

Monografia de Graduação

Geração de Potência com Concentradores Fresnel e Gás Natural

José Lopes da Silva Junior

Natal, fevereiro de 2016



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

GERAÇÃO DE POTÊNCIA COM CONCENTRADORES FRESNEL E GÁS NATURAL

JOSÉ LOPES DA SILVA JUNIOR

Prof. Dr. Eng. Gabriel Ivan Medina Tapia _____
Universidade Federal do Rio Grande do Norte – Orientador

NATAL, fevereiro de 2016.

Dedicatória

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, por ser essencial em minha vida, autor de meu destino, meu guia, socorro presente na hora da angústia, ao meu pai José Lopes da Silva, minha mãe Maria da Piedade Santiago da Silva e aos meus irmãos.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser concluído sem a ajuda de diversas pessoas as quais presto minha homenagem.

Primeiramente a Deus que permitiu que tudo isso acontecesse, ao longo de minha vida, e não somente nestes anos como universitário, mas que em todos os momentos é o maior mestre que alguém pode conhecer.

A Universidade Federal do Rio Grande do Norte, pela oportunidade de fazer o curso.

Ao Prof. Dr. Eng. Gabriel Ivan Medina Tapia pela oportunidade e apoio na elaboração deste trabalho.

Aos meus pais e familiares, pelo amor, incentivo e apoio incondicional.

Aos meus colegas João Gutemberg Barbosa de Farias Filho e Gabriel da Silva Lima pelo suporte na parte de computação numérica e simulações necessárias para a realização desse trabalho.

Aos meus demais amigos e colegas que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

E, em especial, a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) e a PETROBRAS, que junto com a comissão gestora do PHR-14 contribuíram financeiramente para a realização deste projeto.

Resumo

O sistema Refletor Linear Fresnel (RLF) é uma tecnologia promissora, que concentra a energia solar, que é caracterizado por ser potencialmente mais econômico comparado a outras tecnologias de captação de energia solar, e que utiliza áreas menores de solo ocupado. No sistema RLF, um conjunto de espelhos heliostatos reflete a luz solar, concentrando-a em um dispositivo estacionário de captação que consiste em um conjunto de tubos retos paralelos dentro de uma cavidade trapezoidal, que recebe o fluxo de energia solar a partir dos espelhos localizados no nível do solo, aumentando a temperatura do fluido que passa através dos tubos. O foco neste trabalho foi realizar uma análise térmica em regime estacionário e em regime transiente do concentrador Fresnel. Na análise em regime estacionário desenvolveu-se o equacionamento e a simulação de diferentes parâmetros do sistema RLF com o auxílio de ferramentas computacionais para resolução das equações diferenciais, resultado do balanço térmico. O modelo desenvolvido permite simular a variação da temperatura do fluido e o comportamento de outros parâmetros para diferentes condições de incidência da radiação solar. Na análise em regime transiente o equacionamento desenvolvido permitiu a criação de um algoritmo para otimização da irradiância de projeto. Na análise evidenciaram-se pontos que podem ser usados para desenvolver um melhor sistema de RLF e estimar a eficácia desse tipo de sistema na geração de energia elétrica por meio dos ciclos termodinâmicos de geração de potência. Os resultados obtidos através das simulações e dos estudos sobre o tema tornou possível compreender o comportamento do fluido de trabalho para diferentes condições de incidência da radiação, e suas implicações, além de possibilitar o vislumbre da viabilidade do sistema RLF para produção de eletricidade.

Palavras-chave: RLF, Energia Solar, Transferência de calor.

Abstract

The Linear Fresnel Reflector (LFR) system is a promising technology that concentrates solar energy that is characterized by potentially be more economical compared to others similar technologies as well as using smaller areas of occupied land. In LFR system a set of heliostats mirrors reflects sunlight focusing it into a stationary absorber that consists in a set of parallel tubes inside a trapezoidal cavity that receives the flow of solar energy from the mirrors below it increasing the temperature of the fluid that passes through the tubes. The focus of this paper is to perform a Steady State and Transient thermal analysis of Fresnel concentrator. In this perspective, this study, to carry out the thermal analysis, equations are developed and the simulation of different system parameters with the assistance of computational tools to solve the differential equations, resulting from thermal balance and to determine the optimum design irradiation to LFR system. The developed model allows to simulate the variation of the fluid temperature and other parameters for different conditions of solar radiation. The analysis showed great working points that can be used to develop a better LFR system and show the effectiveness of this kind of system in generating electricity through thermodynamic power cycles. The results obtained through simulations and studies about the subject made it possible to understand the bulk fluid behavior for different irradiation conditions, and their proper implications, have also shown the feasibility of the LFR system for producing electricity.

Keywords: LFR, Solar Energy, Heat Transfer.

Lista de Ilustrações

Figura 1.1 - Modelo do absorvedor com seus mecanismos de perda de calor _____	2
Figura 2.1 – Sistema RLF típico _____	7
Figura 2.2 - Esquema do sistema solar de geração de potência _____	9
Figura 2.3 - Mecanismos de perda de calor dentro da cavidade do absorvedor _____	11
Figura 2.4 - Esquema do modelo unidimensional utilizado _____	12
Figura 3.1 - Dados para Natal obtidos no RADIASOL _____	14
Figura 3.2 - Radiação solar incidente na cidade de Natal _____	15
Figura 3.3 - Configuração do sistema RLF _____	16
Figura 3.4 - Esquema do sistema de geração de potência _____	24
Figura 3.5 - Curva Irradiância x Tempo de operação típica _____	28
Figura 3.6 - Irradiância efetiva x duração _____	30
Figura 4.1 - Coeficiente global de perda de calor VS. Temperatura da parede externa do tubo _____	32
Figura 4.2 - Temperatura do fluido de trabalho vs. Comprimento do tubo _____	33
Figura 4.3 - Título vs. Comprimento do tubo _____	33
Figura 4.4 (a) - Título vs. Comprimento do tubo, L=340 m _____	34
Figura 4.4 (b) - Título vs. Comprimento do tubo, L=420 m _____	35
Figura 4.5 - Queda de pressão vs. Comprimento do tubo _____	36
Figura 4.6 - Fluxo de perda de calor vs. Comprimento do tubo _____	36

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Especificações propostas do sistema RLF.....	17
Tabela 3.2 - Dados para simulação da seção 3.3	31
Tabela 4.1 - Resultados das iterações	37

Lista de símbolos

a	Parâmetro da equação de linha de Williams, W
A_{cg}	Área da superfície da cobertura de vidro, m ²
A_p	Área da superfície do absorvedor normal a cavidade, m ²
A_r	Área do refletor, m ²
b	Parâmetro da equação de linha de Williams, J/kg
c	Calor específico, J/kg K
c_p	Calor específico a pressão constante, J/kg K
D	Profundidade da cavidade, m
d_i	Diâmetro interno do tubo, m
d_o	Diâmetro externo do tubo, m
DNI	Irradiação Normal Direta, W/m ²
E	Energia de saída específica, W h/m ²
E_D	Energia de saída específica de projeto, W h/m ²
edo	Equação diferencial ordinária
f	Fator de atrito
g	Aceleração da gravidade, m ² /s
Gr	Número de Grashof
h_{co}	Coef. de transferência de calor por convecção entre cobertura e ar, W/m ² K
h_{cp}	Coef. de transferência de calor por convecção entre tubo e cobertura, W/m ²
h_l	Coef. de transferência de calor interno por convecção, W/m ² K
h_{ro}	Coef. de transferência de calor por radiação entre cobertura e ar, W/m ² K
h_{rp}	Coef. de transferência de calor por radiação entre tubo e cobertura, W/m ² K
i	Entalpia, J/kg K

I	Irradiância incidente efetiva, W/m ²
I_C	Irradiância incidente mínima (limite), W/m ²
I_D	Irradiância incidente de projeto, W/m ²
k_a	Condutividade térmica do ar, W/m K
k_{gw}	Condutividade térmica da lã de vidro, W/m K
k_s	Condutividade térmica do sólido (tubo), W/m K
L	Comprimento do absorvedor (tubos), m
l	espessura da parede, m
L_c	Comprimento característico da cavidade absorvedora (parede lateral), m
L_{co}	Comprimento característico da cobertura de vidro, m
L_T	Perda total na turbina, W/m ²
\dot{m}	Fluxo de massa, kg/s
\dot{m}_{cl}	Fluxo de massa no coletor, kg/s
\dot{m}_D	Fluxo de massa de projeto, kg/s
N_{Rc}	Parâmetro de interação radiação-condução
n_t	Número de tubos
Nu_c	Número de Nusselt para transferência de calor por convecção
Nu_R	Número de Nusselt para transferência de calor por radiação
p	Pressão, Pa
P	Perímetro do tubo, m
Pr	Número de Prandtl
$\dot{Q}_{abs,rec}$	Taxa de calor absorvido no receptor, W
\dot{Q}_{inc}	Taxa de calor incidente, W

\dot{Q}_{gain}	Taxa de calor ganha no coletor, W
$\dot{Q}_{loss,rec}$	Taxa de calor perdido no receptor, W
q''_{in}	Fluxo de entrada de calor, W/m ²
q''_{loss}	Fluxo de perda de calor, W/m ²
Re	Número de Reynolds
T_a	Temperatura ambiente, K
T_c	Temperatura da placa fria/cobertura de vidro, K
T_f	Temperatura do fluido de trabalho, K
T_h	Temperatura da placa quente/tubo, K
T_i	Temperatura de entrada do fluido, K
T_o	Temperatura de saída do fluido, K
T_p	Temperatura média do tubo absorvedor, K
T_R	Razão de temperatura
U	Coefficiente global de perda de calor, W/m ² K
U_{L1}	Coefficiente global de perda de calor por convecção e radiação, W/m ² K
U_{L2}	Coefficiente global de perda de calor por radiação, W/m ² K
\dot{W}	Potência de saída da turbina efetiva, W
\dot{W}_D	Potência de saída da turbina de projeto, W
\dot{W}_{min}	Potência de saída da turbina mínima, W
y	Fração de perda de potência interna na turbina

Símbolos Gregos

β	Coefficiente de expansão térmica, °C ⁻¹
Δ	Diferença

ε_h	Emissividade da superfície da placa quente da cavidade
ε_c	Emissividade da superfície da placa fria da cavidade
ε_b	Emissividade da superfície da parede direita da cavidade
ε_d	Rugosidade superficial
ε_t	Emissividade da superfície da parede esquerda da cavidade
ρ	Massa específica do fluido, kg/m ³
η_{col}	Eficiência do coletor
η_{ot}	Eficiência ótica do sistema
η_{is}	Eficiência isentrópica da turbina
μ	Viscosidade dinâmica do fluido, N s/m ²
θ_n	Ângulo entre os espelhos e o eixo, °
$\tau\alpha$	Coeficiente de transmissividade e absortividade
γ	Fator de solidez
ρ_g	Refletividade dos espelhos
σ	Constante de Stefan-Boltzman, 5,667x10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴
ν	Viscosidade cinemática, m ² /s

Sumário

Dedicatória	i
Agradecimentos	ii
Resumo.....	iii
Abstract	iv
Lista de Ilustrações.....	v
Lista de Tabelas.....	vi
Lista de símbolos.....	vii
1 Introdução.....	1
2 Fundamentação teórica.....	5
2.1 Radiação Solar.....	5
2.2 Concentradores Fresnel e Geração de Potência	6
2.3 Análise Matemática e Termodinâmica do Concentrador	10
3 Metodologia.....	14
3.1 Descrição da Configuração do Sistema.....	15
3.2 Modelo Matemático	17
3.2.1 Análise da Perda de Calor na Cavidade	17
3.2.2 Análise do Fluxo Convectivo no Absorvedor	20
3.2.3 Otimização da Irradiância Solar	23
3.3 Procedimento de Solução	29
4 Resultados e Discussões	32
5 Conclusões.....	38
6 Referências	40
7 Anexos.....	43

1 Introdução.

Na década de 60, começou-se a pensar em usar o sol como fonte energética, diversos métodos de obtenção de eletricidade a partir da energia proveniente do sol foram desenvolvidos nos últimos anos e vários projetos foram executados em diversas partes do planeta; dentre os estudados destacam-se dois: os painéis fotovoltaicos e a tecnologia concentradora de calor, sendo esta última o foco da presente pesquisa por ter um custo potencial mais baixo, bem como ocupação menor de espaço, quando comparada às demais, apesar de ser uma tecnologia ainda incipiente.

Em 1822 Augustin Jean Fresnel inventa as lentes que levam seu nome, um projeto que possibilita a construção de lentes mais leves, com menor utilização de material e características essenciais, como distância focal similar às lentes comuns, porém sendo as suas mais econômicas.

O primeiro refletor Fresnel foi desenvolvido por Giorgio Francia em 1961 (Burbidge *et al.*, 2006) na Universidade de Gênova. Com seu sistema foi comprovado que temperaturas elevadas poderiam ser alcançadas. Em 1964, Francia prototipou e patenteou na Itália o primeiro coletor linear Fresnel com eficiência considerável (Silvi, 2009).

Di Canio *et al* (1979) elaborou um relatório financiado pelo Departamento de Energia dos EUA, em 1970, em que mencionam a tecnologia dos coletores Fresnel e indicou tratar-se de uma tecnologia economicamente viável, aumentando assim a visibilidade e, conseqüentemente, o fomento financeiro a projetos com base nessa tecnologia.

Em 1933 Pesquisadores da Universidade de Sydney desenvolveram o primeiro Compact Linear Fresnel Reflector (CLFR), patenteando-o em 1995. Em 1999 melhoraram seu desenho do dispositivo pela introdução do absorvedor avançado. Em 2003 seu conceito foi estendido à geometria 3D.

Os sistemas de geração de potência com concentradores solares (Concentration Solar Power – CSP) convertem energia térmica em elétrica por meio de um processo indireto, que requer uma área relativamente grande de espelhos para convergir os raios solares em um receptor, onde há um fluido de trabalho que por sua vez, é aquecido até altas temperaturas, sendo esse fluido empregado em um ciclo termodinâmico diretamente, ou servindo para trocar calor com outro fluido que possa participar do ciclo e gerar eletricidade (Zhu *et al.* 2013).

O sistema RLF é uma tecnologia de concentração de energia solar – CES, (ou CSP da sigla em inglês), que converte energia solar em eletricidade através de um processo indireto. A tecnologia RLF tem diversas vantagens com relação a outros sistemas CES, como o sistema de concentradores solares parabólicos, tais como baixo custo de montagem e de manutenção, baixo custo dos suportes estruturais e dos refletores, menores áreas de terra ocupadas pelos campos de concentração solar (Cau e Cocco, 2014), além de outras vantagens.

O sistema RLF consiste em um conjunto de espelhos planos que refletem a radiação solar incidente, focando-a em um absorvedor fixo que consiste em um conjunto de tubos paralelos dentro de uma cavidade trapezoidal. O modelo do absorvedor com seus mecanismos de perda de calor são mostrados na Fig. 1.1. O ar contido dentro da cavidade trapezoidal, na área externa aos tubos, não está em contato com o ambiente devido à cobertura de vidro abaixo do receptor. O fluido de trabalho escoia através dos tubos dentro da cavidade e absorve calor dos raios solares refletidos pela superfície do sistema RLF. O fluido aumenta sua temperatura devido ao calor absorvido e depois é entregue ao ciclo termodinâmico de geração de potência, normalmente um Ciclo de Rankine ou Ciclo de Rankine Orgânico (CRO), ou troca calor com o fluido que terá essa função.

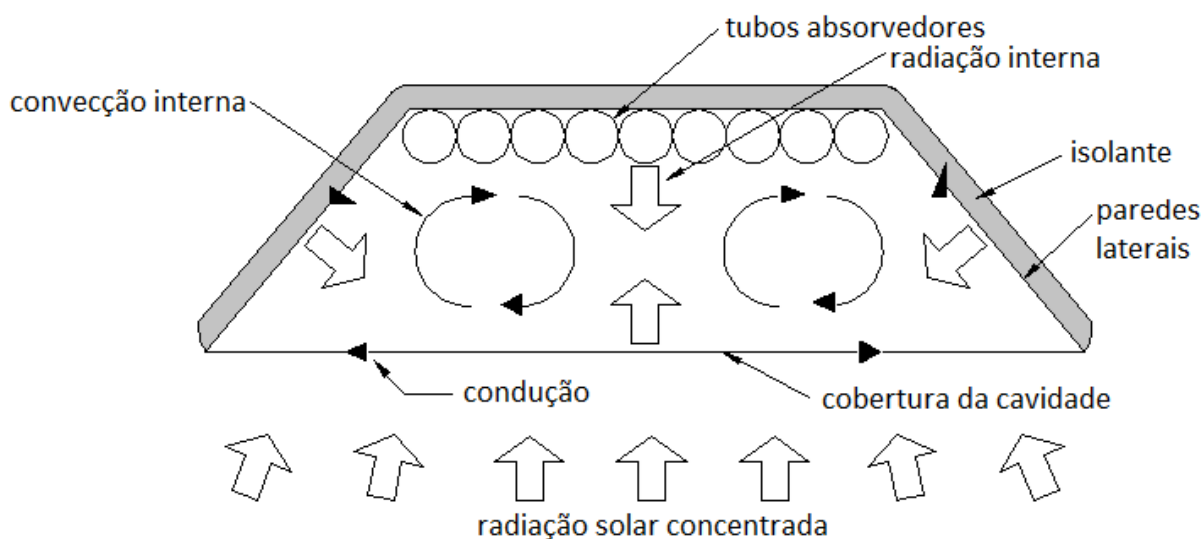


Figura 1.1. Modelo da seção do absorvedor com seus mecanismos de perda de calor.

No sistema RLF, cada espelho possui uma inclinação, com seu respectivo sistema de orientação em relação ao sol, alinhados na direção Norte-Sul, permitindo seguir o caminho do Sol de leste a oeste e refletir a radiação solar no mesmo ponto, o absorvedor, de forma eficiente, durante todo o período de disponibilidade de luz solar.

São diversas as aplicações possíveis para o sistema RLF, pelo fato de aquecer um fluido de trabalho, como a água, ele pode ser utilizado desde aquecimento de água para processos na indústria alimentícia, até diversas aplicações onde se utilize vapor, incluindo a geração de eletricidade através de um ciclo termodinâmico, sendo esse último a destinação do sistema objeto de estudo desse trabalho.

Para geração de energia elétrica, onde são necessárias temperaturas elevadas, o sistema RLF tem um baixo custo comparado a outros sistemas de concentração solar, possuindo também melhor confiabilidade. Outra característica desse sistema é que a recepção de energia para geração de potência é a maior por unidade de área ocupada, que é um fator preponderante para países que possuem baixa disponibilidade de áreas de terra para instalação das usinas de geração de potência.

Sabe-se que a maior parte da matriz energética brasileira é hidráulica. Porém o racionamento de energia ocorrido em 2001 devido à falta de chuvas e, mais recentemente, o preço mais alto da produção de eletricidade devido a utilização das termoelétricas, levaram a um maior incentivo a participação de fontes alternativas renováveis de energia. Dentre as fontes renováveis de energia, a solar apresenta-se como uma das mais promissoras para o Brasil, já que a maior parte do seu território localiza-se próximo a linha do equador, o que acarreta em uma disponibilidade de radiação solar por um maior período de tempo durante o dia. Uma vez que o Rio Grande do Norte tem um dos maiores índices de incidência de radiação solar do território brasileiro, o estado é uma opção atrativa aos investimentos nesse setor.

A energia solar é de extrema relevância por apresentar mais uma alternativa energética em um mundo com uma demanda crescente de energia. Assim, reduções em seu custo, bem como área utilizada pelas suas usinas, são de extremo interesse para otimizar a obtenção dessa energia. Dessa forma, para solucionar esses problemas torna-se pertinente a aplicação da tecnologia RLF em que os espelhos utilizados são planos ou levemente curvados, o que diminui o custo e a logística de fabricação, também são mais compactos evitando regiões de sombra e bloqueio entre eles e diminuindo a área utilizada. Outro ponto a favor é que a tecnologia RLF possui um custo bem menor quando comparada a outras tecnologias de concentração solar como os refletores parabólicos, além de possuir uma maior razão de energia produzida por área de terra ocupada, necessitando de menores áreas de terra para geração de potência do que outras tecnologias disponíveis. Dessa forma pode-se perceber a grande importância deste tema para produção de energia de forma mais econômica, compacta

e limpa, sendo relevante para indústria do petróleo e gás natural como uma alternativa promissora para o uso das usinas termoeletricas que possuem um custo elevado de produção de eletricidade.

O objetivo principal deste trabalho é a modelação matemática e termodinâmica em regime estacionário e em regime transiente de um sistema de geração de potência usando concentradores tipo Fresnel conjugados a um sistema auxiliar de gás natural.

Tem-se por objetivo específico neste trabalho realizar a análise termodinâmica do concentrador Fresnel em regime estacionário e em regime transiente, por meio da simulação computacional do equacionamento desenvolvido para o sistema. Para tanto, foi realizado um estudo dos concentradores Fresnel e sistemas solares de geração de potência, a proposição de um sistema RLF utilizado nas simulações, a análise da perda de calor na cavidade, a análise do fluxo convectivo dentro dos tubos, a análise em regime transiente para determinação da irradiância de projeto ótima e, por fim, a análise dos resultados obtidos nas simulações computacionais.

Neste trabalho, realizou-se uma análise térmica nos tubos absorvedores do sistema RLF, considerando-se vários parâmetros termodinâmicos do sistema em diferentes condições de incidência de radiação solar, dentre eles a variação da temperatura do fluido de trabalho ao longo do comprimento do tubo absorvedor e a queda de pressão no sistema. Também foi discutido o fluxo convectivo de ebulição ao longo de tubos longos, retos e ininterruptos, em estado estacionário. Por fim, uma análise em regime transiente foi realizada para determinar o valor de irradiância de projeto ótima para operação de um campo solar térmico com RLF.

Para simular a variação dos parâmetros do sistema sob diferentes condições de incidência de radiação solar, foi desenvolvido um modelo levando-se em conta a variação do fluxo de calor líquido ao longo do comprimento do tubo. Foi implementado o equacionamento, por meio da análise termodinâmica do sistema, que foi utilizado para obter as simulações nas condições descritas acima, utilizando-se softwares computacionais para resolução numérica das equações envolvidas.

Por meio das simulações, foi possível compreender melhor o comportamento do sistema RFL, e dos parâmetros que afetam seu desempenho, possibilitando o aprimoramento dos projetos, visando atingir uma menor perda de calor no absorvedor e aumentar a eficiência do sistema como um todo.

2 Fundamentação Teórica

Um estudo sobre a radiação solar e como utiliza-la para produção de eletricidade através das tecnologias de concentração de energia solar, em especial o sistema de concentradores lineares Fresnel, é importante para entender o trabalho aqui desenvolvido.

2.1 Radiação Solar

O sol é uma esfera de gases à altíssima temperatura com um diâmetro de aproximadamente $1,39 \times 10^9$ m distante cerca de $1,5 \times 10^{11}$ m da Terra, temperatura de corpo negro atinge aproximadamente 5777 K, enquanto a temperatura na região central interna é estimada entre 8×10^6 e 40×10^6 K, e uma densidade de aproximadamente 100 vezes a da água. A energia produzida em seu interior é transferida à superfície e irradiada ao espaço, em uma sucessão de processos radiativos e convectivos acompanhados de emissão, absorção e radiação.

A energia gerada e irradiada pelo Sol abrange uma vasta faixa do espectro eletromagnético, do qual a luz visível compõe uma pequena parte. Porém essa pequena faixa é responsável pela maior parte do calor produzido e que mantém a vida na Terra. A porção menor do calor gerado é proveniente da onda de infravermelho do espectro e da parte final da radiação ultravioleta. Contudo, esse último segmento não atinge os coletores solares visto que é absorvida pela atmosfera. A radiação solar que atinge a Terra anualmente é de $1,5 \times 10^{18}$ kWh, sendo essa energia responsável pela dinâmica da atmosfera e pelo clima terrestre. Além disso, parte dessa energia pode ser utilizada para geração de eletricidade.

A radiação emitida pelo Sol e sua relação espacial com a Terra resulta em uma intensidade aproximadamente constante de radiação solar incidente no planeta. A constante solar G_{sc} é a energia solar recebida por unidade de tempo em uma unidade de área de uma superfície perpendicular a direção de propagação da radiação. $G_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$.

Algumas equações que descrevem o comportamento da radiação solar incidente serão mostradas a seguir. A radiação solar incidente em um plano horizontal fora da atmosfera é obtida matematicamente por:

$$G_0 = G_{sc} \left(1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365}\right) (\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta) \quad (2.1)$$

Sendo:

Φ Latitude: localização angular a norte ou ao sul da linha do equador (onde norte é positivo). $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$

δ Declinação: posição angular do sol ao meio dia (isto é, quando o sol está localizado no meridiano local) com relação ao plano do equador (onde norte é positivo). $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$

ω Ângulo de hora: Ângulo de deslocamento do sol de leste a oeste do meridiano local devido a rotação axial da Terra a 15° por hora, de manhã negativo, de tarde positivo.

Integrando-se a equação (2.1) é possível obter a radiação solar por hora:

$$H_0 = \frac{G_{sc}}{\pi} \left(1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365}\right) x \left(\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \frac{\pi W_s}{180} \sin \phi \sin \delta\right) \quad (2.2)$$

Sendo:

$$W_s = \arccos(-\tan \phi \tan \delta) \quad (2.3)$$

A declinação pode ser encontrado pela equação de Cooper (1969):

$$\delta = 23,45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (2.4)$$

Sendo n é o dia do ano.

2.2 Concentradores Fresnel e Geração de Potência

Os sistemas de geração de potência através do uso da radiação solar, conhecidos como CSP (Concentration Solar Power, da sigla em inglês) são meios de transformar a radiação solar em energia elétrica por meio de um processo indireto. As tecnologias CSP concentram a luz solar em uma região relativamente pequena (absorvedor); o fluido de trabalho dentro do absorvedor é aquecido pela radiação solar. Então esse fluido à temperatura elevada pode ser utilizado diretamente em um ciclo de geração de potência, como o ciclo Rankine, ou pode trocar calor com outro fluido que por sua vez fará parte do ciclo de geração de potência.

Existem quatro tipos de tecnologias CSP (Mills, 2004): calha parabólica, Fresnel linear, central-recebedor e prato/motor. Os três primeiros são frequentemente combinados a um ciclo de escala útil de geração de potência, como o ciclo Rankine a vapor, para produzir

eletricidade que pode ser potencializado com o uso de um sistema de armazenamento térmico para aumentar a disponibilidade de energia da usina de energia solar (Zhul *et al.*, 2013).

As tecnologias Fresnel linear e calha parabólica foram as únicas que se mostraram economicamente viáveis para produção de eletricidade em grande escala (Price *et al.*, 2002), tendo a primeira algumas vantagens em relação a outra. No sistema RLF (Refletor Linear Fresnel), uma matriz de espelhos concentra a radiação solar em um absorvedor estacionário suspenso sobre o conjunto de espelhos. Cada espelho é inclinado em um ângulo tal que os raios solares incidentes sejam sempre refletidos para o absorvedor. Os espelhos são instalados no nível do solo, o que diminui a sollicitação estrutural devido à carga dos ventos, e seguem o caminho aparente do sol por um eixo axial rotativo. Dentro do absorvedor existe um ou mais tubos que transportam o fluido de transferência de calor que é aquecido pela radiação solar concentrada. Um sistema RLF típico é representado na Fig. 2.1.

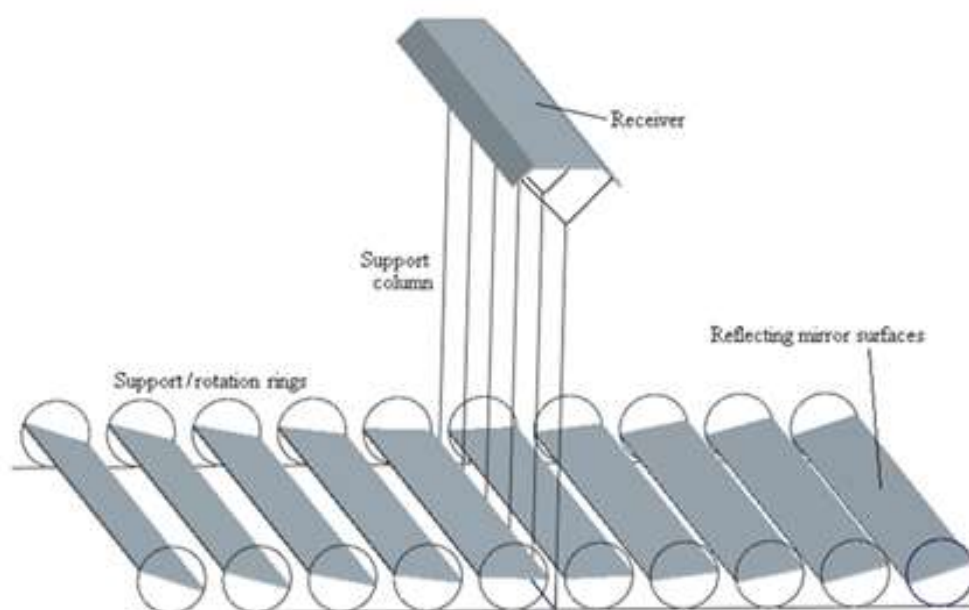


Figura 2.1. Sistema RLF Típico (fonte:<
<https://newenergyportal.wordpress.com/2009/11/27/compact-linear-fresnel-reflector/>>)

Os raios solares refletidos pelos espelhos são direcionados para a cavidade do absorvedor, onde estão contidos tubos por onde o escoamento do fluido de trabalho passa, então a radiação solar aquece esse fluido ao longo do comprimento do absorvedor, atingindo a temperatura necessária para ser utilizado diretamente em um ciclo de geração de potência ou então trocar calor com outro fluido.

Um dos dispositivos mais importantes no sistema RLF é o absorvedor. A perda de calor do absorvedor ocorre por um mecanismo complexo, que inclui transferência de calor por radiação, convecção e condução. Visando avaliar o problema foi realizado um estudo por Larsen *et al* (2012) em que foi utilizado um protótipo de um absorvedor, com 1,4m de comprimento instalado em laboratório, e realizada simulação térmica em regime permanente realizada com o software Energyplus. Com base nas medidas, foi identificado um gradiente de temperatura estável na porção superior da cavidade e uma zona convectiva abaixo dela. Observou-se que para uma temperatura em torno de 200 °C, cerca de 91% do calor transferido ao ambiente ocorre por radiação.

Gunther (2012) listou as vantagens e desvantagens da tecnologia linear Fresnel em relação aos coletores de concha parabólicos. Como desvantagens, os coletores Fresnel não possuem somente perdas cosseno longitudinais, mas transversais também, ao contrário dos receptores parabólicos, que têm somente perdas longitudinais. Outra desvantagem é o fato de as fileiras paralelas de espelhos fazerem sombra umas nas outras para altos ângulos de incidência transversal e também bloqueiam parte da radiação refletida em altos ângulos de incidência transversal. Além disso, é impossível alcançar a inclinação perfeita dos espelhos devido a variação do ângulo de incidência durante todo o dia; porém, já existem estratégias para minimizar esse problema, como a utilização de refletores secundários e/ou aumento da quantidade de tubos absorvedores para aumentar o “alvo” da radiação.

Ainda segundo Gunther (2012), tem-se como vantagens da tecnologia linear Fresnel em relação aos coletores de concha parabólicos o fato dela possuir um receptor fixo, que implica em não precisar de juntas de pressão móveis; também permite utilizar coletores e tubos absorvedores de grandes comprimentos, radiação incidente no absorvedor é aproximadamente constante e o dispositivo pode funcionar mais facilmente em geração direta de vapor, o que por si só já traz muitas vantagens. Outra vantagem é a utilização de coletores de espelhos planos e finos, o que traz diversas vantagens em relação aos custos de manufatura, à instalação e à manutenção. Além disso, os coletores Fresnel utilizam tubos simples com uma cobertura seletora, o que reduz o custo e evita a necessidade de isolamento a vácuo.

Singh *et al*. (2010) testaram quatro diferentes absorvedores de cavidade trapezoidal com tubos de seções retangulares e circulares. Duas superfícies absorvedoras foram comparadas, uma coberta com uma tinta preto fosco comum e outra com uma superfície seletiva preta de níquel. Com base nos dados experimentais os autores mostraram que a

eficiência térmica do dispositivo solar com tubos de seção circular é maior que os de seção retangular em cerca de 8%; também mostraram que a eficiência térmica diminui com o aumento da razão de concentração do refletor Fresnel e que o absorvedor com superfície seletiva teve uma vantagem significativa em termos de eficiência térmica quando comparada a tinta preta comum (10% a mais).

Segundo Cau e Cocco (2014), a configuração dos sistemas de energia solar divide-se em 3 partes, como especificado na Fig. 2.2: bloco de potência, armazenamento de energia térmica e campo solar. No campo solar, utilizam-se várias linhas de coletores Fresnel em paralelo para atingir o fluxo de massa necessário de óleo térmico e, conseqüentemente, a produção de potência. O bloco de potência é baseado em uma unidade que opera em ciclo de Rankine orgânico, onde energia térmica é convertida em energia elétrica usando um fluido orgânico de alto peso molecular que passa por um ciclo Rankine com regeneração.

A Energia térmica produzida no campo solar é usada para aquecer e vaporizar o fluido orgânico. O vapor produzido se expande em uma turbina e é resfriado em um regenerador e, depois, condensado; após condensado, o fluido é comprimido por uma bomba e pré-aquecido, novamente, no regenerador. No armazenamento térmico o excesso de energia térmica produzido durante os períodos de alta disponibilidade solar é armazenado e usado para produzir energia elétrica nos períodos de baixa ou nenhuma incidência de radiação solar.

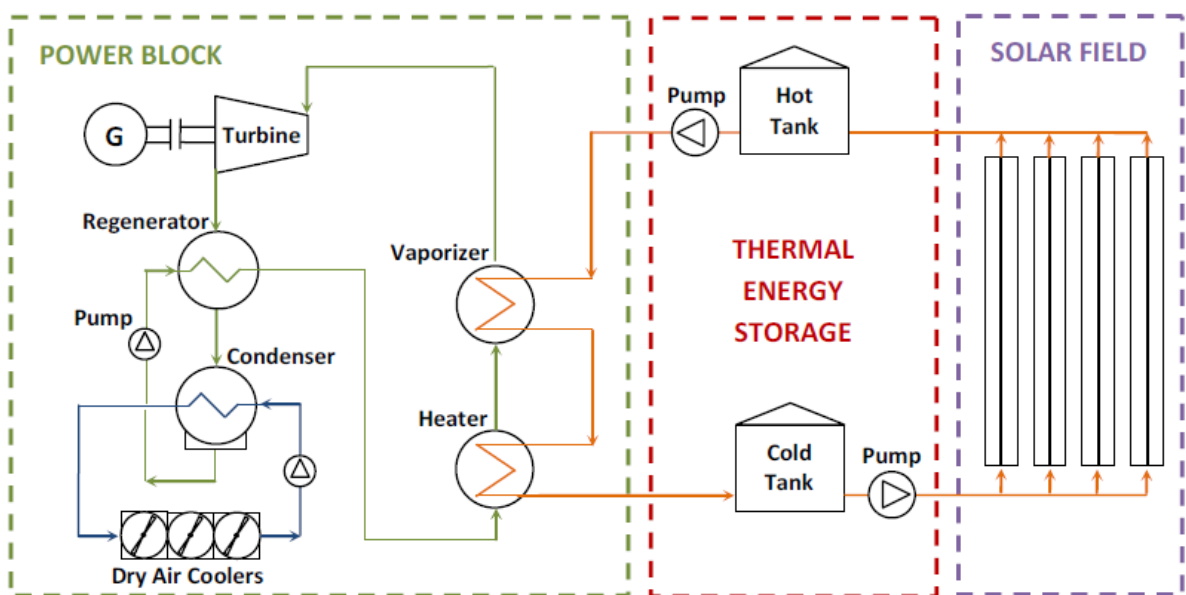


Figura 2.2. Esquema do sistema solar de geração de potência. (Cau e Cocco 2014).

2.3 Análise Matemática e Termodinâmica do concentrador

Singh *et al.* (2010) realizaram um estudo da perda de calor em absorvedores de cavidade trapezoidal de coletores lineares de concentração solar, tendo desenvolvido um modelo experimental consistindo de dois tanques, absorvedor, bomba de recirculação, regulador de fluxo, sistema de aquecimento elétrico, termopares, dentre outros materiais, utilizando óleo Hytherm-500 como fluido de trabalho. Os resultados obtidos experimentalmente foram comparados aos obtidos de forma analítica, para diferentes configurações de montagem do sistema RLF, levado em consideração no modelo analítico e seu respectivo correspondente no modelo experimental.

No modelo analítico, utilizaram dois diferentes métodos para estimar o coeficiente global de perda de calor; o método de estimativa pela correlação de placas paralelas e o método de estimativa pela correlação da cavidade. Foram realizadas simulações para o coeficiente global de perda de calor com a variação da temperatura da parede externa do tubo absorvedor para diferentes configurações do sistema RLF, variando a geometria dos tubos, a cobertura dos tubos e a configuração da cobertura de vidro da cavidade.

Concluiu-se no trabalho do Singh *et al.* (2010), além das conclusões já citadas na sessão 2.2, que o coeficiente global de perda de calor aumenta com o acréscimo no valor da temperatura da parede externa do tubo, para todos os casos. Foi notada uma boa concordância dos valores obtidos analiticamente e considerados aqueles obtidos por meio do modelo experimental, sendo o desvio de aproximadamente 10%. Também concluíram que a tendência de variação do coeficiente global de perda de calor no modelo experimental e dos estimados pela método das placas paralelas e pelo método da correlação da cavidade foram semelhantes, mas os valores obtidos pelo método da estimativa pela correlação de cavidade ficaram mais próximos e mais uniformemente distribuídos para toda faixa de temperatura.

No trabalho realizado por Sahoo *et al.* (2012a), foi obtido e discutido um método genérico para lidar com a análise hidrotérmica dos tubos dos absorvedores em regime permanente. Foram analisadas regiões de uma fase e de duas fases. Um modelo unidimensional foi usado para ambas as regiões. Para a análise hidrotérmica, as perdas radiativas e convectivas da superfície do tubo para a atmosfera são indispensáveis. Para estimar as perdas de calor, uma análise computacional da cavidade trapezoidal foi realizada. O modelo desenvolvido pode ser usado para prever: a variação da temperatura da massa fluídica, variação no coeficiente de transferência de calor, perda de pressão ao longo do

comprimento sob diferentes fluxos de massa e fluxos solares de radiação na região de única fase.

O sistema RLF considerado consistia de um absorvedor de cavidade trapezoidal preenchido com ar e oito tubos paralelos para geração direta de vapor (DSG), que recebiam radiação refletida de oito refletores paralelos. A cavidade trapezoidal consistia de quatro lados, com cobertura inferior feita de vidro para minimizar perdas convectivas enquanto os outros três lados eram isolados para reduzir perdas de calor.

A transferência de calor na cavidade do absorvedor envolveu os três modos de transferência de calor, condução (perda de calor para a vizinhança através das paredes do absorvedor), radiação e convecção natural para a cobertura interna de vidro e radiação e convecção forçada (devido à ação do vento) para a cobertura externa de vidro e o ambiente, como mostrado na Fig. 2.3. A interação entre essas perdas tornou impossível o desenvolvimento de um modelo puramente analítico, sendo necessários métodos computacionais. Água entrava a uma temperatura de sub-resfriamento nos tubos e saía como vapor úmido, a região do ponto de entrada até onde a temperatura da massa fluida atinge a de saturação é chamada de região monofásica, e a porção restante do tubo é chamada de região bifásica.

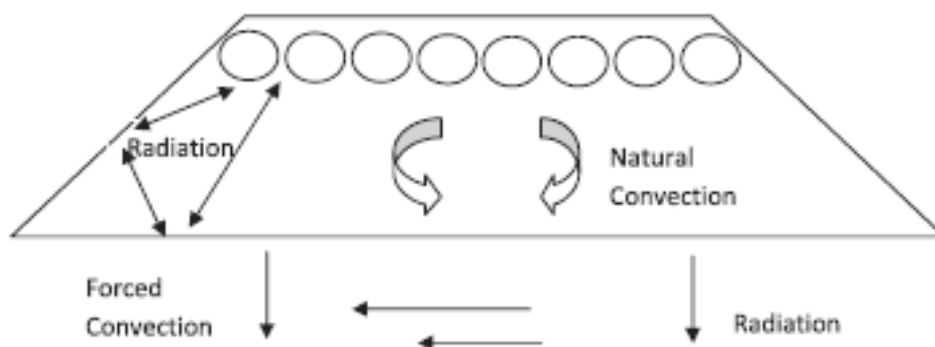


Figura 2.3. Mecanismos de perda de calor dentro da cavidade do absorvedor. (Sahoo *et al.*, 2012a).

O modelo unidimensional utilizado para a análise matemática no trabalho é mostrado na Fig. 2.4.

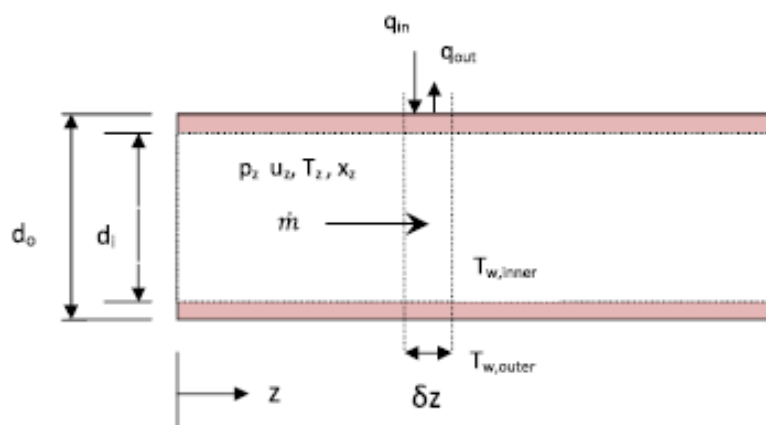


Figura 2.4. Esquema do modelo unidimensional utilizado. (Sahoo *et al.*, 2012a).

Os autores resolveram as equações para conservação da massa, energia e momento em estado estacionário para a região de única fase pelo Método de Euler Inverso e para a região de duas fases foi utilizado o Método das Diferenças Finitas Implícito. A partir da análise dos resultados obtidos e das comparações com os dados experimentais eles verificaram o comportamento do sistema em diferentes fluxos de massa e diferentes valores de DNI (Direct Normal Irradiation, ou em português, Irradiação Normal Direta), analisando parâmetros como perda de pressão do sistema e temperatura do fluido de trabalho. Os resultados mostraram que o modelo desenvolvido foi compatível com os dados experimentais e possibilitaram o melhor entendimento do comportamento dos parâmetros do sistema.

Behar *et al.* (2015) comparou diferentes modelos de radiação solar e fez suas validações para o caso da Argélia, neste trabalho os modelos para céu limpo foram analisados de forma detalhada para selecionar o modelo mais preciso para estimar a performance de um campo de energia solar térmica onde estação meteorológicas e radiométricas não estão disponíveis.

Através das análises feitas por Behar *et al.* (2015) percebeu-se que os modelos mais sofisticados, com muitas variáveis, não são necessariamente os mais precisos, enquanto modelos com um número menor de variáveis se mostraram mais adequados quando comparados com o caso real, evidenciando que um modelo mais complexo não necessariamente implica em uma maior precisão dos resultados.

Após a análise dos 17 modelos estudados o modelo ASHARE foi escolhido como o número 1 por apresentar melhor precisão na estimativa do *DNI* do que outros modelos, mas esse teve performance pior do que os modelos baseados no coeficiente de perturbação de

Linke, como o modelo ESRA e o Heliostat-1. Concluiu-se também que o estudo desenvolvido é de grande importância para a seleção de locais para instalação de usinas solares térmicas na Argélia e em outras localidades onde estações meteorológicas não estão disponíveis, podendo servir para a análise de locais de futuras instalações solares no deserto do Saara.

Desai *et al.* (2014) estudou a otimização da radiação de projeto para plantas de geração de potência com concentração solar térmica sem hibridização e armazenamento térmico. O modelo desenvolvido é capaz de determinar a irradiância de projeto ótima, termodinamicamente e em relação ao custo, e pode ser aplicado a qualquer sistema CSP, tendo sido aplicado para o caso dos Refletores Lineares Fresnel (RLF) e dos Concentradores de Calha Parabólicos (CCP) no artigo.

Antes da implementação de uma usina solar térmica muitos fatores devem ser analisados como tipo e tamanho do campo solar, ciclo de geração de potência que será empregado, fluido de trabalho, mas uma das principais variáveis que deve ser considerada é a irradiância normal direta (DNI, da sigla em inglês) que é o que torna possível a planta gerar sua potência nominal de saída.

O DNI tem variações de acordo com o período do ano e também no durante o dia o que torna importante o conhecimento da irradiância de projeto tão importante. Uma irradiância de projeto baixas implica em energia não utilizada em excesso e uma irradiância de projeto alta resulta em um baixo fator de capacidade da planta. Além disso, sabe-se que as plantas CSP possuem um valor ótimo de DNI, pois depois de fixadas em seu local de operação a irradiância de projeto depende somente das características da turbina e do campo solar.

O estudo feito por Desai *et al.* (2014) concluiu que os resultados obtidos com o modelo desenvolvido para a determinação da irradiância de projeto foi muito próximo aos resultados obtido com múltiplas simulações detalhadas, que chegam a ter mais de 800 variáveis e tem um custo computacional muito alto para sua realização. Também foi mostrado que a irradiância de projeto para a aplicação de um campo RLF é sempre menor quando comparada a irradiância de projeto do CCP. Por fim concluiu-se que os parâmetros de maior influência na irradiância de projeto são as perdas na turbina, eficiência ótica, coeficiente global de perda de calor e as condições de entrada do fluido na turbina.

3 Metodologia

O desenvolvimento desta pesquisa, de natureza teórico-experimental em nível de graduação, teve início com a revisão bibliográfica relacionada ao tema a partir de artigos e livros, observou-se a necessidade de obtenção de dados de radiação solar específicos para a cidade de Natal-RN utilizando para tal o software RADIASOL (Fig. 3.1); conjuntamente a esse, foi usado o EES (Engineering Equation Solver) para equacionamento e análise da radiação solar incidente na cidade de Natal (Fig. 3.2), sendo H_o a radiação incidente (em kWh/m²) e n o número de dias. Iniciou-se o desenvolvimento de programas utilizando os softwares EES e MATLAB R2014a para análise matemática da transferência de calor do absorvedor do sistema RLF objeto desse estudo.



Figura 3.1. Dados para Natal obtidos no RADIASOL.

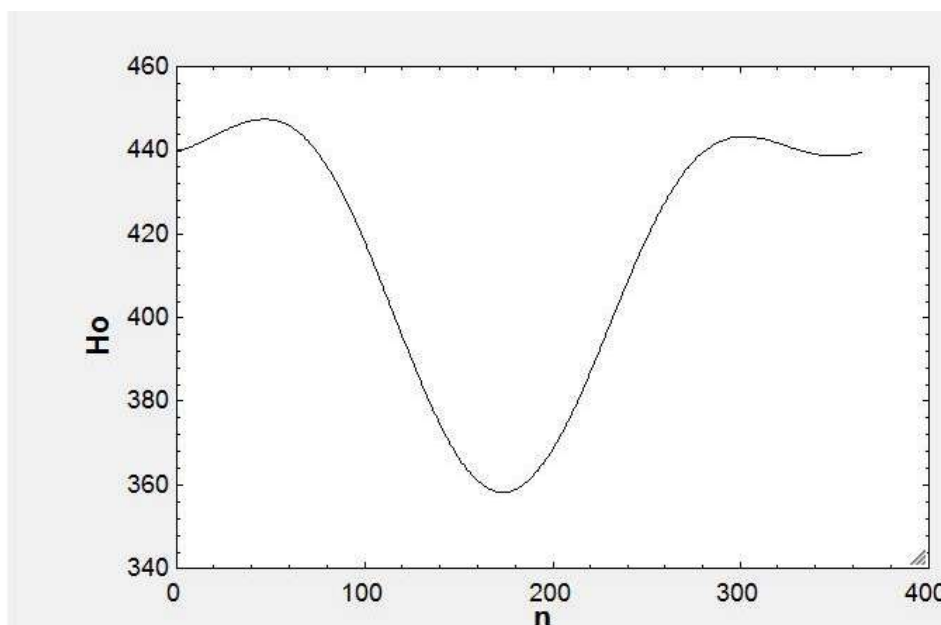


Figura 3.2. Radiação solar incidente na cidade de Natal

Após essa análise das condições de radiação para a cidade de Natal – RN, foi proposto uma configuração de sistema RLF que foi o objeto de análise no presente trabalho, sendo o mesmo utilizado em todas as análises e simulações presentes nesse trabalho.

3.1 Descrição da Configuração do Sistema

O sistema RLF considerado consistiu de uma cavidade receptora trapezoidal preenchida com ar, (ver Fig. 1.1), a parte inferior da cobertura é feita de vidro (para minimizar a perda de calor por convecção) e possui 500 mm de largura e a cavidade possui 100 mm de profundidade. Os outros três lados da cavidade foram isolados com lã de vidro (para reduzir as perdas de calor), a espessura das paredes inferior e laterais com 25 mm e a parede superior com 300 mm de largura. Dentro da cavidade existem 8 tubos receptores em paralelo, feitos de aço inoxidável (SS304), o diâmetro externo do tubo é de 33,4 mm e o diâmetro interno é de 26,7 mm. Os refletores consistiram de espelhos planos arranjados em 6 sequências paralelas ao absorvedor, cada um possui 1,8 m de largura ao longo de todo o comprimento do absorvedor, que tinha 385 m. Os refletores foram posicionados a 1 m do chão e o absorvedor é posicionado a 13 m do chão. O arranjo do refletor é mostrado na Fig. 3.3.

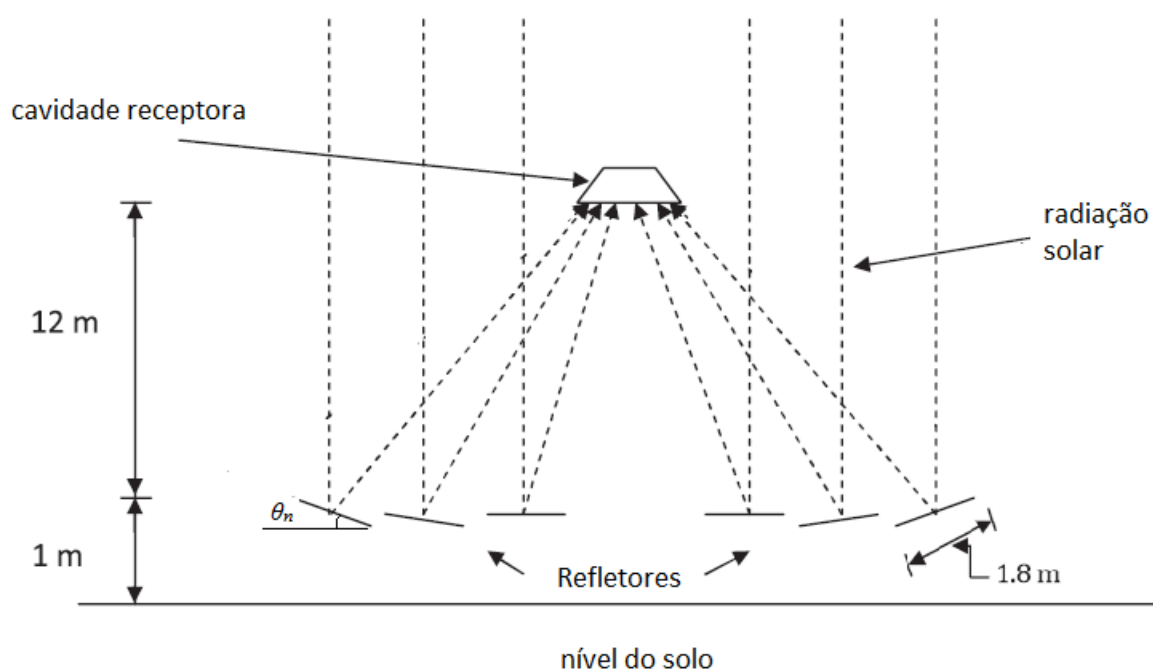


Figura 3.3. Configuração do sistema RLF.

Os espelhos refletem a radiação solar para o receptor; os raios refletidos passam através da cobertura de vidro e incidem nos tubos absorvedores. Enquanto flui pelos tubos, a água é aquecida por meio do calor proveniente dos espelhos colocados próximos ao chão, passando depois para o ciclo termodinâmico de geração de potência. Um resumo das especificações propostas do sistema RLF é mostrado na Tab. 3.1, onde os valores são baseados no trabalho de Sahoo *et al.*, 2012a.

Tabela 3.1. Especificações propostas do sistema RLF.

Itens	Dimensões
Largura da cobertura da cavidade	500 mm
Largura do topo da cavidade	300 mm
Largura da lateral da cavidade	141 mm
Profundidade da cavidade	100 mm
No de tubos	8
Diâmetro interno dos tubos	26,7 mm
Diâmetro externo dos tubos	33,4 mm
Comprimento do absorvedor	385 m
No de espelhos refletores	6
Largura do reflector	1,8 m
Posição do refletor em relação ao solo	1 m
Posição do absorvedor em relação ao solo	13 m

3.2 Modelo Matemático

O modelo matemático desenvolvido nesse trabalho foi dividido em duas partes, tratando inicialmente da análise da perda de calor na cavidade e, por fim, analisando o fluxo convectivo dentro dos tubos.

3.2.1 Análise da Perda de Calor na Cavidade

Os espelhos no sistema RLF foram organizados de modo que o fluxo de radiação solar incidente nos tubos fosse quase uniforme. Em uma seção transversal particular, considerou-se a mesma temperatura para todos os tubos e fez-se a análise da perda de calor na cavidade é realizada.

A transferência de calor na cavidade trapezoidal envolve os três modos de transmissão de calor, mas predominam as transmissões por radiação e convecção. Dentro da cavidade ocorre a convecção natural. Entretanto, no lado de fora da cavidade, se o fluxo de ar prevalecer sobre a superfície do vidro, porém a transferência de calor passa a ocorrer por convecção forçada. Nessa análise a perda de calor por condução através dos lados isolados deve ser levada em consideração. A troca por radiação entre a superfície quente do absorvedor e a superfície de vidro da cavidade absorvedora pode ser considerada como a transferência de calor entre duas superfícies (placas) infinitas com diferentes temperaturas. Uma estimativa do coeficiente global de perda de calor da cavidade absorvedora foi feita considerando perdas por radiação e convecção da superfície absorvedora através da cobertura de vidro da porção inferior, U_{L1} , e coeficiente de perdas por condução proveniente dos lados isolados, U_{L2} .

O coeficiente de perda de calor por convecção e radiação da parte inferior do absorvedor é dado por:

$$\frac{1}{U_{L1}} = \frac{1}{h_{cp} + h_{rp}} + \frac{A_p}{A_{cg}} \left(\frac{1}{h_{co} + h_{ro}} \right) \quad (3.1)$$

Sendo h_{cp} e h_{rp} os coeficientes de transferência de calor para a parte interna da cavidade, entre a parede externa dos tubos e a parte interna da cobertura de vidro, e h_{co} e h_{ro} são os coeficientes de transferência de calor para a parte externa da cavidade, entre a parte externa da cobertura de vidro e o ambiente.

E o coeficiente de perda de calor por condução das superfícies isoladas (paredes laterais e superior) é mostrado na Eq. (3.2).

$$\frac{1}{U_{L2}} = \frac{l}{k_{gw}} \quad (3.2)$$

O coeficiente de perda de calor global é obtido pela Eq. (3.3) e pode ser estimado pelo método da estimativa da correlação da cavidade (Singh *et al.*, 2010).

$$U = U_{L1} + U_{L2} \quad (3.3)$$

As correlações sugeridas por Balaji e Venkatesan (1994) para estimar os números de Nusselt para convecção e radiação foram obtidas baseadas no número de Grashof, no parâmetro de interação radiação-condução e na emissividade das placas, como mostrado abaixo.

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot L_c^3 \cdot \rho \cdot (T_h - T_c)}{\nu^2} \quad (3.4)$$

N_{Rc} é o parâmetro de interação radiação-condução usado para levar em consideração a condução nessa análise e é dado pela Eq. (3.5).

$$N_{Rc} = \frac{\sigma \cdot T_h^4 \cdot d_o}{k(T_h - T_c)} \quad (3.5)$$

T_R é a razão de temperatura, dada pela Eq. (3.6), sendo ele a razão entre a temperatura mais fria (cobertura de vidro) e a temperatura mais quente (tubos absorvedores).

$$T_R = \frac{T_c}{T_h} \quad (3.6)$$

As Eq. (3.7) e Eq. (3.8) trazem o número de Nusselt para condução e para radiação, respectivamente. Essas equações levam em consideração as emissividades dos materiais da cavidade e do absorvedor, o parâmetro de interação radiação-condução e o número de Grashof. Essas equações são provenientes do método da es estimativa da correlação da cavidade.

$$Nu_c = 0.149Gr^{0.294} \cdot (1 + \varepsilon_h)^{-0.279} \cdot (1 + \varepsilon_c)^{0.182} \cdot (1 + \varepsilon_b)^{-0.135} \cdot (1 + \varepsilon_t)^{0.115} \cdot \left(\frac{N_{Rc}}{N_{Rc} + 1} \right)^{0.272} \quad (3.7)$$

$$Nu_R = 0.657Gr^{-0.0093} \cdot \varepsilon_h^{0.808} \cdot \varepsilon_c^{0.342} \cdot (1 + \varepsilon_b)^{0.199} \cdot (1 + \varepsilon_t)^{-0.039} \cdot (1 + T_R^4)^{1.149} \cdot N_{Rc}^{1.051} \quad (3.8)$$

Os números de Nusselt para radiação e convecção obtidos nas correlações acima foram utilizados para calcular os coeficientes de transferência de calor convectivo entre a placa absorvedora e a superfície interna da cobertura de vidro, h_{cp} , e o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa absorvedora e a cobertura de vidro, h_{rp} , como mostrado respectivamente na Eq. (3.9) e na Eq. (3.11). A estimativa do coeficiente de transferência de calor por radiação e convecção para a superfície externa da cobertura de vidro da cavidade, h_{co} e h_{ro} , são mostradas na Eq. (3.12) e na Eq. (3.13), respectivamente. Com todos esses coeficientes é possível calcular o coeficiente global de perda de calor, U.

$$h_{cp} = \frac{Nu_c \cdot k_a}{L_c} \quad (3.9)$$

T_p é temperatura do absorvedor, definida como a média aritmética da temperatura interna e externa do fluido e é mostrada na Eq. (3.10).

$$T_p = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (3.10)$$

$$h_{rp} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2) \cdot (T_p + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} \quad (3.11)$$

$$h_{co} = \frac{Nu_c \cdot k_a}{L_{co}} \quad (3.12)$$

$$h_{ro} = \sigma \cdot \varepsilon_c \cdot (T_c^2 + T_a^2) \cdot (T_c + T_a) \quad (3.13)$$

A temperatura ambiente, T_a , considerada foi a temperatura da cidade de Natal, Rio Grande do Norte – Brasil, obtida por meio de dados do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE).

3.2.2 Análise de Fluxo Convectivo no Absorvedor

O absorvedor RLF consiste em um conjunto de tubos horizontais (neste trabalho são utilizados oito tubos), onde a água entra com temperatura de sub-resfriamento e é aquecida até se tornar vapor úmido. A região de entrada do tubo até onde o fluido de trabalho atinge a temperatura de saturação é chamada de região de fase única e, a partir desse ponto, o resto do comprimento do tubo é chamado de região de duas fases. O modelo desenvolvido neste trabalho é baseado nas seguintes considerações:

(a) o espaçamento entre os tubos não é considerado. Também é considerado que o tubo absorvedor é um tubo longo, reto e ininterrupto;

(b) o sistema RLF foi desenvolvido para que o fluxo de calor fosse praticamente o mesmo em todos os tubos. Então, a quantidade de calor recebida por cada tubo é calculada pela divisão do fluxo total de calor refletido pelos espelhos pelo número total de tubos;

(c) a análise da transferência de calor é unidimensional;

(d) a análise é realizada ao longo de um tubo longo, reto e foca no estudo da temperatura externa do fluido de trabalho; análises detalhadas de sub-resfriamento e ebulição parcial não são considerados neste trabalho; e

(e) a condição de saída do vapor é seca ou úmida; superaquecimento e comportamentos instáveis não são considerados nesse estudo.

Um fluido com estado termodinâmico conhecido, estável e sub-resfriado entra no absorvedor. O tubo está sujeito a um fluxo de calor uniforme na sua superfície exterior e a

uma variação da perda de calor ao longo do comprimento do tubo na região de fase única. Na região de duas fases, como ocorre ebulição, o fluxo de calor líquido é praticamente constante.

O fluxo de calor de entrada é matematicamente expresso na Eq. (3.14). Esse fluxo ocorre somente por radiação e essa equação específica para o sistema RFL foi desenvolvida por Sahoo *et al.* (2012b), levando-se em consideração: a irradiação normal direta, características dos espelhos refletores, como refletividade e área efetiva de reflexão, e característica dos tubos, como quantidade, diâmetro externo e comprimento.

$$q''_{in} = \frac{DNI \cdot \rho_g \cdot (\sum A_r \cos \theta_n) \cdot \gamma \cdot (\tau\alpha)}{n_t \cdot \pi \cdot d_o \cdot L} \quad (3.14)$$

Os valores da Irradiação direta normal, DNI, utilizados neste trabalho foram provenientes da cidade de Natal, Rio Grande do Norte – Brasil, a partir dos dados obtidos no trabalho de Porfírio e Ceballos (2013).

O fluxo de perda de calor, mostrado na Eq. (3.15), é o produto entre o coeficiente de perda de calor global e a diferença de temperatura entre a parede externa do tubo e a temperatura ambiente.

$$q''_{loss} = U(T_h - T_a) \quad (3.15)$$

Para estudar o comportamento da temperatura do fluido de trabalho e queda de pressão ao longo do comprimento do tubo absorvedor é necessário fazer um balanço de energia e estabelecer o equilíbrio dos momentos do sistema, Eq. (3.16) e Eq. (3.17) mostram-se as relações matemáticas para o momento e a energia, de uma forma geral.

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{1}{A} \frac{d(\rho_h A u_h^2)}{dz} + \tau_w \frac{P}{A} \quad (3.16)$$

$$\dot{m} \frac{de_h}{dz} = (q''_{in} - q''_{loss})P \quad (3.17)$$

As Eq. (3.16) e Eq. (3.17) foram obtidas no trabalho do Sahoo *et al.* (2012a) e foram desenvolvidas através da conservação dos momentos e do balanço de energia, respectivamente, no tubo absorvedor mostrado na Fig 2.4.

O subscrito h nessas equações significa uma quantidade homogênea, na região de única fase, onde o título é zero, o subscrito h pode ser tratado como l (líquido). As equações para entalpia e densidade estão representadas nas Eq. (3.18) e Eq. (3.19), respectivamente.

$$i_h = i_l + x(i_g - i_l) \quad (3.18)$$

$$\rho_h = \rho_l + x(\rho_g - \rho_l) \quad (3.19)$$

Onde os subscritos l e g representam líquido gás, respectivamente. A tensão de cisalhamento, τ_w , Para a região de única fase é:

$$\tau_w = \frac{1}{2} f \frac{\dot{m}^2}{A^2 \rho_l} \quad (3.20)$$

O fator de atrito, f , para a região de única fase pode ser estimado pela correlação de Swamee e Jain (1976) para escoamento turbulento.

$$f = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon_d}{3.7d_i} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (3.21)$$

A tensão de cisalhamento, τ_w , na região de duas fases leva em consideração o multiplicador de duas fases, ϕ_{fr}^2 , e é dada por:

$$\tau_w = \frac{1}{2} f_{lo} \frac{\dot{m}^2}{A^2 \rho_l} \phi_{fr}^2 \quad (3.22)$$

Sendo

$$f_{lo} = \frac{0.079}{\text{Re}^{0.25}} \quad (3.23)$$

O multiplicador de duas fases, ϕ_{fr}^2 , mostrado na Eq. (3.24) é dado pela correlação de Friedel, porque, baseado em Pye (2008), essa correlação gera melhores estimativas que outras correlações.

$$\phi_{fr}^2 = E + \frac{3,24FH}{F_{rH}^{0,045} W_{eL}^{0,035}} \quad (3.24)$$

Onde

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \quad (3.25)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0,70} \quad (3.26)$$

$$F_{rH} = \frac{\dot{m}^2}{g d_i \rho_h^2} \quad (3.27)$$

$$W_{eL} = \frac{\dot{m}^2 d_i}{\sigma \rho_h} \quad (3.28)$$

A Eq. (3.29) pode ser obtida utilizando-se a resistência condutiva e convectiva entre a superfície externa da parede do tubo e o fluido. Esta equação mostra-se a temperatura do fluido de trabalho em termos da parede externa do tubo (temperatura da tubulação quente).

$$(q''_{in} - q''_{loss})P = \frac{T_h - T_f}{\frac{1}{2\pi k_s} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_l \pi d_i}} \quad (3.29)$$

Sendo: k_s é a condutividade térmica do material do tubo, W/m.K.

O coeficiente de transferência de calor convectivo do fluido de trabalho, h_l , pode ser encontrado pela correlação de Dittus-Boelter para região de única fase. Essa correlação é mostrada na Eq. (3.30). Na região de duas fases, h_l só pode ser calculado usando-se a correlação de Dittus-Boelter considerando a fração de líquido dentro do tubo, como mostrado na Eq. (3.31). A escolha dessas equações baseou-se no trabalho de Odeh *et al.*, 1998, que relataram que essas equações proporcionam melhores estimativas para aplicações com tubos longos, retos e horizontais, como no sistema RLF.

$$h_l = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \frac{k}{d_i} \quad (3.30)$$

$$h_l = 0.023 \left(\frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \right)^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \frac{k}{d_i} \quad (3.31)$$

Sendo G é o fluxo de massa por unidade de área, kg/m²s.

3.2.3 Otimização da Irradiância Solar

Para desenvolver o equacionamento que permita, ao ser aplicado em um algoritmo, encontrar a quantidade de energia solar que otimize o tempo de funcionamento dos concentradores, sem armazenamento de energia térmica, foi utilizado o esquema mostrado na

Fig. 3.4, onde o campo solar é o mesmo utilizado nas análises apresentadas anteriormente neste trabalho. O modelo desenvolvido leva em consideração as perdas de energia nos dispositivos alimentados pelo sistema RLF (dispositivos do ciclo de geração de potência).

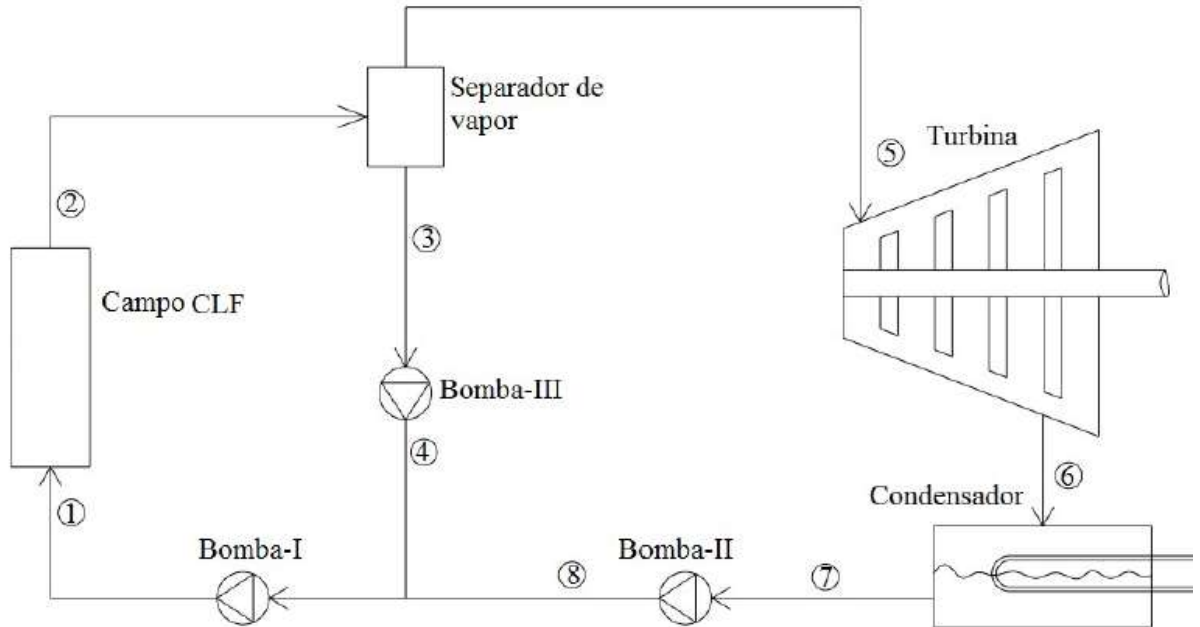


Figura 3.4. Esquema do sistema de geração de potência.

A eficiência de um coletor solar é dada por:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_{gain}}{\dot{Q}_{inci}} = \frac{\dot{Q}_{abs,rec} - \dot{Q}_{loss,rec}}{I_D \cdot A_p} \quad (3.32)$$

A irradiância direta normal, DNI , deve ser corrigida pelo ângulo de incidência para encontrar-se o fluxo de calor incidente no sistema, sendo essa irradiância corrigida denominada pela variável I . o subscrito D indica que é um valor de projeto.

A eficiência ótica é dada por (Stine e Geyer, 2001):

$$\eta_{ot} = \frac{\dot{Q}_{abs,rec}}{I_D \cdot A_p} \quad (3.33)$$

A taxa de perda de calor no receptor é proporcional a diferença de temperatura ($T_p - T_a$) e ao coeficiente global de perda de calor, U , assim:

$$\eta_{col} = \eta_{ot} - U \frac{T_p - T_a}{I_D} \quad (3.34)$$

Do balanço de energia do sistema mostrado em Fig. 3.4, temos:

$$\dot{Q}_{gain} = \dot{m}_D (i_2 - i_1) = \eta_{col} \cdot I_D \cdot A_p \quad (3.35)$$

Das Eqs. (3.34) e (3.35),

$$\dot{m}_D = \left(\frac{\eta_{ot} \cdot I_D}{\Delta i} - \frac{U \cdot \Delta T}{\Delta i} \right) A_p \quad (3.36)$$

Utilizando o mesmo procedimento para o caso real, temos:

$$\dot{m} = \left(\frac{\eta_{ot} \cdot I}{\Delta i} - \frac{U \cdot \Delta T}{\Delta i} \right) A_p \quad (3.37)$$

Desprezando as perdas nas bombas I, II e III, conseguimos o seguinte balanço de massa:

$$\dot{Q}_{gain} = \dot{m}_{cl}(i_2 - i_1) = \dot{m}(i_5 - i_7) \quad (3.38)$$

Das Eqs. (3.35) e (3.38),

$$\dot{m}_{t,c}(i_5 - i_7) = \eta_{col} \cdot I \cdot A_p \quad (3.39)$$

Da conservação da massa e do balanço de energia no volume de controle limitado pelos pontos 1, 3 e 7 da Fig. 3.4 obtemos as Eqs. (3.40) e (3.41), respectivamente.

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_7 = \dot{m}_1 \quad (3.40)$$

$$\dot{m}_3 \cdot i_3 + \dot{m}_7 \cdot i_7 = \dot{m}_1 \cdot i_1 \quad (3.41)$$

Dividindo a Eq. (3.41) por \dot{m}_1 ,

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} i_3 + \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} i_7 = i_1 \quad (3.42)$$

Como \dot{m}_7/\dot{m}_1 é a fração de vapor (título) do fluido de trabalho, ou seja, x , a Eq. (3.42) pode ser reescrita da forma mostrada na Eq. (3.43).

$$i_1 = (1-x)i_3 + x \cdot i_7 \quad (3.43)$$

Utilizando os mesmos procedimentos no volume de controle delimitado pelos pontos 2, 3 e 5 obtemos as seguintes equações:

$$\dot{m}_3 \cdot i_3 + \dot{m}_5 \cdot i_5 = \dot{m}_2 \cdot i_2 \quad (3.44)$$

$$i_2 = (1-x)i_3 + x \cdot i_5 \quad (3.45)$$

Através da equação de linha de Williams é possível obter uma relação linear entre o fluxo de massa do vapor e a potência de saída da turbina, essa relação é mostrada na Eq. (3.46)

$$\dot{W} = a + b \cdot \dot{m} \quad (3.46)$$

Ou, para a potência de saída prevista em projeto,

$$\dot{W}_D = a + b \cdot \dot{m}_D \quad (3.47)$$

Os parâmetros a e b da equação de Williams correspondem a potência perdida devido às perdas internas, em W, e a inclinação da curva, em J=kg, respectivamente.

Assumindo que a perda de potência na saída nominal da turbina seja dada por y , então:

$$a = -y \cdot \dot{W}_D \quad (3.48)$$

A combinação das Eq. (3.46) e (3.47) com a Eq. (3.48), resulta na Eq. (3.49) mostrada abaixo.

$$\dot{W}_D - \dot{W} = b(\dot{m}_D - \dot{m}) \quad (3.49)$$

Fazendo:

$$\alpha = \frac{\eta_{ot}}{\Delta i} \quad (3.50)$$

$$\lambda = \frac{U \cdot \Delta T}{\Delta i} \quad (3.51)$$

Podemos reescrever as Eq. (3.36) e (3.37) de maneira simplificada, resultando nas equações abaixo.

$$\dot{m}_D = (\alpha \cdot I_D - \lambda) A_p \quad (3.52)$$

$$\dot{m} = (\alpha \cdot I - \lambda) A_p \quad (3.53)$$

Combinando as duas últimas equações com a Eq. (3.49), temos:

$$\dot{W}_D - \dot{W} = \tau(I_D - I) A_p \quad (3.54)$$

Onde,

$$\tau = b \cdot \alpha \quad (3.55)$$

Nesta análise são desconsideradas as variações de energia cinética e potencial na turbina, portanto a eficiência isentrópica da turbina pode ser calculada pela Eq. (3.56).

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_D}{\dot{m}_D \cdot \Delta i_{is}} \quad (3.56)$$

Combinando as Eqs. (3.47), (3.48) e (3.55), temos:

$$\dot{W}_D = \frac{\tau \cdot \dot{m}_D}{\alpha(1+y)} \quad (3.57)$$

Das Eqs. (3.52) e (3.57)

$$\frac{\dot{W}_D}{A_p} = \frac{\tau(\alpha \cdot I_D - \lambda)}{\alpha(1+y)} = \alpha' \cdot I_D - \lambda' \quad (3.58)$$

Onde,

$$\alpha' = \frac{\tau}{(1+y)} \quad (3.59)$$

$$\lambda' = \frac{\tau \cdot \lambda}{\alpha(1 + y)} \quad (3.60)$$

No intervalo de tempo dt a turbina perde a potência ($\dot{W}_D - \dot{W}$), ou seja, a perda diferencial de potência na turbina é dada pela expressão $(\dot{W}_D - \dot{W})dt$. Para calcular a perda total na turbina por unidade de área, podemos utilizar a seguinte expressão:

$$L_T = \int \frac{\dot{W}_D - \dot{W}}{A_p} dt \quad (3.61)$$

Combinando a equação acima com a Eq. (3.54), temos:

$$L_T = \int \tau(I_D - I)dt \quad (3.62)$$

Analisando a equação acima podemos notar que as perdas de potência na turbina são proporcionais a diferença da irradiância incidente prevista em projeto e a real. É necessário ressaltar que o intervalo de tempo dt não corresponde a um intervalo de tempo de operação, e sim a uma diferença de tempos de funcionamento da turbina. Outro ponto que deve ser enfatizado é que quanto maior a irradiância incidente no refletor menor será o tempo de operação para atingir uma determinada demanda de energia a ser utilizada.

Adotando que o tempo de operação como uma função da irradiância incidente, $t=f(I)$, a perda total na turbina é expressa por:

$$L_T = \int_{f(I_D)}^{f(I_C)} \tau(I_D - I)dt \quad (3.63)$$

A Fig. 3.5 traz uma curva irradiância x tempo de operação, a integral apresentada na Eq. (3.63) é proporcional a área hachurada na figura e, portanto, podemos reescrever essa equação da maneira mostrada na Eq.(3.64).

$$L_T = \int_{f(I_C)}^{f(I_D)} \tau[f(I_C) - f(I)]dt \quad (3.64)$$

Considerando τ e $f(I_C)$ constantes, temos:

$$L_T = \tau \left[f(I_C)(I_D - I_C) - \int_{I_C}^{I_D} f(I)dI \right] \quad (3.65)$$

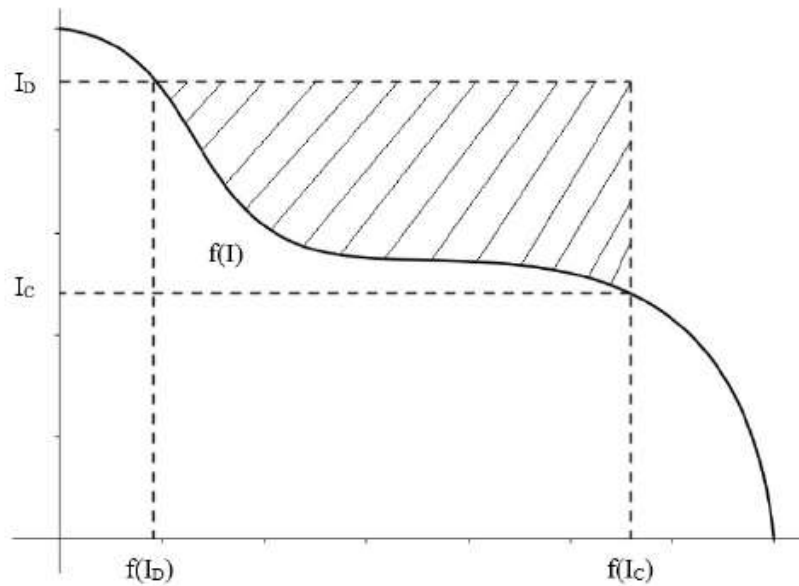


Figura 3.5. Curva Irradiância x Tempo de operação típica. (Desai *et al.*, 2014)

A energia de saída por unidade de área, em projeto, é:

$$E_D = \frac{\dot{W}_D}{A_p} f(I_C) \quad (3.66)$$

A energia de saída efetiva é dada por:

$$E = (\alpha' \cdot I_D - \lambda') f(I_C) - \tau \left[f(I_C)(I_D - I_C) - \int_{I_C}^{I_D} f(I) dI \right] \quad (3.67)$$

A primeira e a segunda derivadas em relação a I_D são mostradas nas Eqs. (3.68) e (3.69), respectivamente.

$$\frac{dE}{dI_D} = \alpha' \cdot f(I_C) - \tau \cdot f(I_C) + \tau \cdot f(I_D) \quad (3.68)$$

$$\frac{d^2E}{dI_D^2} = \tau \cdot f'(I_D) \quad (3.69)$$

$f(I_D)$ representa o tempo de operação previsto para o maior valor de I_D captado, isto é:

$$f(I_{D,máx}) = \frac{y}{1+y} f(I_C) \quad (3.70)$$

Para uma irradiância mínima (crítica) absorvida teremos uma potência mínima da turbina, usando a Eq. (3.54) temos:

$$\dot{W}_D - \dot{W}_{min} = \tau(I_D - I_C)A_p \quad (3.71)$$

Combinando as Eqs. (3.57) e (3.71), temos:

$$\dot{W}_D - \dot{W}_{\min} = \frac{\alpha \cdot \dot{W}_D (1+y)}{\dot{m}_D} (I_D - I_C) A_p \quad (3.72)$$

Ou, reescrevendo combinando com Eq. (3.72):

$$I_C = I_D - \frac{(\dot{W}_D - \dot{W}_{\min})(\alpha \cdot I_D - \beta)}{\alpha \cdot \dot{W}_D (1+y)} \quad (3.73)$$

3.3 Procedimento de Solução

As Eq. (3.16) e Eq. (3.17) São EDO's não lineares de primeira ordem. Essas equações, quando discretizadas pelo método das diferenças finitas implícito de primeira ordem na região de punica fase geraram as equações abaixo:

$$\frac{p_{z+1} - p_z}{\partial z} - \frac{1}{A} \left[\frac{(\rho_l A u_l^2)_{z+1} - (\rho_l A u_l^2)_z}{\partial z} \right] - \tau_w \frac{P}{A_i} = 0 \quad (3.74)$$

$$\dot{m} \left[\frac{c(T_{z+1} - T_z) + \frac{(u_{l,z+1}^2 - u_{l,z}^2)}{2}}{\partial z} \right] - [q''_{in} - U(T_h - T_a)] P = 0 \quad (3.75)$$

O domínio computacional foi dividido em um número de células de mesmo comprimento, ∂z . Em cada célula Eq. (3.29), Eq. (3.74) e Eq. (3.75) foram resolvidas para T_{z+1} , T_{wo} e p_{z+1} pelo método de Newton. As propriedades do fluido foram calculadas na temperatura média da célula. As interações foram realizadas até o erro residual nas equações fosse inferior a 10^{-3} .

Na região de duas fases (do ponto em que a temperatura do fluido de trabalho atinge a temperatura de saturação até o fim da tubulação) as equações discretizadas também pelo método de Newton, são mostradas nas Eq. (3.76) e Eq. (3.77).

$$\frac{p_{z+1} - p_z}{\partial z} - \frac{1}{A} \left[\frac{(\rho_h A u_h^2)_{z+1} - (\rho_h A u_h^2)_z}{\partial z} \right] - \tau_w \frac{P}{A_i} = 0 \quad (3.76)$$

$$\dot{m} \frac{\partial}{\partial z} \left[\left[[i_l + x(i_g - i_l)]_{z+1} - [i_l + x(i_g - i_l)]_z \right] + \frac{(u_{h,z+1}^2 - u_{h,z}^2)}{2} \right] - [q''_{in} - U(T_h - T_a)] P = 0 \quad (3.77)$$

O método para resolver essas equações na região de duas fases é similar ao descrito para a região de única fase. Em cada célula Eq. (3.29), Eq. (3.76) e Eq. (3.77) são resolvidas para x , T_{wo} . O Comprimento da célula, ∂z , foi considerado 1 m, esse valor foi utilizado por mostrar um maior equilíbrio entre tempo de computação e precisão dos resultados.

O fluxograma presente em Anexos ajuda a interpretar o código executado no software MATLAB R2014a, para resolução das Eq. (3.29), Eq. (3.74) e Eq. (3.75) na região de única fase, bem como Eq. (3.76) e Eq. (3.77) na região de duas fases, mostrando passos realizados pelo programa para resolução das equações e posteriormente a simulação dos resultados.

Para a simulação da seção 3.3, inicialmente foi necessário construir a curva da irradiância efetiva x duração para o sistema adotado, essa curva é apresentada na Fig. 3.6. Para a construção dessa curva foi utilizado o modelo de céu limpo e outros parâmetros sugeridos por Duffie e Beckman (2013) e Lin *et al.* (2012) aplicadas as condições meteorológicas e geográficas da cidade de Natal-RN, como também realizado por Lima e Medina (2015).

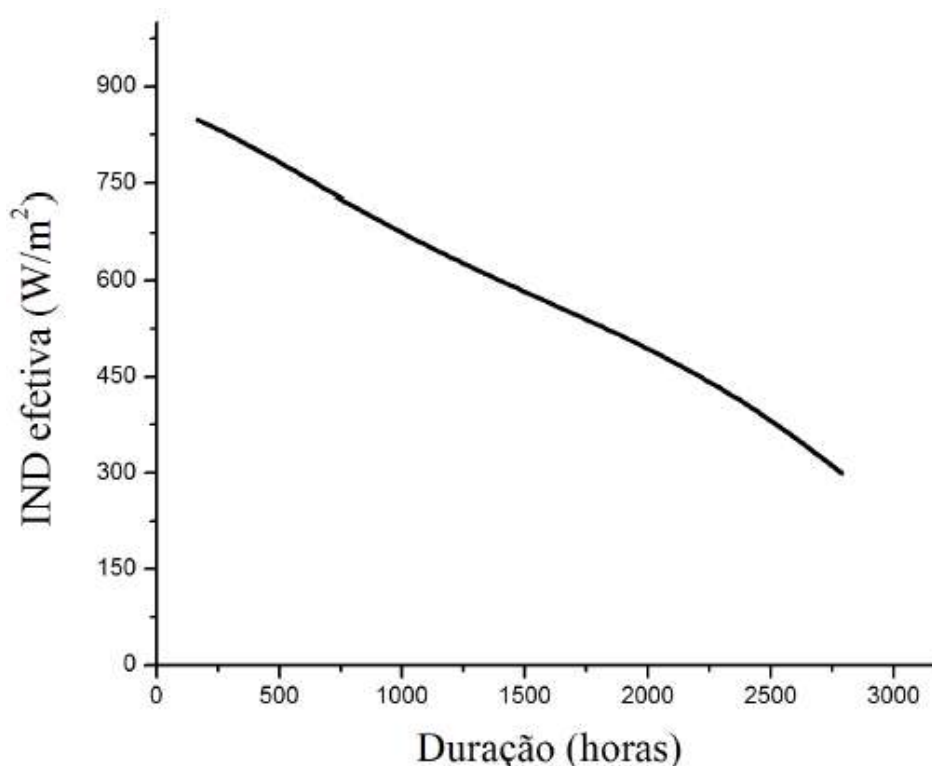


Figura 3.6. Irradiância efetiva x duração. (Lima e Medina, 2015).

A partir do equacionamento desenvolvido na seção 3.3 juntamente com os dados referentes ao sistema RLF objeto de estudo desse trabalho apresentados na Tab. 3.1 e baseados no trabalho de Desai *et al.* (2014), foi possível desenvolver o algoritmo para obter o valor de $I_{D, máx}$.

Tabela 3.2. Dados para simulação da seção 3.3.

Eficiência ótica	0,6
Coeficiente de perdas	12,17 W/m ² K
Título de saída do vapor	0,6
Temperatura de entrada na turbina	274,8 °C
Pressão de entrada na turbina	56,79 bar
Pressão de entrada no coletor	59,29 bar
Fração de perda na turbina	0,2
Coef. da equação de Williams	686 kJ/kg
Temperatura ambiente	28 °C

O algoritmo desenvolvido para a seção 3.3 segue os seguintes passos:

1. Calcula o valor de ΔT a partir dos estados conhecidos antes e depois do coletor. Lembrar que essa variação de temperatura não é a diferença entre as temperaturas antes e depois do coletor, e sim, a subtração entre a temperatura média no coletor e a temperatura ambiente;
2. Adota um valor de I_D e substitui na Eq. (3.73) na qual os demais parâmetros são conhecidos. Desta forma encontra-se o valor I_C ;
3. Usando a curva da Fig. 3.6 pegamos o valor de $f(I_C)$ e o substituímos na Eq. (3.70) para encontrarmos o valor de $f(I_D)$;
4. Da curva da Fig. 3.6 pega o valor de I_D ;
5. Retorna ao passo 2 até convergir o valor de I_D .

O software EES (Engineering Equation Solver) foi utilizado para calcular as propriedades termodinâmicas e de transporte para o fluido de trabalho e para o ar e também para realizar toda a simulação da seção 3.3.

4 Resultados e Discussões

A variação do coeficiente global de perda de calor em relação à temperatura da parede externa do tubo absorvedor é mostrada na Fig. 4.1. Os resultados obtidos estão de acordo com os resultados do trabalho de Singh *et al.*,2010, mostrando o aumento do coeficiente global de perda de calor com o aumento da temperatura da parede externa do tubo absorvedor.

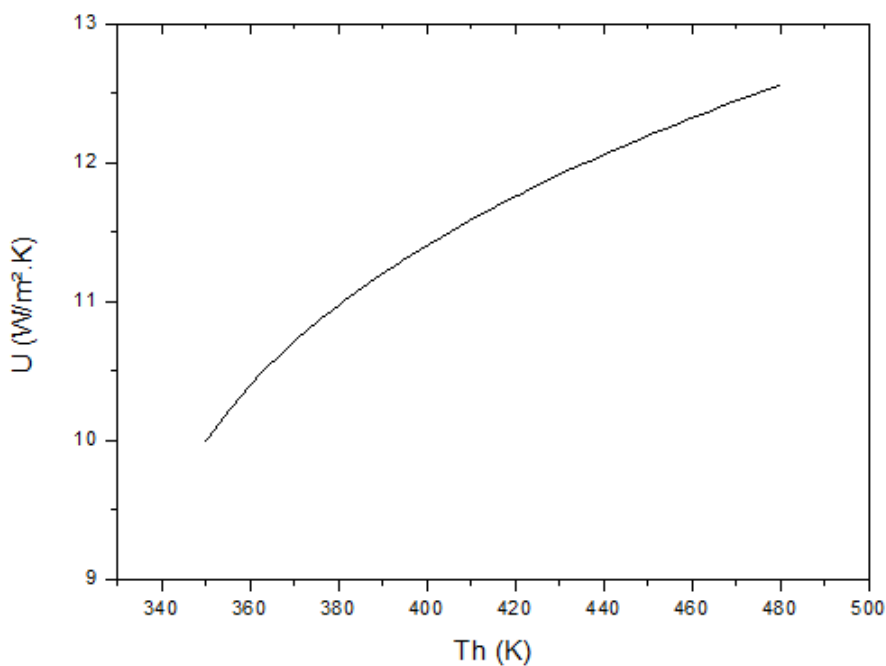


Figura 4.1. Coeficiente global de perda de calor VS. Temperatura da parede externa do tubo. (Singh *et al.*,2010).

Na Fig. 4.2 mostra-se o comportamento da temperatura do fluido para três valores de *DNI* diferentes, ou seja, três condições de radiação solar diferentes ao longo do comprimento do tubo absorvedor. Os valores de *DNI* escolhidos nessa simulação estão de acordo com a condição de radiação solar em Natal – RN durante o ano.

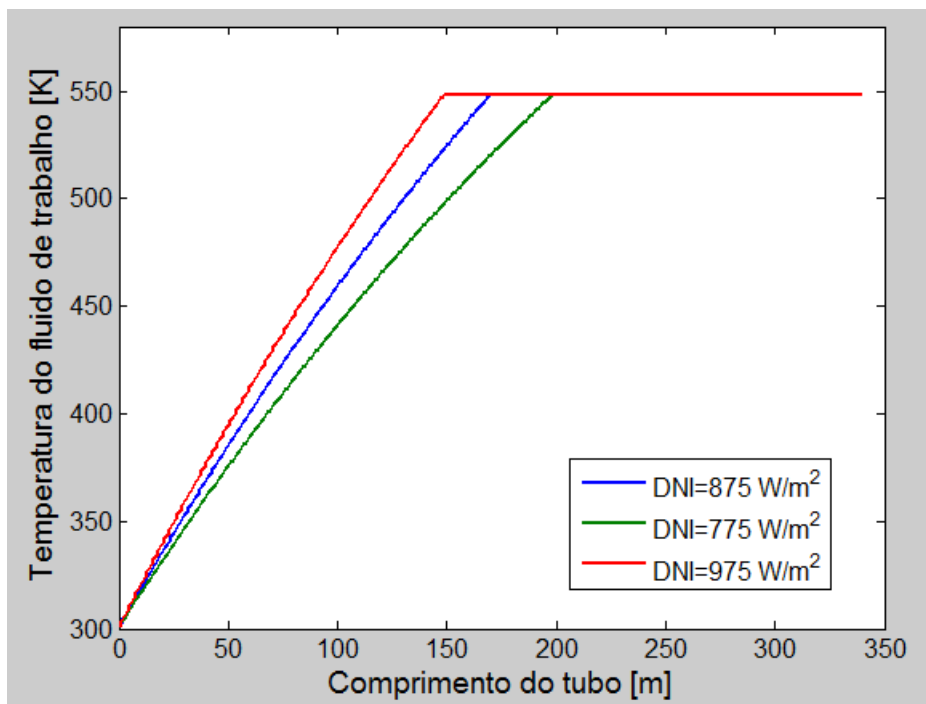


Figura 4.2. Temperatura do fluido de trabalho x Comprimento do tubo.

A Fig. 4.3 mostra o título ao longo do comprimento do tubo absorvedor para as mesmas condições de radiação mostradas na Fig 4.2.

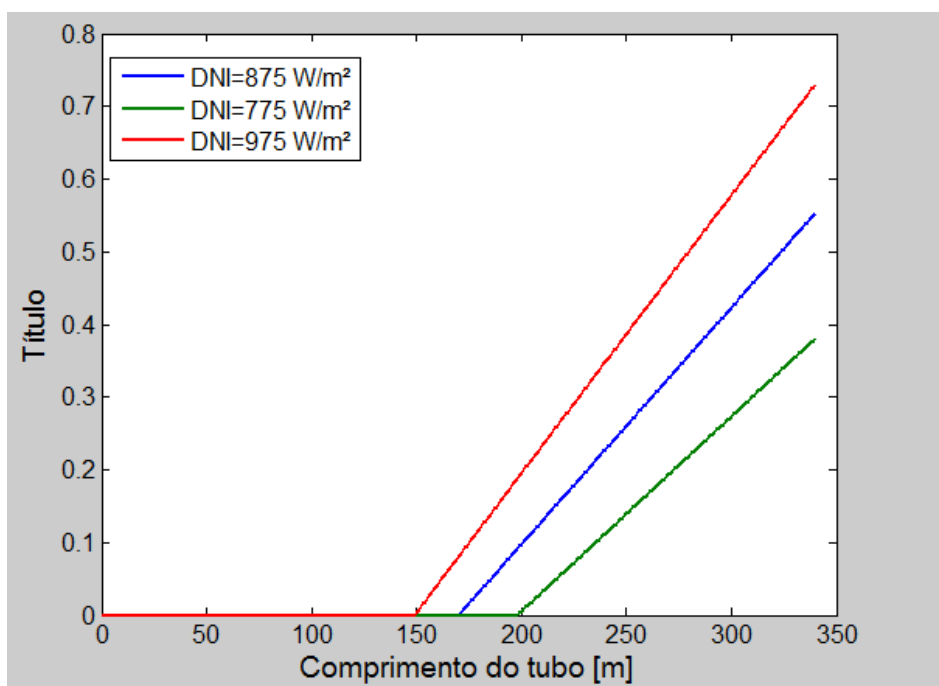


Figura 4.3. Título x Comprimento do tubo.

Na simulação realizada foi possível notar que ao aumentar o *DNI* incidente nos sistema RLF aumenta a razão com que a temperatura do fluido de trabalho aumenta, como é possível notar na Fig. 4.2. Devido a isso, o fluido chega a temperatura de saturação em um menor comprimento de tubo e, conseqüentemente, uma menor região de única fase. Além disso, para o mesmo comprimento de tubo absorvedor, um maior *DNI* incidente implica em um vapor mais seco entregue ao ciclo de geração de potência, devido ao aumento da região de duas fases. Esse comportamento pode ser visto na Fig. 4.3 onde o maior *DNI* incidente implica no maior título para o vapor.

Na Fig. 4.4 (a) mostra-se o título ao longo do tubo absorvedor, para um comprimento de 340 m e a Fig. 4.4 (b) mostra-se o título ao longo do tubo absorvedor, para um comprimento de 420 m. Ambas as figuras utilizam o mesmo valor de *DNI* que é o valor médio para a cidade de Natal – RN.

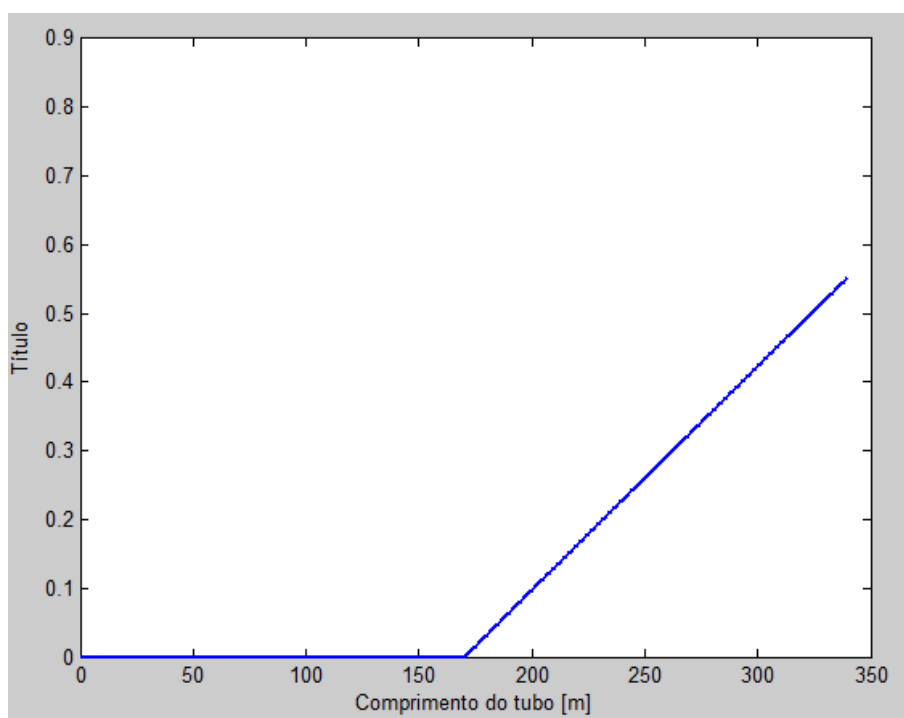


Figura 4.4 (a). Título x Comprimento do tubo, L=340.

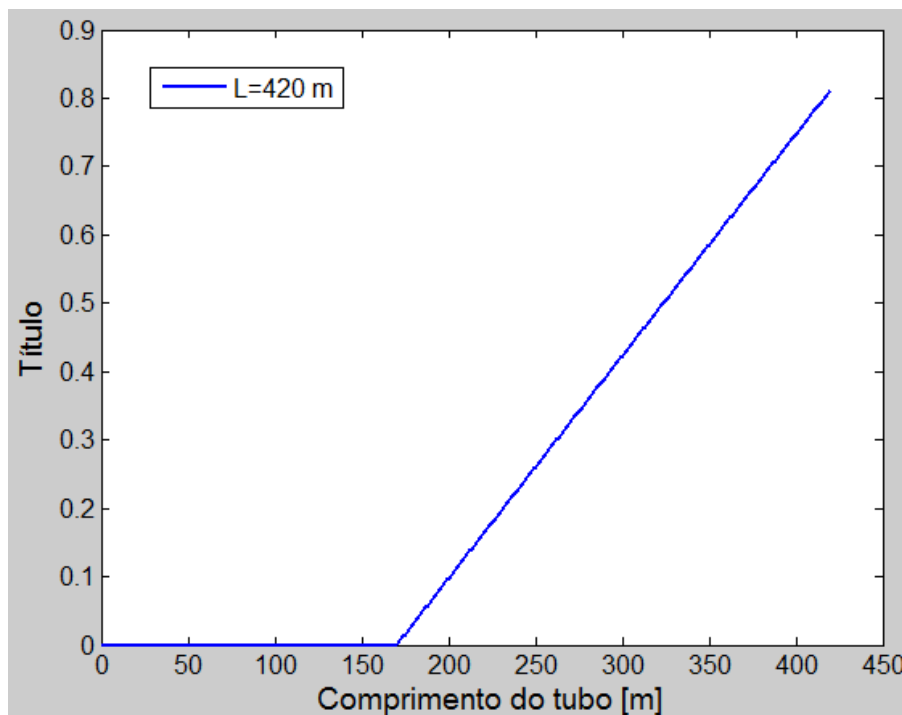


Figura 4.4 (b). Título x Comprimento do tubo, L=420 m.

Analisando a Fig 4.4 é possível concluir que para a mesma condição de radiação solar, um maior comprimento de tubo absorvedor implica em um título mais alto. Isso acontece porque a região de duas fases aumenta com o aumento do comprimento do tubo. Portanto, o vapor entregue ao ciclo de geração de potência será de melhor qualidade para um maior comprimento de tubulação.

Na Fig. 4.5 mostra-se a queda de pressão ao longo da direção do escoamento para três condições diferentes de radiação solar. Nessa simulação é possível notar que um maior valor de *DNI* implica em uma maior queda de pressão. Isso acontece porque a queda de pressão é mais severa na região de duas fases, e a região de duas fases aumenta com o incremento do valor de *DNI*.

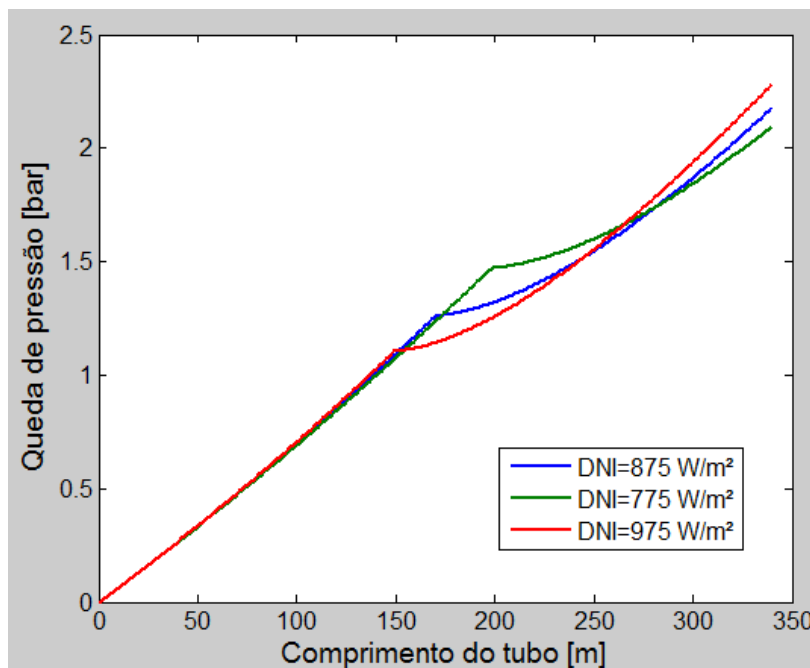


Figure 4.5. Queda de pressão x Comprimento do tubo.

Na Fig. 4.6 mostra-se o fluxo de perda de calor ao longo do comprimento do tubo absorvedor. Como esperado, a perda de calor é menor para valores de DNI incidente menores, mas essa menor perda de calor implica em um maior tempo para o fluido atingir a temperatura de saturação, fato que resulta em um menor comprimento da região de duas fases e, conseqüentemente, um vapor mais úmido na saída do tubo absorvedor.

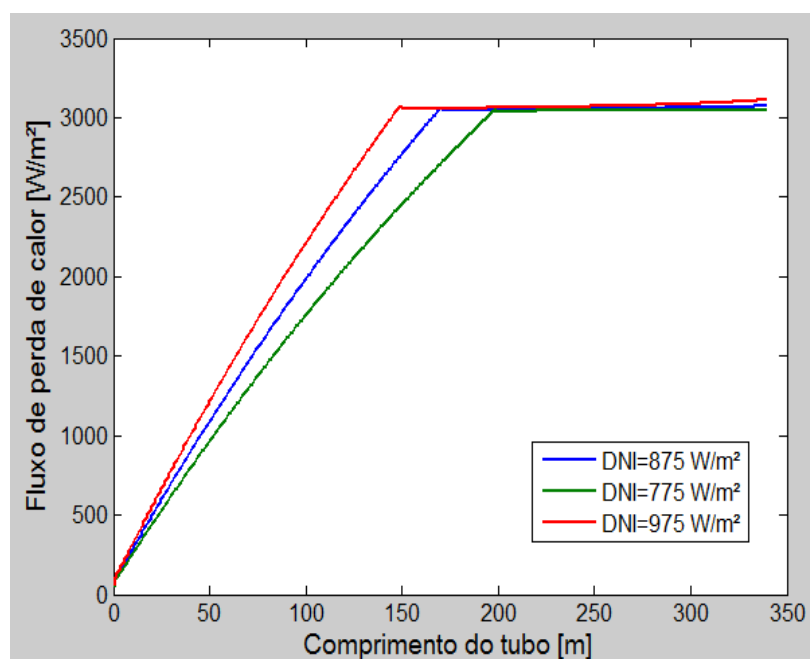


Figure 4.6. Fluxo de perda de calor x Comprimento do tubo.

Na Tab. 4.1 mostra-se os resultados das iterações da simulação da seção 3.3, lembrando que a simulação foi feita utilizando os dados meteorológicos e geográficos para a cidade de Natal-RN.

Tabela 4.1. Resultados das iterações.

Parâmetro	Iteração 1	Iteração 2	Iteração 3	Iteração 4
I_C	280,9	299,2	300,4	300,4
$f(I_C)$	2849	2789	2786	2785
I_D	700	747,5	750,5	750,7
$f(I_D)$	657,4	643,7	642,8	642,8

Observou-se que o valor de irradiância incidente máxima, I_D , que otimiza o campo onde o sistema RLF está implantado converge a partir da quarta iteração, sendo esse valor igual 750,7 W/m², lembrando que esse valor foi obtido para as condições meteorológicas e geográficas da cidade de Natal-RN e condições de contorno do sistema RLF utilizado nesse trabalho. Além disso, foi verificado que o valor mínimo de irradiância, I_C , que o campo é capaz de captar é de 300,4 W/m².

5 Conclusões

- O sistema RLF têm diversas vantagens em relação a outras tecnologias CES:
 - Menores áreas de terra ocupadas pelos campos solares;
 - Menor influência da carga dos ventos na estrutura;
 - Utiliza espelhos finos e planos;
 - Utiliza tubos simples como absorvedor;
 - Possui receptor fixo;
 - Pode operar facilmente com geração direta de vapor.
- As simulações e os estudos realizados comprovaram que o sistema RLF é viável na geração de eletricidade, sendo assim de interesse para a indústria do petróleo;
- Minimizar as perdas de calor na cavidade e as perdas na turbina são o principal modo de otimizar o sistema;
- Quanto maior o *DNI* maior será a região de duas fases;
- Quanto maior o *DNI* maior será a razão com que a temperatura do fluido de trabalho aumenta;
- Quanto maior o *DNI* maior será o título, implicando em um vapor de melhor qualidade entregue ao ciclo de geração de potência;
- Quanto maior o comprimento da tubulação maior será o título final;
- Quanto maior o *DNI* maior será a queda de pressão na tubulação;
- Quanto menor o *DNI* menor será o fluxo de perda de calor;
- A partir do algoritmo desenvolvido para simulação da seção 3.3 podemos concluir:
 - O algoritmo permite estimar a quantidade de energia produzida por um sistema RLF para um determinado valor de *DNI* e também o mínimo valor de irradiância para o qual esse campo é operacional;
 - Permite analisar a rentabilidade da instalação de um campo em uma determinada região de acordo com a localização e o tipo de sistema adotado;
 - A metodologia empregada pode ser aplicada para outros tipos de tecnologia de concentração de energia solar;
 - O modelo pode ser utilizado para o estudo da viabilidade da instalação de uma usina solar térmica em locais onde não há estações meteorológicas ou os dados disponíveis estão desatualizados.

Os resultados encontrados com as simulações evidenciaram o *DNI* como uma variável crucial no desempenho do sistema como um todo. Sua variação, que ocorre com o período do ano e também ao longo do dia, modifica de forma considerável parâmetros importantes como queda de pressão e o título do vapor que será entregue ao ciclo de geração de potência.

O Algoritmo desenvolvido para a simulação da seção 3.3 apesar de se tratar de um modelo simples é de grande importância para algumas aplicações industriais, principalmente a produção de energia elétrica, tornando possível a estimativa de parâmetros importantes para analisar a viabilidade da implantação do campo em uma determinada região. Embora o modelo ainda careça de uma validação experimental, não perde sua validade devido a boa aproximação que tem com a realidade e a pouca literatura disponível para o assunto.

Minimizar a perda de calor na cavidade absorvedora e compreender o comportamento da irradiância na região onde será instalado o sistema RFL é de grande importância para projetar um sistema com a configuração mais adequada para a região, sendo assim mais eficiente e competitivo em relação a outras formas de geração de eletricidades, fazendo-se assim interessante para a indústria do petróleo, principalmente para aplicação na região nordeste do Brasil, como uma alternativa para as termoelétricas viável e renovável.

6 Referências

Balaji C, Venkatesan S. Correlations for free convection and surface radiation in square cavity. *Int J Heat Fluid Flow* 1994;15(3):249–51.

Behar, O., Khellaf, A. e Mohammedi, K. 2015. Comparison of solar radiation models and their validation under Algerian climate – The case of direct irradiance. *Energy Conversion and Management* 98 (2015) 236–251

Burbidge D, Mills DR, Morrison GL. Stanwell thermal power project. Brisbane, Australia: Stanwell Corporation Limited; 2006.

Cau, G. and Cocco, D., 2014. “Comparision of medium-size concentrating solar power plants based on parabolic throgh and linear Fresnel collectors”. In *Proceedings of the 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI 2013*.

Cooper, P. I., 1969. The absorption of radiation in solar stills. *Solar Energy* volume 12, issue 3, pgs 333-346.

Desai, N. B., Kedare, S. B., Bandyopadhyay, S. 2014. Optimization of design radiation for concentrating solar thermal power plants without storage. *Solar Energy* 107 (2014) 98–112.

Di Canio, D., Treytl, W.J., Jur, F.A., Watson, C.D., 1979. Line focus solar thermal central receiver research study, FMC Corporation.

Duffie, J. A., Beckman, W. A., 1994. *Solar engineering of thermal processes*, 2 ed., John Wiley & Sons, New York, USA.

Duffie, J.A. and Beckman, W.A., 2013. *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, New Jersey, 4th edition.

Gunther, M., 2012. *Advanced CSP Teaching Materials*, Chapter 6: Linear Fresnel Technology, Cairo Egypt. 30-36.

Larsen, S.F., Altamirano, M., Hernandez, A., 2012. Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator. *Renewable Energy* 39, 198–206.

Lima, G. S. e Medina T., G. I., 2015. Irradiance optimization for application in linear fresnel collectors. In proceedings of 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engeneering – COBEM 2015. Rio de Janeiro, Brazil.

Lin, C.H., Hseih,W.L., Chen, C.S., Hsu, C.T. and Ku, T.T., 2012. “Optimization of photovoltaic penetration in distribution systems considering annual duration curve of solar irradiation”. *IEEE Transactions on Power Systems*, Vol. 27, pp. 1090–1097.

Mills, D., 2004. Advances in solar thermal electricity technology. *Solar Energy* 76, 19–31.

Odeh, S.D., Morrison, G.L., Behnia, M., 1998. “Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors”. *Solar Energy* 62, 395–406.

Porfídio, A. C. S. and Ceballos, J. C., 2013. “A method of estimating the normal direct solar radiation by geostationary satellite images: Preliminary results”. In *Proceedings of Brazillian Symposium of Remote Sensing – SBSR 2013*. Foz do Iguaçu, Brazil.

Price, H., Lupfert, E., Kearney, D., Zarza, E., Cohen, G., Gee, R., et al., 2002. Advances in parabolic trough solar power technology. *Journal of Solar Energy Engineering* 124, 109–125.

Pye, J.D., 2008. “System modeling of compact linear Fresnel reflector”. Ph.D. Thesis. University of New South Wales, Australia.

Sahoo, S.S., Singh, S. and Banerjee, R. 2012a. *Steady state hydrothermal analysis of the absorber tubes used in Linear Fresnel Reflector solar thermal system*. Department of Mechanical Engineering, College of Engineering and Technology, Biju Patnaik University of Technology, Bhubaneswar, India.

Sahoo, S.S., Singh, S., Banerjee, R., 2012b. Analysis of heat losses from a trapezoidal cavity used for a linear Fresnel reflector system. *Solar Energy* 86, 1313–1322.

Silvi, C., 2009. The pioneering work on linear Fresnel reflector concentrators in Italy. In: Presented at the 15th Solar PACES International Symposium, Berlin, Germany.

Singh, P.L., Sarviya, R.M. and Bhagoria, J.L. 2010. *Heat loss study of trapezoidal cavity absorbers for linear solar concentrating collector*. Energy Conversion e Management 51 (2010) 329-337.

Stine, B.W. and Geyer, M., 2001. "Power from the sun". 18 Jun. 2015
<<http://www.powerfromthesun.net/>>.

Swamee, P.K., Jain, A.K., 1976. "Explicit equations for pipe-flow problems". *Journal the Hydraulics Division (ASCE)* 102, 657–664.

W.T.Xie, Y.J.Dai. *et al.*, 2010. 'Concentrated solar energy applications using Fresnel lenses: A review'. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 2588– 2606

Fatih Aksoy, Halit Karabulut, 2013. "Performance testing of a Fresnel/Stirling micro solar energy conversion system". *Energy Conversion and Management* 75 (2013) 629–634

Zhul, G., Wendelin, T., Wagner, M.J. and Kustler, C. 2013. *History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors*. *Solar Energy* xxx (2013) xxx-xxx.

7 Anexos

ANEXO A – Código do programa desenvolvido no software MATLAB R2014a para realização das simulações presentes neste trabalho.

```
close all
clear all
```

```
% Alteracoes: acrescimo de um par de espelhos,
% consertei o rho_h acrescentando a parte de (1-alpha),
% nas eqs da pressao troquei Ai por A no Tal_w
```

```
% Parametros geometricos do tubo
```

```
global Di;
Di = 0.0267; % diametro interno [m]
global Do;
Do = 0.0334; % diametro externo [m]
L = 420.0; % comprimento da tubulacao [m]
Nt = 8.0; % numero de tubos
global A;
A = pi*(Di^2)/4.0; % area interna do tubo [m2]
global Ai;
Ai = pi*Di*L;
global P;
P = Do*pi; % perimetro externo [m]
```

```
% propriedades do tubo e vidro
```

```
Ed = 1.6; % rigidez da superficie do tubo
talalpha=0.9*0.902; % transmissividade-absorvidade do vidro
rho_g=0.88; % refletancia dos espelhos
DNI=875.0; % irradiancia direta normal [W/m2]
global Ta;
Ta=301; % temperatura ambiente [K]
global ks;
ks=16.6; % condutividade termica do tubo [W/mK]
Arefletor = 1.8*L; % area do refletor [m2]
Aref = 2.0*Arefletor*cos(deg2rad(5)) + 2.0*Arefletor*cos(deg2rad(15)) + 2.0*Arefletor*cos(deg2rad(30)) +
2.0*Arefletor*cos(deg2rad(45)); % area refletida [m2]
% Aref = 2.0*Arefletor*cos(deg2rad(15)) + 2.0*Arefletor*cos(deg2rad(30)) + 2.0*Arefletor*cos(deg2rad(45));
% area refletida [m2]
```

```
gama = 0.9; % fator de solidez
```

```
global Mp;
Mp = 0.112; % 0.013; % fluxo de massa por tubo [kg/s]
```

```
global ilg;
ilg = 1.575e6; % [j/kgK]
```

```
% Propriedades termofisicas da agua para T=450K
```

```
global cp;
cp = 4.4*1000.0; % calor especifico [J/kgK]
mi_1 = 152e-6; % viscosidade dinamica [Ns/m]
global k;
k = 678e-3; % condutividade termica [W/mK]
```



```

global Re;
Re = Mp*Di/(A*mi_l); %numero de Reynolds
global Pr;
Pr = mi_l*cp/k; %numero de Prandtl
global h_l;
h_l=0.023*(Re^0.8)*(Pr^0.4)*(k/Di); %coef de transferencia de calor do fluido [W/m2]

global f;
f=0.25/(log10((Ed/(3.7*Di))+(5.74/(Re^0.9))))^2); %fator de atrito
global dz;
dz = 1.0;
global U;
U = 12.17; %coeficiente global de perda de calor [W/m2K]
global const1;
const1 = (1/(2*pi*ks))*log(Do/Di)+(1/(h_l*pi*Di));
global Qin;
Qin = (DNI*rho_g*Aref*gama*talalpha)/(Nt*pi*Do*L); %fluxo de calor que entra [W/m2]

global rho_h;
rho_h = 759.5;
global uh;
uh = Mp/(rho_h*A);
rho_h_ant = rho_h;
uh_ant = uh;

Tini = 301.0;
Twoini = 305.4;
pini = 6.2e6;

global Tal_w;
[rho_l,ul,Tal_w] = rho_ul_Tal_calc(Tini);

rho_l_ant = rho_l;
ul_ant = ul;

dist(1) = 0.0;
p(1) = pini;
T(1) = Tini;
Two(1) = Twoini;
x(1) = 0.0;

i=2;
while dist(i-1)<L,

if T(i-1)<548.0
    [p(i),T(i),Two(i)] = calc_sist(p(i-1),T(i-1),Two(i-1),rho_l,ul,rho_l_ant,ul_ant,Tal_w);

    rho_l_ant = rho_l;
    ul_ant = ul;

    [rho_l,ul,Tal_w] = rho_ul_Tal_calc(T(i));

    x(i)=0.0;

else

```

```

T(i) = 548.0;
[p(i),x(i),Two(i)] = calc_sist2(p(i-1),x(i-1),T(i-1),rho_h_ant,uh_ant);
%Tal_w
rho_h_ant = rho_h;
uh_ant = uh;

end

dist(i) = dist(i-1) + dz;
i=i+1;
end

figure(1);
p_drop = ones(size(p))*pini - p;
p_drop = p_drop/100000.0;
plot(dist,p_drop);
xlabel('Distance [m]');
ylabel('Pressure drop [bar]');

figure(2)
plot(dist,x);
xlabel('Tube length [m]');
ylabel('Steam quality');

figure(3)
plot(dist,T);
xlabel('Tube length [m]');
ylabel('Bulk fluid temperature [K]');

figure(4)
plot(dist,U*(Two-Ta));
xlabel('Tube length [m]');
ylabel('Heat loss flux [W/m^2]');

function [ pressao, Temp, Two_ ] = calc_sist( pant,Tant,Twoant,rho_l,ul,rho_l_ant,ul_ant,Tal_w)
% UNTITLED4 Summary of this function goes here
% Detailed explanation goes here

global A;
global P;
global dz;
global U;
global Mp;
global cp;
global Qin;
global Ta;
global const1;
global Ai;

pressao = - (1.0/A)*(rho_l*A*ul^2 - rho_l_ant*A*ul_ant^2) - Tal_w*dz*P/A + pant;
% Asist = [1, U*P/(Mp*cp); -1, (1+const1*U)];
% Bsist = [Tant - (ul^2 - ul_ant^2)/(2.0*const1) + (Qin + U*Ta)*P/(Mp*cp); const1*Qin + const1*U*Ta];

Asist = [Mp*cp, U*P*dz; -1, (1+const1*U*P)];
Bsist = [Mp*cp*Tant - Mp*(ul^2 - ul_ant^2)/2.0 + (Qin + U*Ta)*P*dz; const1*Qin*P + const1*U*Ta*P];

```

```

% Asist
% Bsist

resp = linsolve(Asist,Bsist);

Temp = resp(1);
Two_ = resp(2);

End

function [ pressao, x, Two_ ] = calc_sist2( pant,xant,Tant,rho_h_ant,uh_ant)
% UNTITLED Summary of this function goes here
% Detailed explanation goes here

global A;
global P;
global dz;
global U;
global Mp;
global Qin;
global Ta;
global const1;
global ilg;
global Re;
global rho_h;
global uh;
global Tal_w;
global h_l;
global Di;
global k;
global Pr;
global Do;
global ks;
global f;
global Ai;

rho_g1 = 30.43;
rho_l1 = 759.5;

pressao = - (1.0/A)*(rho_h*A*uh^2 - rho_h_ant*A*uh_ant^2) - Tal_w*dz*P/A + pant;
Two_ = ((Qin + U*Ta)*P*const1 + Tant)/(1+U*P*const1);
x = ((Qin - U*(Two_-Ta))*P*dz - Mp*(uh^2 - uh_ant^2)/2.0 + Mp*xant*ilg)/(Mp*ilg);

alpha = (1+((1-x)/x)*rho_g1/rho_l1)^(-1.0);
rho_h = rho_g1*alpha + rho_l1*(1-alpha);
uh = Mp/(rho_h*A);

flo = 0.079/(Re^0.25);

sigma = 5.729e-8;
mig = 1.848e-5;
mil = 9.56e-5;

E = (1-x)^2 + x^2*(rho_l1*flo)/(rho_g1*f);
F = x^0.78*(1-x)^0.224;
H = (rho_l1/rho_g1)^0.91*(mig/mil)^0.19*(1-(mig/mil))^0.7;
g = 9.81;
Fr = Mp^2/(g*Di*rho_h^2);
We = Mp^2*Di/(sigma*rho_h);

```

```

phi = E + 3.24*F*H/((Fr^0.045)*(We^0.035));

Tal_w = 0.5*flo*(Mp^2/(A^2*rho_11))*phi;

k = 580.0e-3;
h_1 = 0.023*((200.0*(1-x)*Di/mil)^0.8)*(Pr^0.4)*(k/Di);

const1 = (1/(2*pi*ks))*log(Do/Di)+(1/(h_1*pi*Di));

xant1 = x;
pressao = - (1.0/A)*(rho_h*A*uh^2 - rho_h_ant*A*uh_ant^2) - Tal_w*dz*P/A + pant;
Two_ = ((Qin + U*Ta)*P*const1 + Tant)/(1+U*P*const1);
x = ((Qin - U*(Two_-Ta))*P*dz - Mp*(uh^2 - uh_ant^2)/2.0 + Mp*xant*ilg)/(Mp*ilg);

alpha = (1+((1-x)/x)*rho_g1/rho_11)^(-1.0);
rho_h = rho_g1*alpha + rho_11*(1-alpha);
uh = Mp/(rho_h*A);

flo = 0.079/(Re^0.25);

sigma = 5.729e-8;
mig = 1.848e-5;
mil = 9.56e-5;

E = (1-x)^2 + x^2*(rho_11*flo)/(rho_g1*f);
F = x^0.78*(1-x)^0.224;
H = (rho_11/rho_g1)^0.91*(mig/mil)^0.19*(1-(mig/mil))^0.7;
g = 9.81;
Fr = Mp^2/(g*Di*rho_h^2);
We = Mp^2*Di/(sigma*rho_h);

phi = E + 3.24*F*H/((Fr^0.045)*(We^0.035));

Tal_w = 0.5*flo*(Mp^2/(A^2*rho_11))*phi;

k = 580.0e-3;
h_1 = 0.023*((200.0*(1-x)*Di/mil)^0.8)*(Pr^0.4)*(k/Di);

const1 = (1/(2*pi*ks))*log(Do/Di)+(1/(h_1*pi*Di));

pressao = - (1.0/A)*(rho_h*A*uh^2 - rho_h_ant*A*uh_ant^2) - Tal_w*dz*P/A + pant;
Two_ = ((Qin + U*Ta)*P*const1 + Tant)/(1+U*P*const1);
x = ((Qin - U*(Two_-Ta))*P*dz - Mp*(uh^2 - uh_ant^2)/2.0 + Mp*xant*ilg)/(Mp*ilg);

end

function [ rho, ul, Tal ] = rho_ul_Tal_calc( Temp )
% UNTITLED3 Summary of this function goes here
% Detailed explanation goes here

global A;
global Mp;
global f;

```

```
rho = -0.9583*Temp + 1284.6;  
ul = Mp/(rho*A);  
Tal = 0.5*f*((Mp^2)/((A^2)*rho));
```

```
end
```

ANEXO B – Fluxograma para melhor compreensão do programa desenvolvido no software MATLAB R2014a para realização das simulações presentes neste trabalho.

