que a temperatura possui um comportamento extremamente linear para este tipo de situação. Pode se observar novamente a igualdade dos dois pri-

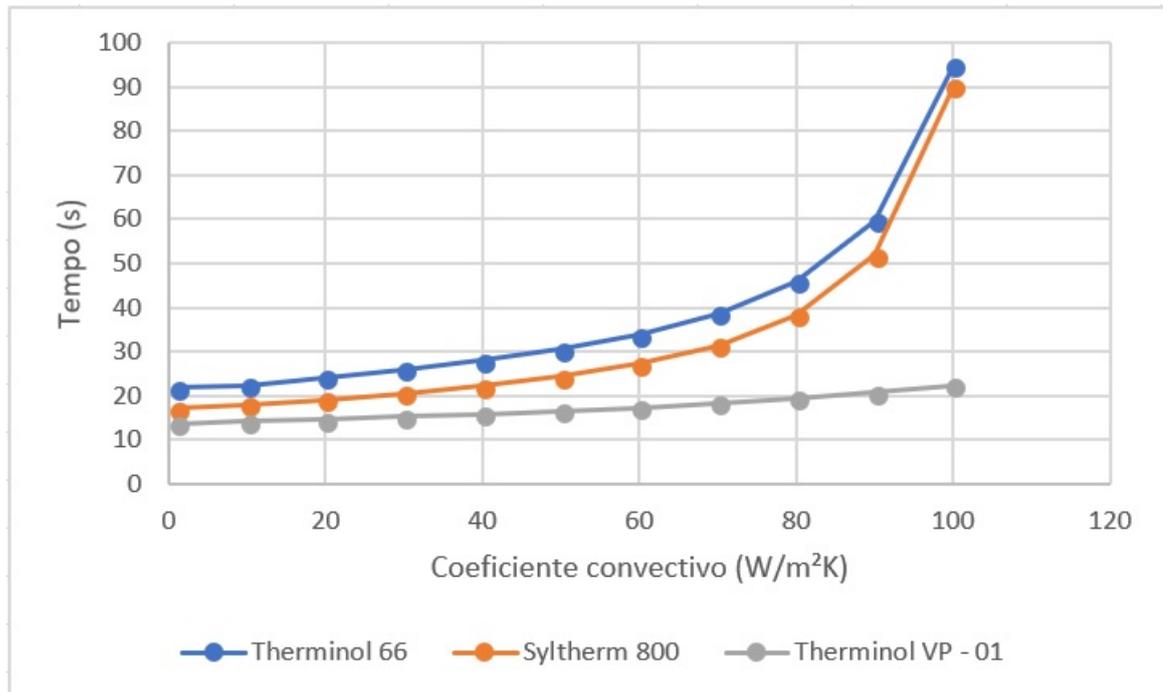
meiros fluidos estudados em seu comportamento, a variação entre seus valores máximos e mínimos são basicamente nulas. Enquanto isso o Therminol VP-01, mais uma vez apresenta menor gradiente de temperatura para os diferentes valores de fluxo de calor sendo que a diferença de temperatura entre fluxo máximo e mínimo é de apenas 163 K, enquanto nos outros dois fluidos a diferença é próxima de 240 K. O grande problema na fixação do tempo para criação de ciclos é que nos instantes onde o fluxo de calor é mais baixo o aumento de temperatura é quase insignificante, estando em um valor que não chega a superar 100K. É importante ressaltar que é extremamente difícil obter valores reais sobre o tempo que o fluido leva para realizar o aquecimento em uma usina real, sendo assim impossível uma comparação direta, restando apenas teorizar através dos dados que foram obtidos.

## 4.5 Análise computacional para diferentes valores de Coeficiente Convectivo

Sabemos que o principal fator que favorece a perda de energia do fluido para o ambiente é a transferência de calor por convecção natural devido à variação de velocidade do vento.

De acordo com a [Equação 2.7](#) o fluxo de perda de calor por convecção depende diretamente da diferença entre a temperatura interna e do valor do coeficiente convectivo no momento da troca de calor, onde este coeficiente depende então de diversos fatores, como velocidade do vento, medidas do tubo, entre outras. Em termos de coeficientes convectivos para transferência de calor por convecção natural, o [Incropera et al. \(2015\)](#) mostram que, para o ar tais valores se concentram na faixa entre 0-100  $W/m^2K$ . É possível inferir então que durante esta faixa seja esperado que ocorra uma diminuição na temperatura final, visto que não será considerado uma mudança na temperatura inicial do sistema e apenas no coeficiente dentro desta faixa citada. Assim, pode ser observado na [Figura 19](#) o quanto que o coeficiente convectivo influenciará no tempo necessário para alcançar a temperatura de ebulição para cada fluido.

Figura 19 – Gráfico Tempo de aquecimento até a ebulição pelo Coeficiente Convectivo



Fonte: Imagem gerada pelo autor.

De forma ampla, a baixos valores de velocidade dos ventos (menores valores de  $h$ ), o tempo que os fluidos levam para alcançar sua temperatura de ebulição é mais baixo do que a maiores valores de coeficiente convectivo para todos os fluidos.

É interessante notar que estes valores começam a obter mudanças significativas apenas a partir de  $30 - 40 W/m^2K$ , sendo quase constantes nos primeiros pontos. Este comportamento é bem claro nos fluidos Therminol 66 e Syltherm 800, que possuem comportamentos semelhantes, sendo o primeiro mais lento durante o processo. Enquanto isso para o fluido Therminol VP-01, o intervalo de tempo apresenta pouca diferença em função do coeficiente convectivo para atingir a temperatura de ebulição, sendo seu maior valor igual a  $22,282s$  e seu menor  $13,64s$ , uma variação de menos de  $9s$  entre estes dois pontos. A perda de calor por convecção para o meio ambiente para o Therminol VP-01 provavelmente é minimizada devidos aos menores valores de diferença de temperatura entre superfície e ambiente, já que o ponto de ebulição deste é menor.

# Conclusão

Neste trabalho foi realizada a análise numérica da difusão de calor para diferentes fluidos térmicos contidos em um tubo absorvedor, sendo esta análise em regime transiente com variação espacial do fluxo de calor bidimensional para uma geometria cilíndrica. A análise foi feita utilizando o software Matlab R2016b por meio do método das diferenças finitas. Em relação à análise de transferência de calor para os diferentes fluidos que foram utilizados no estudo dentre os três, claramente o Syltherm 800 é aquele que apresenta o maior potencial de ganho térmico, alcançando maiores valores de temperatura em um menor tempo, isto se deve muito as suas propriedades térmicas que demonstram que por não ser um exímio condutor de calor, é capaz de absorver melhor a energia, atingindo assim seu aquecimento de maneira mais rápida. Assim este provavelmente deveria ser o fluido escolhido para a criação do sistema proposto. Entretanto é importante ressaltar o que o fluido Therminol VP-01 pode trazer de benefícios. Este apresenta menores valores para ebulição, fazendo com que seja necessário o trabalho em valores menores do que é comumente alcançado por estruturas do tipo, mas quando se pensa em um CSP de baixo custo, que trabalhe em faixas de temperaturas menores, mas que possa trabalhar em um período de tempo maior, sobre condições mais diversas, apresentando uma temperatura de operação mais próxima possível da máxima, a pouca mudança dos resultados obtidos por este durante as diversas modificações realizadas neste trabalho, se apresenta como um fator muito interessante a ser estudado mais profundamente. Enquanto que o Therminol 66 falte algo que o destaque dos demais nas análises realizadas, uma pesquisa mais ampla sobre os fluidos permite perceber que este possui um valor mais baixo que os outros dois, tornando talvez este o mais viável quando se reúne o retorno térmico em relação ao dinheiro investido.

Outra observação retirada das análises é relativa à operação da estrutura. Como mostrado em valores mais baixos de fluxo térmico, a temperatura de ebulição não é alcançada, causando um problema em definições para a operação do sistema e operação de tempo fixo traria pontos onde o fluido seria aquecido a um valor muito mais baixo do que o essencial para seu funcionamento. A determinação da melhor maneira de se operar o sistema é dificultada pela falta de informações sobre isto na literatura, até em trabalhos como o da [Agência Internacional para as Energias Renováveis \(2012\)](#), onde são encontrados basicamente todos os dados técnicos comuns, falta nele algo relacionado ao tempo de operação comum para um CSP. Então a partir das análises feitas é possível propor uma maneira própria de se gerar o ciclo de aquecimento para as condições trazidas, esta consistiria na união dos dois métodos realizados aqui, fazendo uma análise da melhor temperatura alcançada em um tempo que não seja exarcebado para momentos do dia onde

a baixa irradiação faça com que seja difícil obter a temperatura de ebulição e o processo até ebulição normal para os valores maiores de temperatura. Outra possibilidade seria encontrar um valor abaixo do ponto de ebulição onde o ganho elétrico com a possibilidade da realização de mais ciclos seja superior ao obtido quando realizado o aquecimento total do sistema.

A análise do coeficiente convectivo demonstra que os fluidos e a estrutura descrita aqui apresentam a possibilidade de operação nas mais variadas situações de ventos, sendo limitadas apenas por possíveis danos que valores extremos podem causar no mecanismo construído. Novamente seus resultados corroboram ao que foi mostrado nas simulações anteriores, mostrando a vantagem do Syltherm 800 na relação temperatura-tempo aquecimento em comparação aos demais e a estabilidade do Therminol VP-01 durante as modificações dos parâmetros realizadas.

Como mostrado durante o processo, o comportamento obtido pelos resultados no regime transiente condizem com o que é esperado pela literatura para estudos com estas características tanto no ponto de vista matemático, ao se comparar a variação da temperatura pelo tempo, como pode ser visto no livro [Incropera et al. \(2015\)](#) e em outros sobre transferência de calor, quanto em relação aos perfis de temperatura gerados. Estes pontos são observados nos trabalhos de [Barros \(2018\)](#) e [Rodrigues \(2011\)](#). Isto nos faz afirmar que a simulação aparenta resolver fielmente as equações necessárias, permitindo assim a utilização deste em outras situações de interesse para a área de transferência de calor.

Sobre a situação descrita na simulação, é sempre importante ressaltar que ela não corresponde totalmente ao que é visto na estrutura real, o fluido estático dá lugar a um fluido em movimento constante que abre a necessidade do estudo de outros fenômenos e grandezas. Ainda assim é interessante a observação realizada como um projeto inicial de algo maior, a reprodução de um sistema desse tipo para viés experimental seria muito mais simples de ser realizado do que um sistema em movimentação que necessitaria a compra e instalação de bombas.

Através de tudo o que foi dito e apresentado neste trabalho chega-se à conclusão que a simulação criada atende todos os pontos requisitados para ser bem sucedida e é capaz de realizar previsões para o aquecimento de situações semelhantes e sugestões de parâmetros para futuras etapas para a criação de uma calha parabólica eficiente.

## 5 Propostas para trabalhos futuros

Gostaria de finalizar o trabalho apontando possíveis projetos futuros que podem ser realizados a partir do que foi feito aqui. O primeiro seria a construção de um experimento para a comparação com a simulação construída. Este processo seria simplificado devido a consideração de fluido estático, que não faria necessária a reconstrução de um modelo idêntico ao real, já que pelo fluido estar parado não existe necessidade de bombas que podem encarecer o projeto. Assim, apenas com um modelo da calha e um tubo pode realizar o aquecimento de um fluido qualquer e comparado depois utilizando o programa criado.

Outros projetos importantes partem do avanço deste trabalho inicial, em busca de uma simulação mais próxima do problema real, a adição de uma terceira dimensão espacial seria o primeiro passo lógico por ser o passo mais simples e direto de ser alcançado, mas acima de tudo o essencial seria a adição dos estudos mecânicos ao fluido. Ao se colocar a velocidade e o movimento nele, adiciona-se uma nova dimensão ao projeto, onde será necessária a resolução de equações mais complexas como a de Navier-Stokes e a equação geral de energia, que une todos os fenômenos que podem causar mudanças no sistema.

E por último o programa também pode ser modificado para a obtenção de perfis térmicos de diferentes metais, sujeitos por exemplo ao aquecimento em um forno, ou durante um processo de têmpera. Modificando as condições ambientais e de ganho de calor para o que se deseja e realizar nova discretização para o domínio desejado, que não necessariamente tem que ser um cilindro.

# Referências

- Administração de Informações sobre Energia dos EUA. *Primary energy exports by source*. 2017. Disponível em: <<https://www.eia.gov/totalenergy/>>. Acesso em: 10 mai. 2017. Citado na página 21.
- Agência Internacional para as Energias Renováveis. *Renewable Energy Technologies: Cost Analysis Series - Concentrated Solar Power*. [S.l.]: International Renewable Energy Agency, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 47 e 56.
- ANEEL. *Projeto estratégico: “Desenvolvimento da tecnologia nacional de geração heliotérmica de energia elétrica*. 2015. Citado na página 25.
- ANEEL. *Capacidade de Geração no Brasil*. 2017. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em: 10 mai. 2017. Citado 3 vezes nas páginas 16, 21 e 22.
- ARCE, P. et al. Overview of thermal energy storage (tes) potential energy savings and climate change mitigation in spain and europe. *Applied Energy*, v. 88, n. 8, p. 2764 – 2774, 2011. ISSN 0306-2619. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261911000857>>. Citado na página 23.
- BARROS, M. A. *ANÁLISE DO PERFIL DE TEMPERATURA DO TUBO ABSORVEDOR DE CONCENTRADORES SOLARES POR MEIO DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL*. 63 f. Monografia (Graduação) — Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro - Campus Macaé, Macaé, 2018. Citado 5 vezes nas páginas 37, 43, 48, 51 e 57.
- BILDIRICI, M. E.; GÖKMENOĞLU, S. M. Environmental pollution, hydropower energy consumption and economic growth: Evidence from g7 countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 75, p. 68 – 85, 2017. ISSN 1364-0321. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032116307122>>. Citado na página 22.
- Energia Heliotérmica. *O que é Energia Heliotérmica?* 2017. Disponível em: <<http://energiaheliotermica.gov.br/pt-br/energia-heliotermica/o-que-e-energia-heliotermica>>. Acesso em: 10 mai. 2017. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 25.
- FERMAC. *Têmpera - Processo de Tratamento Térmico*. 2011. Disponível em: <<http://tratamentotermico.com/tempera.html>>. Acesso em: 01 fev. 2017. Citado na página 29.
- IMHOFF, J. *Desenvolvimento de Conversores Estáticos para Sistemas Fotovoltaicos Autônomos*.: Dissertação de mestrado apresentada à escola de engenharia elétrica da universidade federal de santa maria. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 16 e 22.
- INCROPERA, F. P. et al. *Fundamentos da Transferência de Calor e Massa*. New York: John Wiley & Sons, Inc, 2015. ISBN 978-85-216-2504-9. Citado 9 vezes nas páginas 26, 27, 29, 31, 32, 33, 37, 54 e 57.

Instituto de Energia e Transporte. *Potencial Solar Fotovoltaico nos Países Europeus*. 2017. Disponível em: <[http://re.jrc.ec.europa.eu/pvg\\_download/map\\_index.html](http://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_download/map_index.html)>. Acesso em: 23 jan 2018. Citado na página 21.

KALOGIROU, S. A. *Solar Energy Engineering*. EUA: Elsevier, 2009. ISBN 9780123972705. Citado 2 vezes nas páginas 26 e 27.

KINCAID, D.; CHENEY, W. *Numerical Analysis: Mathematics of Scientific Computing*. [S.l.]: Brooks/Cole Publishing Company, 1996. Citado na página 34.

KREITH, F.; BOHN, M. S. *Princípios da Transferência de Calor*. São Paulo: Editora Edgar Bulcher, 1977. ISBN 8522102848. Citado 2 vezes nas páginas 27 e 31.

LODI, C. *Perspectivas para a geração de energia elétrica no Brasil utilizando a tecnologia solar térmica concentrada*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro/Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia, Rio de Janeiro, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 16 e 26.

MALAGUETA, D. C. *Geração Heliotérmica: Princípios e Tecnologias*. Rio de Janeiro: [s.n.], 2012. Citado 2 vezes nas páginas 26 e 27.

PADILLA, R. V. et al. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. *Applied Energy*, v. 88, n. 12, p. 5097 – 5110, 2011. ISSN 0306-2619. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261911004570>>. Citado na página 17.

PEREIRA, E. B. et al. *Atlas Brasileiro de Energia Solar*. São José dos Campos: INPE, 2006. ISBN 85-17-00030-7. Citado 2 vezes nas páginas 16 e 20.

PORFIRIO, A. C. S.; CEBALLOS, J. C. Um método de estimativa de irradiação solar direta normal a partir de imagens de satélite geoestacionário: resultados preliminares. *XVI Simpósio Brasileiro de Sensoriamento Remoto*, 2013. Disponível em: <<http://www.dsr.inpe.br/sbsr2013/files/p1520.pdf>>. Citado na página 25.

QUOILIN, S. et al. Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, v. 31, n. 14, p. 2885 – 2893, 2011. ISSN 1359-4311. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111002663>>. Citado na página 24.

Renewable Power News. *DII GmbH, a radical emerge and initiative for Sustainable Solar Energy*. 2009. Disponível em: <<http://www.renewablepowernews.com/archives/422.>> Acesso em: 24 jan. 2018. Citado na página 25.

RODRIGUES, L. J. *Análise transiente da transferência de calor em um tubo através do método das diferenças finitas*. 25 f. Monografia (Graduação) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011. Citado 5 vezes nas páginas 34, 47, 48, 51 e 57.

SORIA, R. et al. Hybrid concentrated solar power (csp)–biomass plants in a semiarid region: A strategy for csp deployment in brazil. *Energy Policy*, v. 86, p. 57 – 72, 2015. ISSN 0301-4215. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301421515002463>>. Citado 2 vezes nas páginas 17 e 23.

THOMÉ, V. From finite differences to finite elements. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, v. 128, n. 1, p. 1 – 54, 2001. ISSN 0377-0427. Numerical Analysis 2000. Vol. VII: Partial Differential Equations. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0377042700005070>>. Citado na página 34.

TN Sustentável. *Energia heliotérmica, mais uma opção entre renováveis*. 2015. Disponível em: <<http://www.tnsustentavel.com.br/noticia/9939/energia-heliotermica-mais-umaopcao-entre-renovaveis>>. Acesso em: 24 jan 2018. Citado na página 23.

TZIVANIDIS, C. et al. Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic trough collector. *Case Studies in Thermal Engineering*, v. 6, p. 226 – 237, 2015. ISSN 2214-157X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X15300198>>. Citado na página 51.

UCSUSA. *Environmental Impacts of Hydroelectric Power*. 2017. Disponível em: <[https://www.ucsusa.org/clean\\_energy/our-energy-choices/renewable-energy/environmental-impacts-hydroelectric-power.html.WwWih4gvzIU](https://www.ucsusa.org/clean_energy/our-energy-choices/renewable-energy/environmental-impacts-hydroelectric-power.html.WwWih4gvzIU)>. Acesso em: 23 mai. 2018. Citado na página 22.

VIANA, T. de S. *Potencial de geração de energia elétrica com sistemas fotovoltaicos com concentrador no Brasil*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010. Citado na página 24.

ZHANG, H. et al. Thermal energy storage: Recent developments and practical aspects. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 53, p. 1 – 40, 2016. ISSN 0360-1285. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360128515300149>>. Citado na página 23.

# Apêndices

# APÊNDICE A – Algoritmo da Simulação

```

ro = ;
k = ;
cp = ;
r = 0.02415;
Tamb = 303.15;
h = 50;
q = ;
t=0;
a=k/(ro*cp);
c=303.15;
M = 10;
N = 30;
dr = 0.002415;
dt = 0.001;
d=1
L= Tamb*ones(M,N);
T= Tamb*ones(M,N+2);
while (t<500)
Fo = (a*dt)/dr2);
Bi = (h*dr)/k;
for i=1
for j=1:N
dphi= 2*pi/N;
if (j>=17) && (j<=28)
L(i,j) = (2*Fo*(T(2,j+1)+(Bi*Tamb)+((Bi/h)*q)))+T(i,j+1)*(1-2*Fo-2*Bi*Fo);

```

```

else
L(i,j) = (2*Fo*(T(2,j+1)+(Bi*Tamb)))+T(i,j+1)*(1-2*Fo-2*Bi*Fo);
end
end
end
for i=2:M-1
for j=1:N
dphi= 2*pi/N;
L(i,j) = (Fo*(T(i-1,j+1)+T(i+1,j+1)))+((1-(2*Fo))*T(i,j+1))+((a*dt)/(r^2*dphi^2))*
(T(i, j + 2) - 2 * T(i, j + 1) + T(i, j));
end
end
for i=M
for j=1:N
dphi= 2*pi/N;
L(i,j) =(Fo*(T(i-1,j+1)+c))+((1-(2*Fo))*T(i,j+1))+(a*dt/(r^2 * dphi^2)) * (T(i, j +
2) - 2 * T(i, j + 1) + T(i, j));
end
end
for i=1:M
for j=2:N+1
T(i,j) = L(i,j-1);
end
end
for i=1:M
for j=1
T(i,1)=L(i,N);
end
end
for i=1:M

```

```
for j=N+2
T(i,N+2)=L(i,1);
end
end
c1=Fo*(4*(sum(T(M,1:N))/N)+((1/Fo)-4)*c);
c=c1;
t=t+dt;
Tmax(d)= L(1,23);
d = d+1;
end
fileID= fopen('T.dat','w');
fprintf(fileID,'
for i=1:M
for j=1:N
x = dr*(11-i)*cos(j*dphi);
y = dr*(11-i)*sin(j*dphi);
fprintf(fileID,'
end
end
fclose(fileID);
plot(Tmax)
```