

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Análise da Transferência de Calor em Concentrador Solar do Tipo Fresnel Linear de Tubo Evacuado: Estudo da Pressão

Por,
João Pedro Gadioli de Sousa

Brasília, 27 de Junho de 2019

UNIVERSIDADE DE BRASILIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**Análise da Transferência de Calor em
Concentrador Solar do Tipo Fresnel Linear de
Tubo Evacuado: Estudo da Pressão**

POR,

João Pedro Gadioli de Sousa

Relatório submetido ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Mário Benjamin Baptista de Siqueira, Unb/ENM

Prof. Taygoara Felamingo de Oliveira, UnB/ ENM

Dario Gerardo Fantini, UnB/ ENM

Prof. Cláudio, UnB/EnM

Brasília, 27 de Junho de 2019

Dedicatória

Dedico este trabalho, primeiramente a Deus e depois a minha família e amigos, que tanto me apoiaram até o presente momento.

João Pedro G. de Sousa

RESUMO

A energia solar aparece, atualmente, como a principal fonte de energia renovável e uma excelente alternativa aos crescentes problemas na matriz energética mundial. Dessa maneira, tecnologias de concentração solar vêm sendo utilizadas, cada vez mais, para processos domésticos e industriais que tenham necessidade de aquecimento de fluidos ou geração de energia elétrica. E percebe-se uma busca cada vez maior por aumentos de eficiência, tendo destaque, o processo de evacuação do tubo. Portanto, esse trabalho tem como objetivo o desenvolvimento e validação de um modelo termodinâmico de um concentrador solar do tipo Fresnel linear com tubo evacuado, de modo a evidenciar a influência da pressão de vácuo no invólucro de vidro na transferência de calor. Muitas variáveis foram estudadas e três experimentos foram realizados, gerando resultados experimentais muito próximos aos do modelo desenvolvido.

Palavras chaves: Energia solar, Modelo termodinâmico, Fresnel Linear, Pressão de vácuo

ABSTRACT

Solar energy is now the main source of renewable energy and an excellent alternative to the growing problems in the world energy matrix. In this way, solar concentration technologies are increasingly being used for domestic and industrial processes that require fluid heating or electricity generation. And an increasing search for efficiency increases is observed, with emphasis on the evacuation process of the tube. Therefore, this work has the objective of developing and validating a thermodynamic model of a linear Fresnel solar concentrator with evacuated tube, in order to show the influence of the vacuum pressure on the glass enclosure in the heat transfer. Many variables were studied and three experiments were performed, generating experimental results very close to those of the developed model.

Keywords: Solar energy, Thermodynamic model, Fresnel Linear, Vacuum pressure

SUMÁRIO

1.	Introdução	14
1.1.	Contextualização	14
1.2.	Concentradores Solares (CSP)	16
1.3.	Objetivos	18
1.3.1.	Objetivos Gerais	18
1.3.2.	Objetivos Específicos	18
2.	Coletor Solar Fresnel Linear	19
2.1.	Refletor Primário	21
2.2.	Refletor Secundário	25
2.3.	Tubo absorvedor	26
2.4.	Rastreador solar	27
3.	Modelo Matemático	30
3.1.	Análise Ótica	30
3.1.1.	Refletor Primário	32
3.1.2.	Refletor Secundário	33
3.1.3.	Rastreamento solar	34
3.2.	Análise Térmica	34
3.2.1.	Fluido de Transferência de Calor (FTC)	35
3.2.2.	Tubo Absorvedor	38
3.2.3.	Envelope de Vidro	42
3.2.4.	Refletor Secundário	46
3.2.5.	Influência da Pressão de Vácuo	53
4.	Equipamentos Utilizados	56
4.1.	Bancada de espelhos	56
4.1.1.	Melhoria na Rigidez dos Espelhos	57
4.2.	Refletor secundário	60
4.3.	Tubo Absorvedor Evacuado	61
4.4.	Ventilador	62
4.5.	Bomba de vácuo	63
4.6.	Motor de passo	64
4.7.	Sistema de Instrumentação	64
4.7.1.	Bancada de instrumentação	64
4.7.2.	Datalogger	65
4.7.3.	Termopares	66
4.7.4.	Sensor de medição geral	67
4.7.5.	Piranômetros	68

4.7.6.	Medidores de vazão mássica	68
4.7.7.	Controle do sistema de movimentação.....	69
5.	Procedimentos experimentais	70
5.1.1.	Posicionamento do receptor em relação ao refletor primário	70
5.1.2.	Posicionamento dos equipamentos em orientação determinada	71
5.1.3.	Ajuste da posição inicial dos espelhos	71
5.1.4.	Evacuação do tubo absorvedor.....	72
5.1.5.	Acoplamento e acionamento dos ventiladores	73
5.1.6.	Fixação dos termopares	73
5.1.7.	Inicialização do motor de passo	74
5.1.8.	Aquisição de dados pelo <i>datalogger</i>	75
6.	Resultados	76
6.1.	Dados Utilizados	76
6.1.1.	Características geométricas do sistema	76
6.1.2.	Propriedades Termodinâmicas	76
6.1.3.	Características Ópticas	77
6.1.4.	Condições experimentais.....	79
6.2.	Resultados Experimentais	80
6.2.1.	Resultados do Experimento 1.....	80
6.2.2.	Resultados do Experimento 2.....	84
6.2.3.	Resultados do Experimento 3.....	86
6.3.	Resultados Teóricos	88
6.3.1.	Resultados teóricos do experimento 1.....	88
6.3.2.	Resultados Teóricos do Experimento 3.....	89
6.4.	Análises de sensibilidade	90
6.4.1.	Comprimento do absorvedor.....	91
6.4.2.	Eficiência ótica.....	93
6.4.3.	Absortividade	93
6.4.4.	Vazão.....	94
7.	Conclusão.....	96
8.	Referências Bibliográficas	98

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Gráfico Energia solar.....	14
Figura 2- Gráfico da utilização de energia solar em diversos setores.....	15
Figura 3- Mapa da irradiação global.....	15
Figura 4 - Irradiação solar média no Brasil.....	16
Figura 5- Concentrador solar de linha focal: Calha Parabólica.....	17
Figura 6 - Concentrador solar de ponto focal: Disco Solar.....	17
Figura 7- Exemplificação do funcionamento das lentes de Fresnel.....	19
Figura 8- Primeiro Concentrador Fresnel Linear.....	20
Figura 9- Esquema de um concentrador Fresnel Linear.....	20
Figura 10- Exemplo de Refletor Primário e sua função.....	21
Figura 11 - Espelho curvo.....	22
Figura 12- Altura do Receptor.....	22
Figura 13- Efeito cosseno.....	23
Figura 14- Esquema das perdas por sombreamento.....	23
Figura 15 - Esquema de perdas por bloqueio.....	24
Figura 16 - Fenômeno do Spillage ou dispersão.....	25
Figura 17- Refletor secundário do tipo dupla parábola.....	26
Figura 18- Refletor secundário do tipo trapezoidal.....	26
Figura 19 - (a) Tubo absorvedor sem envoltório; (b) tubo absorvedor com envoltório de vidro.....	27
Figura 20- Tubo absorvedor evacuado.....	27
Figura 21 - Exemplificação dos ângulos de elevação e azimute.....	28
Figura 22- Ângulos de incidência transversal e longitudinal.....	31
Figura 23- Refletor Primário utilizado.....	32
Figura 24- Refletor secundário e suas características geométricas.....	33
Figura 25 - Modelo geométrico do refletor secundário no software de ray tracing.....	33
Figura 26 - Balanço de energia no FTC.....	35
Figura 27 - Balanço de energia para tubo absorvedor.....	38
Figura 28 - Balanço de energia para envelope de vidro.....	42
Figura 29 - Refletor secundário dividido em 3 volumes de controle.....	46
Figura 30 - Balanço de energia para camada inferior do refletor secundário.....	47
Figura 31 - Balanço de energia para camada intermediária do refletor secundário.....	50
Figura 32 - Balanço de energia para camada superior do refletor secundário.....	51
Figura 33 - Bancada de espelhos primários.....	56
Figura 34 - Sistema de cremalheira para a movimentação dos espelhos.....	56
Figura 35 - Problemas Causados por Deflexão Angular.....	57
Figura 36 - Perfil MV109.....	57
Figura 37 - Peça de alumínio para sustentação, com rosca.....	58
Figura 38 - Peça de alumínio para a sustentação, sem rosca.....	58
Figura 39 - Proximidade do centro de massa do conjunto com o centro de rotação.....	59

Figura 40 - Montagem dos componentes projetados	59
Figura 41 - Simulação de deflexão.....	60
Figura 42 - Simulação estática do conjunto peça-perfil.....	60
Figura 43- Refletor Secundário	61
Figura 44 - Tubo absorvedor evacuado.....	61
Figura 45 - Tampas para vedação do tubo evacuado	62
Figura 46 - Ventilador centrífugo.....	62
Figura 47 - Inversor de frequência	63
Figura 48 - Bomba de vácuo utilizada	63
Figura 49 - Motor de Passo Nema 23.....	64
Figura 50 - Montagem da Bancada	65
Figura 51 - Datalogger CR100.....	65
Figura 52 - Comparação dos termopares utilizados	66
Figura 53 - Transdutores de sinal.....	67
Figura 54 - Mini estação meteorológica.....	67
Figura 55 - Placa de orifício.....	68
Figura 56 - Driver controlador do motor de passo	69
Figura 57 - Arduino Uno.....	69
Figura 58 - Alinhamento dos espelhos com o receptor.....	70
Figura 59 - Posicionameto lateral para aumentar o fator de interceptação	70
Figura 60- Alinhamento com o Norte Solar.....	71
Figura 61- Ajuste angulação inicial dos espelhos	72
Figura 62 - Processo de evacuação do tubo absorvedor.....	72
Figura 63 - Montagem experimental.....	73
Figura 64- Fixação do termopar no centro do tubo absorvedor	73
Figura 65 - Termopar posicionado em superfície	74
Figura 66 - Acionamento do motor de passo	74
Figura 67- Modelagem do sistema no TONATIUH	77
Figura 68- Simulação de ray tracing	78
Figura 69 - Medida do Vácuo no experimento 1	80
Figura 70 - Gráfico de Temperatura (°C) x Tempo do Experimento 1.....	81
Figura 71 - Radiações direta e global durante experimento 1 (kW/m ²).....	81
Figura 72 - Temperatura ambiente no experimento 1	82
Figura 73 - Comparativo entrada e saída do FTC no Experimento 1	83
Figura 74 - Temperatura do Ftc na saída durante o experimento 1.....	84
Figura 75 - Gráfico de Temperatura (°C) x Tempo do Experimento 2.....	84
Figura 76- Radiações direta e global durante experimento 2 (kW/m ²).....	85
Figura 77 - Temperatura ambiente no experimento 2	85
Figura 78 - Gráfico de Temperatura (°C) x Tempo do Experimento 3.....	86
Figura 79 - Radiações direta e global durante experimento 3 (kW/m ²).....	86
Figura 80 - Temperatura ambiente no experimento 3	87
Figura 81 - Temperaturas do Ftc e do tubo absorvedor no experimento 3	87
Figura 82 - Análise de sensibilidade da absorvidade	94

Figura 83 - Análise de sensibilidade da vazão	94
Figura 84 - Visão Geral Tonatiuh	102
Figura 85 - Exemplo de nós e de materiais utilizados.....	102
Figura 86 – Calculadora de Posição Solar	103
Figura 87 - Opções de salvamento da simulação	103
Figura 88 - Condutividade térmica x Temperatura	105
Figura 89 - cp x pressão	105
Figura 90 - Difusividade térmica x Temperatura	106
Figura 91 - Viscosidade cinemática x Temperatura.....	106
Figura 92 - Massa específica x Temperatura	107
Figura 93 - Calibração Termopares de 1 a 8	110
Figura 94 - Curva de Calibração da Placa de orifício	111
Figura 95 - Esquema de ligação do driver L298N	112
Figura 96 - Inputs e outputs do driver L298N.....	112
Figura 97- Modificador de anglo de incidência transversal	114
Figura 98- Modificador do ângulo de incidência longitudinal.....	114

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características geométricas principais	76
Tabela 2 - Propriedades termodinâmicas dos componentes.....	77
Tabela 3 - Coeficientes do Polinômio Modificador longitudinal.....	78
Tabela 4 - Coeficientes do Polinômio Modificador Transversal	79
Tabela 5 - Características geográficas do local de experimentação.....	79
Tabela 6 - Informações iniciais dos experimentos	80
Tabela 7 - Resultados e Parâmetros Teóricos para diferentes pressões no experimento 1	88
Tabela 8 - Resultados e Parâmetros teóricos para eficiência máxima no experimento 1	89
Tabela 9 - Resultados e Parâmetros Teóricos para diferentes pressões no experimento 3	89
Tabela 10 - Resultados e Parâmetros teóricos para eficiência máxima no experimento 3	90
Tabela 11 - Análise de temperaturas para absorvedor de 10m de comprimento	91
Tabela 12 - Análise de temperaturas para absorvedor de 5m de comprimento	92
Tabela 13 - Análise de temperaturas para absorvedor de 3m de comprimento	92
Tabela 14 - Análise de sensibilidade na eficiência estimada	93
Tabela 15 - Análise de sensibilidade na eficiência máxima.....	93
Tabela 16 - Modificadores de ângulo de incidência longitudinal	113
Tabela 17 - Modificadores de ângulo de incidência transversal	113

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	[m ²]
cp	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg.K]
u	Velocidade	[m/s]
m	Massa	[kg]
T	Temperatura	[°C]
P	Pressão relativa	
h	Coefficiente convectivo de transferência de calor	[W/m ² .K]
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
R	Raio	[m]
F	Fator	

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica	[m ² /s]
β	Coefficiente de expansão volumétrica	[1/K]
σ	Constante de Stefan-Boltzman	[W/m ² .K ⁴]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s ²]
ε	Emissividade	
τ	Transmissividade	
η	Eficiência	
Δ	Varição entre duas grandezas similares	
ρ	Massa específica	[m ³ /kg]

Grupos Adimensionais

Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Ra	Número de Rayleigh

Subscritos

atm	atmosfera
ext	externo
int	interno
ex	saída
opt	ótica
ef	efetiva
cil	cilindro

<i>RFS</i>	Refletor secundário	
<i>RFS1</i>	Refletor secundário camada inferior	
<i>RFS2</i>	Refletor secundário camada inferior	
<i>RFS3</i>	Refletor secundário, camada inferior	
<i>LF</i>	Refletor primário	
<i>ABS</i>	Tubo absorvedor	
<i>VDR</i>	Envelope de vidro	
<i>FTC</i>	Fluido de transferência de calor	
<i>SW</i>	Radiação solar	
<i>LW</i>	Radiação de onda longa (<i>long wave</i>)	[W/m ²]
<i>Rg</i>	Radiação global	[W/m ²]
<i>DNI</i>	Radiação direta normal	[W/m ²]
<i>CSP</i>	<i>Concentrating solar power</i>	

Sobrescritos

- Variação temporal

Siglas

IFFESM

1. Introdução

1.1. Contextualização

A matriz energética mundial vem sofrendo modificações nos últimos anos, tendo em vista a crescente busca por energias renováveis e mais limpas, em detrimento das fontes energéticas não renováveis e poluentes, tudo isso devido às modernas tendências sustentáveis. Nesse contexto, a energia solar se apresenta como uma das alternativas mais promissoras, por conta de sua fonte praticamente inesgotável, não emissão de poluentes, baixo custo de manutenção e possibilidade de aplicação em lugares onde não há grande disponibilidade de outras fontes energéticas.

Os processos mais utilizados para aproveitamento da energia solar para geração de eletricidade e de calor são: o aproveitamento fotovoltaico (FV), que converte a energia solar em energia elétrica; o aproveitamento da luz solar por concentração, *Concentrating Solar Power* (CSP), que pode produzir energia elétrica ou produzir calor para uso direto; e o aproveitamento por coletores, que realizam o aquecimento direto da água e/ou de ambientes a partir da luz solar.

Em relação à matriz energética mundial, a energia solar aparece com uma potência instalada de 301 GW, sendo 294 GW vindos do aproveitamento fotovoltaico e somente 7 GW vindos de CSP, o que resultou numa geração total de 333 TWh e num fator de capacidade médio de 14,4%. (Governo Brasileiro, 2017)

Geração e Potência Instalada Solar no Mundo - 2016

País	Geração (TWh)	% da Geração Total	Potência Instalada (MW)	Fator de Capacidade (%)	Expansão no Ano (GW)
1 China	66,2	1,1	78.070	13,2	34,5
2 Estados Unidos	56,8	1,3	40.300	18,6	14,7
3 Japão	49,5	4,9	42.750	14,9	8,6
4 Alemanha	38,2	5,9	41.275	10,8	1,5
5 Itália	22,9	8,1	19.279	13,7	0,4
6 Espanha	13,6	5,0	5.490	28,3	0,1
7 Índia	11,9	0,8	9.010	18,8	4,0
8 Reino Unido	10,3	3,1	11.727	11,0	2,0
9 França	8,3	1,5	7.130	13,8	0,6
10 Austrália	7,2	2,8	5.488	15,8	0,8
11 Coreia do Sul	5,2	0,9	4.350	15,2	0,9
12 Grécia	4,0	8,2	2.611	17,5	0,0
13 África do Sul	3,3	1,3	1.544	27,6	0,5
14 Canadá	3,1	0,5	2.715	13,4	0,2
15 Bélgica	3,0	3,6	3.422	10,1	0,2
Outros	29,7	0,4	26.313	14,6	6,3
Mundo	333,1	1,4	301.473	14,4	75,1
% do mundo	1,4		4,7		34,9

Figura 1- Gráfico Energia solar
Fonte: Governo Brasileiro (2017)

O Brasil conta com 438,3 MW de potência instalada de geração solar, o que corresponde a 15,7 mil instalações pelo país, resultando numa geração total estimada de 650 GWh, representando 0,1% da oferta total do país. Em relação a distribuição da energia solar em diversos setores, vemos que o âmbito residencial se destaca em relação

ao percentual de unidades totais instaladas, o âmbito comercial aparece com a maior porcentagem de potência instalada e o âmbito industrial com o maior percentual de kW/unidade. (Ministério Minas e Energia, 2017)

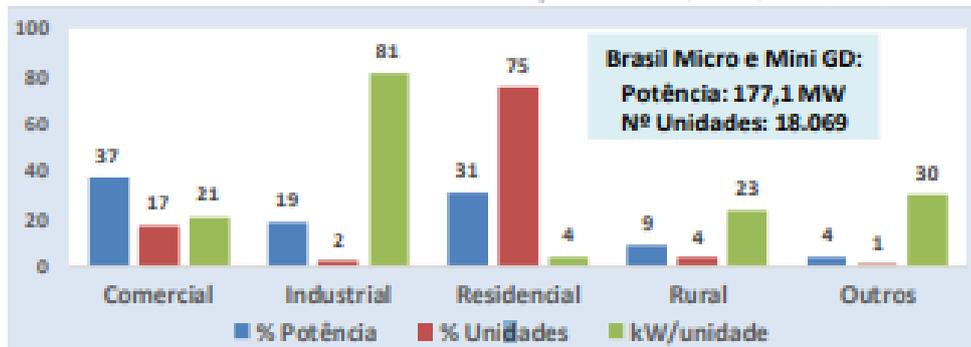


Figura 2- Gráfico da utilização de energia solar em diversos setores
Fonte: Ministério Minas e Energia (2017)

O potencial brasileiro para energia solar é bastante grande, sendo que no país, a região Nordeste se destaca, apresentando os maiores índices de irradiação solar e a menor variabilidade anual. A irradiação média anual do país apresenta valores em torno de 1220 a 2400 kWh/m², tendo destaque a região da Bahia e noroeste de Minas Gerais, que apresentam o pico de irradiação no país, com valores de 6,5kWh/m²/dia, muito pelo fato de apresentar condições de baixa nebulosidade aliadas a alta irradiação durante uma boa parcela do ano. Os valores brasileiros se mostram bem elevados quando em comparação com a média mundial, porém ainda ficando abaixo de algumas localidades no Oriente Médio, Austrália, Chile, Peru e México, que atingem níveis de irradiação superiores a 3000 kWh/m². (Ministério Minas e Energia, 2017)

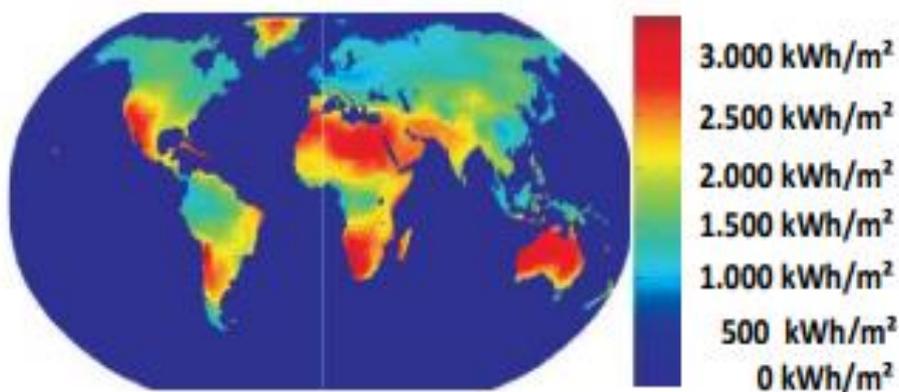


Figura 3- Mapa da irradiação global
Fonte: Ministério Minas e Energia (2017)

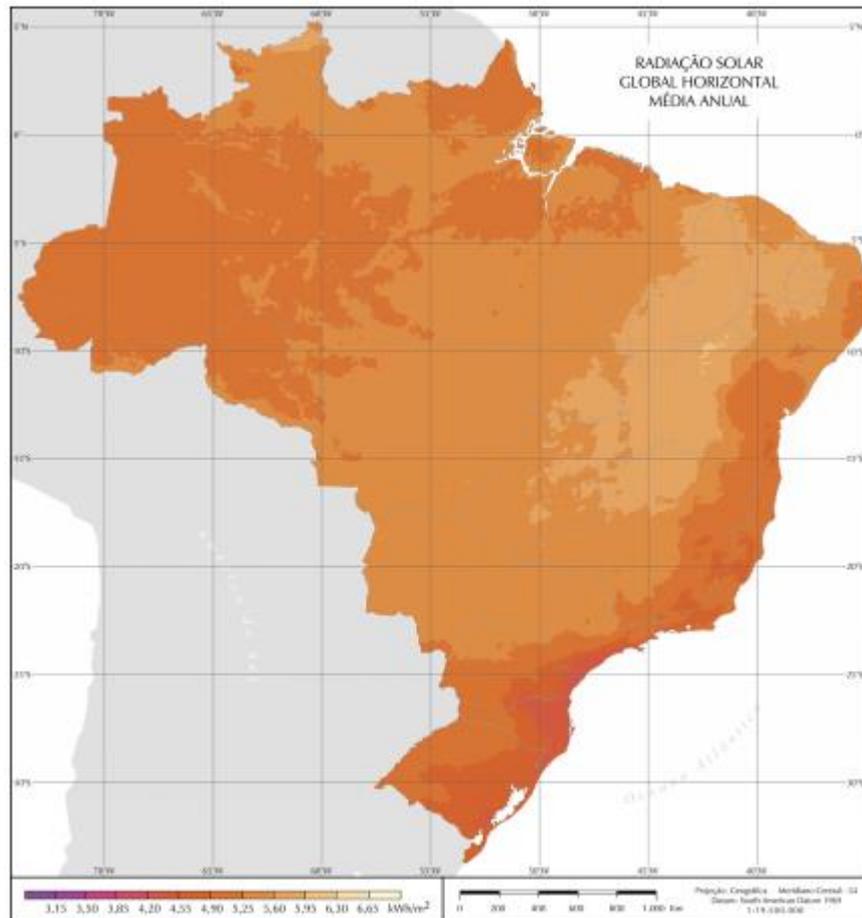


Figura 4 - Irradiação solar média no Brasil
Fonte: Inpe (2017)

1.2. Concentradores Solares (CSP)

Dentro do contexto de utilização da energia solar, aparece a energia heliotérmica, que é a utilização da energia solar concentrada para o aquecimento direto ou geração de eletricidade em motores térmicos ou através do movimento de turbinas movidas a vapor. (Heliotérmica, 2016)

Sendo assim, como já citado anteriormente, os concentradores solares são uma alternativa muito importante no aproveitamento da energia solar e consistem em concentrar o máximo de luz solar possível em um receptor que capta e transfere a energia para um fluido de transferência de calor. Esse processo de captação e transferência de energia deve ocorrer ininterruptamente, para garantir maior eficiência do sistema e por isso as instalações de CSP de grande porte podem contar com sistemas de armazenamento de calor, de modo a garantir um funcionamento contínuo durante a noite ou quando a irradiação estiver mais baixa, como em dias nublados.

Existem 4 tipos principais de CSP, sendo eles: a Calha Parabólica (CP), Torre Solar (TS), Disco Solar (DS) e Refletor Fresnel (RF). Existindo diferenças em relação ao tipo de rastreamento solar e ao tipo de receptor. No caso das tecnologias CP e RF, estas concentram os raios soares em uma linha focal, atingindo temperaturas operacionais em

uma faixa entre 300 e 550°C e possuem rastreamento solar, geralmente em 1 eixo, enquanto as tecnologias DS e TS concentram a luz solar em um único ponto focal, atingindo temperaturas mais elevadas e possuem rastreamento solar em dois eixos. (Governo brasileiro, MME, 2017)



*Figura 5- Concentrador solar de linha focal: Calha Parabólica
Fonte: DARKOPTIMISM(2011)*



*Figura 6 - Concentrador solar de ponto focal: Disco Solar
Fonte: Global Nevadacorp (2011)*

A crescente demanda mundial por energias mais sustentáveis, fez com que um elevado investimento fosse dado para o desenvolvimento das tecnologias solares, de forma a buscar um aumento na eficiência das mesmas. Tendo esse fato em vista, uma das maneiras de aumentar a eficiência de concentradores solares de concentração em linha focal (Calha parabólica e Fresnel Linear) é utilizar receptores com invólucros evacuados, de maneira a minimizar as perdas por convecção para o ambiente externo, preservando maior quantidade de calor no receptor e, por consequência, no fluido de transferência de calor. Existe, porém, um custo muito elevado na tecnologia destes tubos, devido ao fato de haver uma engenharia bastante complexa no processo, custo esse que, para determinadas aplicações, seria incompatível com a necessidade. Sendo assim, o presente trabalho realiza um estudo de como as diferentes pressões de vácuo no invólucro dos receptores, influenciam a transferência de calor e eficiência térmica de um concentrador solar.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivos Gerais

O presente trabalho tem como objetivo geral o estudo da pressão de vácuo no invólucro de vidro de um tubo absorvedor de um sistema Fresnel Linear e como sua variação influencia na transferência de calor e, por consequência, na eficiência térmica do sistema.

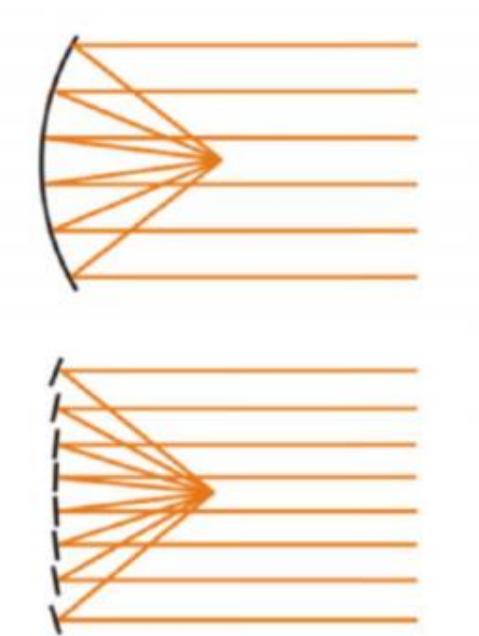
1.3.2. Objetivos Específicos

No que diz respeito aos objetivos específicos, temos:

- Desenvolvimento de um modelo termodinâmico para realizar a análise de um concentrador solar do tipo Fresnel Linear.
- Fixar componentes e colocar em funcionamento a bancada Fresnel Linear, de modo a aperfeiçoá-la para futuros projetos.
- Realizar uma análise experimental, para testar o modelo proposto e verificar sua validade, analisando as principais variáveis de interesse e comparando com os resultados do modelo termodinâmico.
- Comparação da influência, na transferência de calor, da pressão de vácuo com a de outras variáveis do sistema, como comprimento do tubo, absorvidade, vazão e eficiência ótica.

2. Coletor Solar Fresnel Linear

O nome Fresnel Linear é utilizado para denominar esse concentrador solar em função da lente de Fresnel, desenvolvida pelo físico francês Augustin-Jean Fresnel, no século 18, para uso em faróis costeiros, substituindo as lentes tradicionalmente utilizadas. O princípio das lentes de Fresnel é o recorte da superfície contínua de uma lente padrão em um conjunto de superfícies descontínuas entre elas, de modo a reduzir a espessura da lente e por consequência, seu peso e volume.



*Figura 7- Exemplificação do funcionamento das lentes de Fresnel
Fonte: Unisinos (2017)*

Esse princípio pode ser utilizado da mesma forma para espelhos, o que tornou possível, o desenvolvimento da tecnologia de concentração Fresnel Linear, com efeito bastante semelhante ao das calhas parabólicas, porém tendo um preço mais reduzido, devido ao menor volume e peso dos elementos de reflexão, tornando uma tecnologia bastante atrativa para determinadas aplicações.

O primeiro protótipo de um coletor solar Fresnel Linear foi construído em 1964, na Itália pelo matemático Giovanni Francia, sendo testado na estação solar em Marseille, com suporte do governo francês e da Cooperação Mediterrânea de Energia Solar (COMPLES). (Unisinos, 2017)

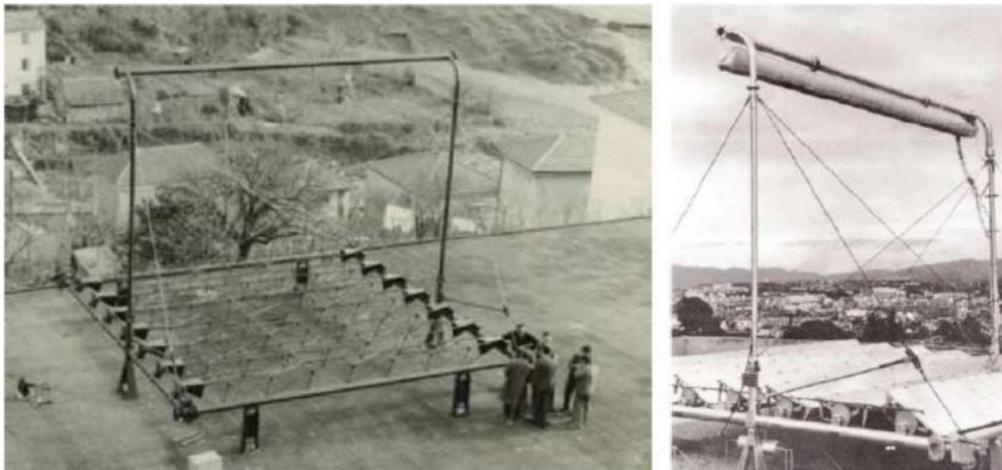


Figura 8- Primeiro Concentrador Fresnel Linear
Fonte: Unisinos (2017)

Os concentradores solares Fresnel Linear atuais foram desenvolvidos com o objetivo de concentrar o máximo possível de luz solar nos refletores primários, para que estes reflitam a luz para a linha focal, onde estará posicionado um tubo absorvedor (receptor), cujo interior estará sendo atravessado por algum tipo de fluido, sendo que possuímos, também, um refletor secundário, que serve para reduzir as perdas óticas, refletindo novamente os raios solares que não atingiram o tubo absorvedor. O sistema pode possuir ainda, um rastreador solar, de maneira a seguir o sol pelo seu movimento no céu, aumentando a eficiência ótica, quando em comparação com um sistema sem rastreamento.

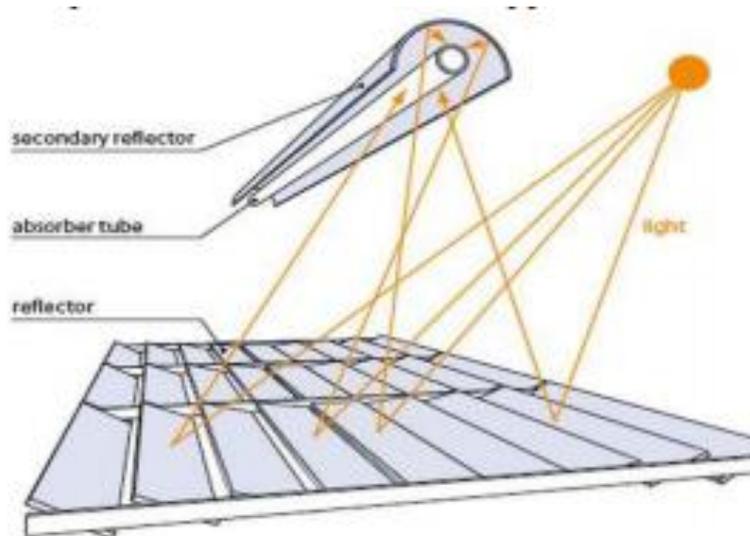


Figura 9- Esquema de um concentrador Fresnel Linear
Fonte: Unisinos (2017)

2.1. Refletor Primário

Os Refletores Primários são o local por onde ocorre a entrada de energia solar no sistema, sendo compostos por espelhos de vidro planos ou ligeiramente curvos, fabricados com material de alta refletividade.



Figura 10- Exemplo de Refletor Primário e sua função
Fonte: López (2017)

Existem alguns fatores que influenciam diretamente na eficiência e no custo do campo de espelhos do concentrador Fresnel Linear, sendo eles:

- Curvatura dos espelhos

No que diz respeito a curvatura dos espelhos, podemos escolher espelhos planos ou ligeiramente curvados. No caso dos planos, a sua fabricação é extremamente simples e barata, porém existe uma perda de eficiência ótica devido ao fenômeno do *spillage*. Podemos solucionar esse problema, através do aumento da largura do refletor primário ou a diminuição da altura do tubo absorvedor em relação ao campo de espelhos, porém a primeira solução diminui a captação de raios solares no refletor secundário e a segunda aumenta as perdas por sombreamento e bloqueio. Sendo assim, a solução que não gera perdas óticas, é a utilização de espelhos com curvatura, mais complexos e caros que os planos, porém sem perdas de eficiência.

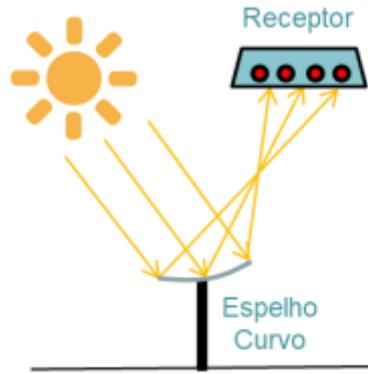


Figura 11 - Espelho curvo
Fonte: Congresso brasileiro de energia solar (2018)

- Altura do tubo absorvedor (Receptor)

Em relação à altura do receptor, devemos encontrar a altura ótima, visando reduzir as perdas ópticas, sendo que quanto mais alta a distância, menores as perdas por sombreamento e bloqueio, porém menor a contribuição dos espelhos mais afastados, e quanto menor a distância, maior a participação dos espelhos mais externos e maiores as perdas por sombreamento e bloqueio.

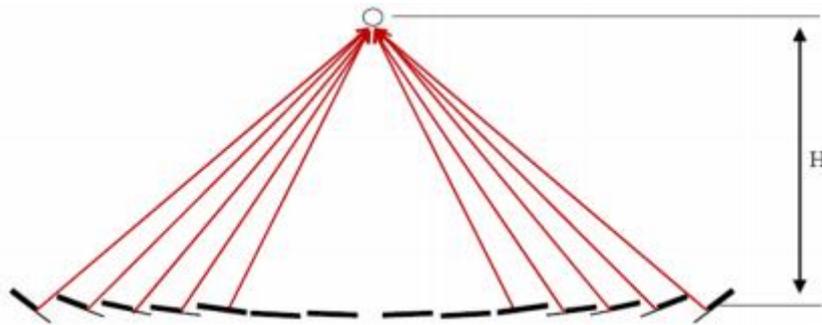


Figura 12- Altura do Receptor
Fonte: Unisinos (2017)

- Distância entre espelhos

Já em relação a folga entre os espelhos, podemos fazer uma análise semelhante à da altura, quanto maior a folga para um mesmo número de espelhos, maior a largura total do refletor primário e menores as perdas para o sombreamento e bloqueio, e vice e versa.

Em relação às perdas óticas, temos:

- Efeito Cosseno

Ocorre em todas as formas de concentrador solar e consiste na perda devido ao refletor não estar alinhado de maneira perpendicular aos raios solares incidentes, tornando sua área aparente menor de acordo com o cosseno do ângulo de incidência.

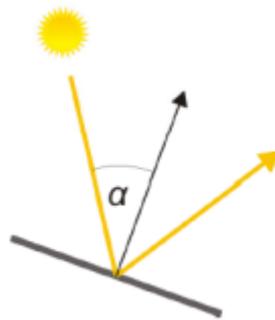


Figura 13- Efeito cosseno
Fonte: IFEESM (2015)

- Sombreamento

É a perda de energia solar incidente, pois parte da luz solar não atinge os espelhos, devido a criação de sombra por espelhos adjacentes. Ocorre para ângulos de incidência menores.

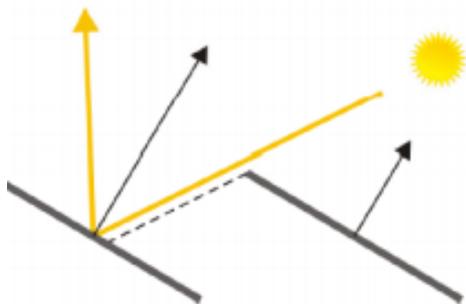


Figura 14- Esquema das perdas por sombreamento
Fonte: Feldhoff, F (2012)

- Bloqueio

É a perda de energia solar refletida, pois parte dos raios refletidos não atinge o refletor, sendo bloqueada por espelhos adjacentes. Ocorre para ângulos de incidência menores, assim como o sombreamento.

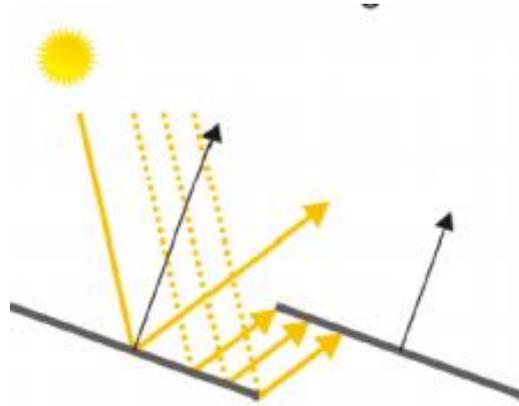


Figura 15 - Esquema de perdas por bloqueio
Fonte: Feldhoff, F, (2012)

- *End losses*

Se refere às perdas devido à radiação que é refletida nos espelhos primários, mas não atinge o receptor, devido ao sol não estar posicionado perfeitamente a cima dos espelhos, sendo concentrada além do mesmo. (*Concentrating Solar power technology*)

- Sombras do tubo absorvedor e refletor secundário

Dependendo da distância entre os espelhos e o refletor secundário e receptor, podem ocorrer perdas por sombreamento geradas pelos mesmos. (IFEESM 2015)

- Absortividade

Os materiais utilizados para a fabricação dos espelhos primários devem possuir alta refletividade para garantir a maior eficiência do sistema, porém, mesmo que pequena, ainda existe uma absortividade. Sendo assim, os espelhos absorvem uma parcela da energia solar direcionada nos mesmos, gerando perdas no sistema.

- *Holes* ou buracos

Ocorrem devido a um espaçamento maior do que o necessário entre espelhos adjacentes, resultando em áreas atingidas pela radiação solar, que não refletem essa radiação para o receptor.

- *Spillage* ou dispersão

Devido ao tamanho finito do disco solar, o feixe de raios refletidos diverge do espelho, não atingindo o plano de abertura do receptor.

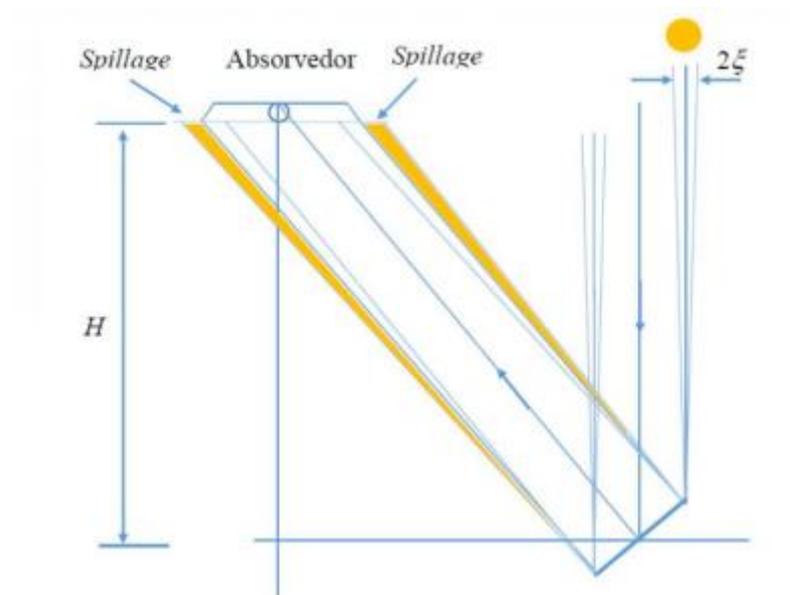


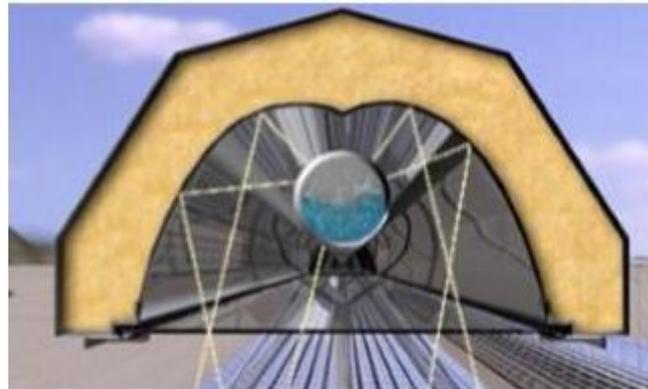
Figura 16 - Fenômeno do Spillage ou dispersão
 Fonte: Congresso Brasileiro de Energia Solar (2018)

2.2. Refletor Secundário

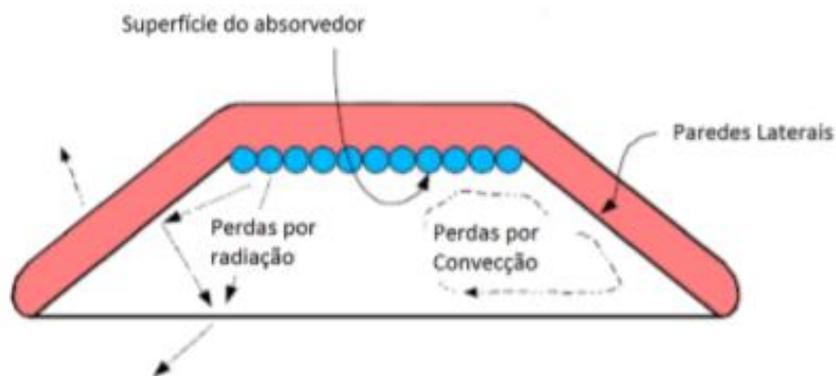
Os refletores secundários têm a função de aumentar o fator de interceptação dos raios solares, aumentando as taxas de concentração. Tal aparato se faz necessário devido ao movimento transversal do sol em relação à posição dos espelhos do refletor primário, o que impossibilita o direcionamento de todos os raios incidentes ao longo do dia, para o tubo absorvedor.

Existe um aumento da concentração térmica devido ao refletor secundário, pois existe um aumento da área onde os raios são direcionados, sem ocorrer o aumento das dimensões do tubo absorvedor. O refletor secundário é fabricado com espelhos de superfície frontal

com uma alta refletividade, sendo, comumente, encontrado com duas geometrias principais: a dupla parábola e a trapezoidal.



*Figura 17- Refletor secundário do tipo dupla parábola
Fonte: López (2017)*



*Figura 18- Refletor secundário do tipo trapezoidal
Fonte: Ferraz, Farias (2017)*

2.3. Tubo absorvedor

O tubo absorvedor se encontra posicionado na linha focal do concentrador Fresnel Linear, sendo, portanto, o destino da luz solar no sistema. Estes tubos são fabricados com materiais com alta absorvidade e baixa emissividade, de modo a aumentar a eficiência térmica do sistema.

Podemos ter ainda, tubos absorvedores sem revestimento, com revestimento de vidro e com revestimento de vidro e evacuados, com o vácuo na camada entre o absorvedor e o vidro.

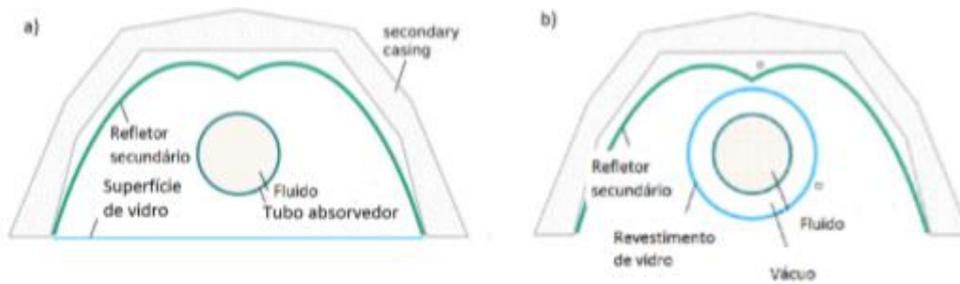


Figura 19 - (a) Tubo absorvedor sem envoltório; (b) tubo absorvedor com envoltório de vidro
Fonte: Ferraz, Farias (2017)

Essa última configuração ajuda no aumento da eficiência térmica do sistema, pois ajuda a reduzir as perdas por convecção, tendo esse efeito de redução dependência com a pressão de vácuo no sistema, dependência esta que será estudada nesse trabalho, nos capítulos posteriores.

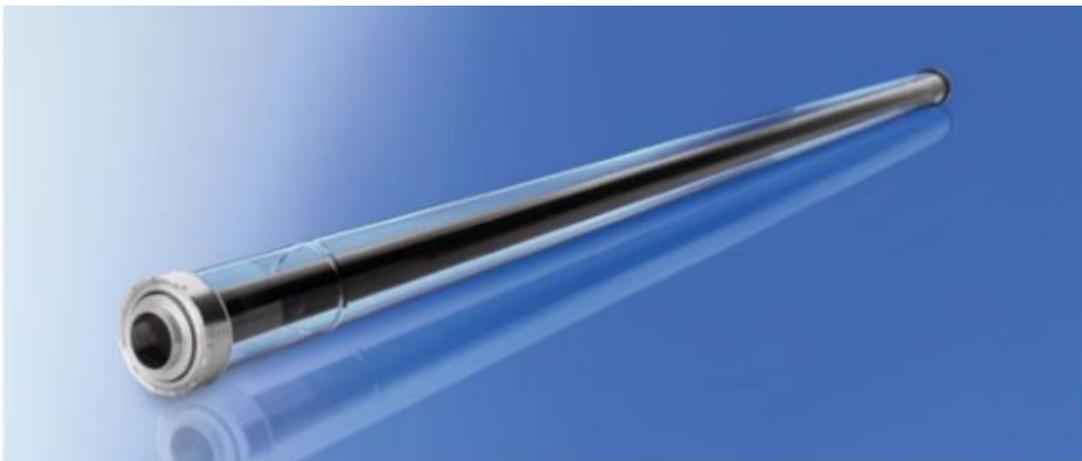


Figura 20- Tubo absorvedor evacuado
Fonte: Arthur Moreira, 2018

2.4. Rastreador solar

Os sistemas de rastreamento solar têm a utilidade de rotacionar os refletores primários de modo a maximizar a exposição dos espelhos à luz solar, maximizando, também, a radiação solar concentrada no tubo absorvedor e aumentando a eficiência ótica do sistema. Tendo em vista que a posição solar em relação ao concentrador varia constantemente de acordo com os ângulos de elevação (α) e azimute (γ_s), deve-se projetar o rastreador solar de modo a acompanhar o Sol em, pelo menos, um desses ângulos.

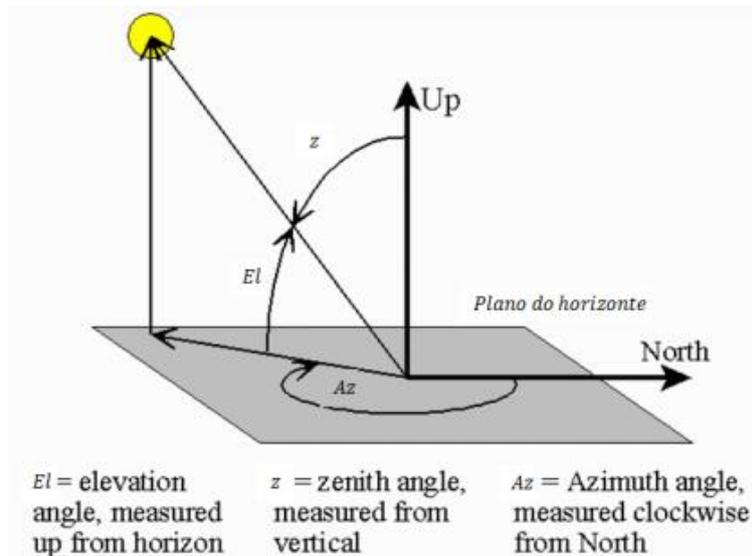
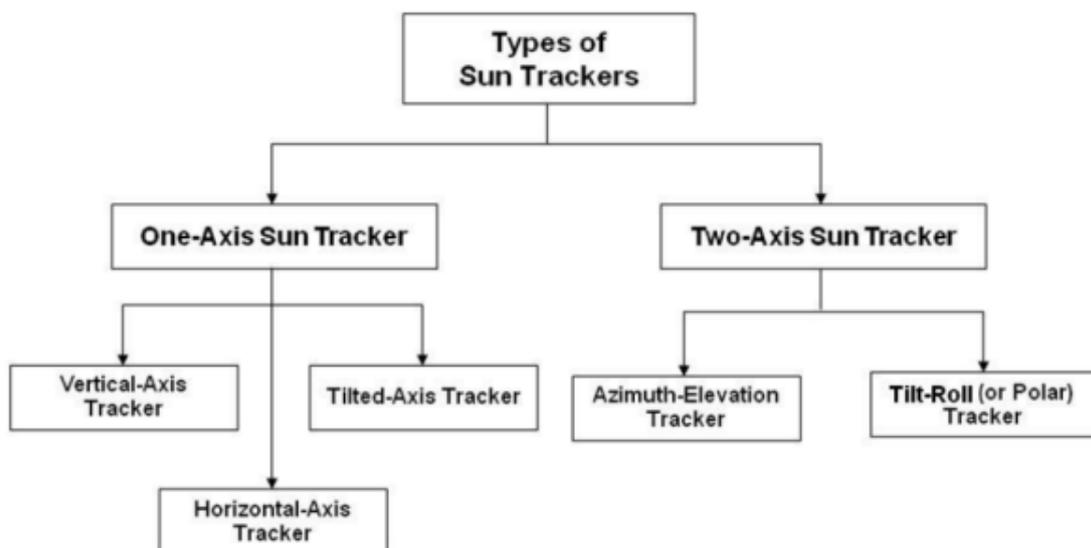


Figura 21 - Exemplificação dos ângulos de elevação e azimute
 Fonte: Cavalcante, 2016

Pode haver rastreamento solar em 1 eixo ou em 2 eixos: a primeira opção se apresenta como mais barata, e tem como desvantagem uma menor eficiência ótica, pois o acompanhamento solar somente ocorre em uma direção, com o sistema possuindo somente um grau de liberdade. Já para a segunda opção, percebemos um custo mais elevado e uma maior eficiência ótica, pois o rastreamento ocorre tanto em relação ao ângulo de azimute quanto em relação ao ângulo de elevação, com o sistema possuindo dois graus de liberdade.



Existem três tipos principais de rastreadores solares de um eixo: o rastreador de eixo horizontal, onde o eixo de rastreamento permanece paralelo à superfície da Terra e é sempre orientado ao longo da direção Leste-Oeste ou Norte-Sul; o rastreador de eixo vertical, onde o eixo de rastreamento é colinear com o eixo zenital; e o rastreador de eixo inclinado, onde o eixo de rastreamento é inclinado a partir do horizonte por um ângulo orientado ao longo da direção Norte-Sul.

Já para o rastreamento em dois eixos, existem dois tipos principais: o sistema de rastreamento solar por Azimute e Elevação, onde o concentrador deve estar livre para rotacionar em relação a esses dois ângulos; e o sistema de rastreamento polar (equatorial), onde um eixo de rotação é alinhado de forma paralela ao polo de rotação da terra e os ângulos de orientação são o ângulo horário H e a declinação.

Para sistemas do tipo Fresnel Linear, geralmente se utiliza o rastreamento em um eixo, pois embora a eficiência do rastreamento em dois eixos seja maior, para sistemas desse tipo, a própria estrutura dos mesmos dificulta a sua rotação, impedindo esse tipo de aplicação, em muitos casos.

3. Modelo Matemático

Esta seção apresenta um modelo matemático para análise termodinâmica de um concentrador solar Fresnel Linear, de maneira a apresentar equações e *softwares* utilizados referentes a análise ótica e térmica.

3.1. Análise Ótica

A análise ótica de um sistema de concentração solar não é uma tarefa fácil e existem muitas variáveis a serem consideradas, como as já citadas anteriormente (altura do receptor, distancias dos espelhos, perdas óticas, etc.), porém, de maneira simplificada, podemos dizer que a eficiência ótica de um sistema de concentração solar é a razão dada pelo fluxo de raios solares que atingem a entrada do sistema sobre o fluxo de raios solares que atingem a saída do sistema, ou seja, o fluxo de raios que atingem o refletor primário dividido pelo que atinge o receptor (tubo absorvedor). Tal relação está mostrada na Eq. 3.1.

$$\eta_{\text{ótica}} = \frac{\psi_{\text{entrada}}}{\psi_{\text{saída}}} \quad (3.1)$$

Onde,

ψ_{entrada} , é o fluxo de energia na entrada do sistema;

$\psi_{\text{saída}}$, é o fluxo de energia na saída do sistema;

$\eta_{\text{ótica}}$, é a eficiência ótica do sistema.

Tendo isso em vista, utilizamos o TONATIUH, que é um *software* de *ray tracing*, que utiliza o método de Monte Carlo, para determinar os fluxos de entrada e saída e assim determinar a eficiência do sistema para cada angulação de elevação e azimute.

Sabemos que a eficiência ótica do sistema Fresnel Linear depende de uma série de fatores, como: largura dos espelhos, altura do absorvedor, número de espelhos, folga entre espelhos, etc., porém existe uma dependência muito forte da eficiência, também, com os ângulos de azimute e elevação, pois estes ângulos, formados pela posição do sol em relação à posição do sistema, definem dois novos ângulos, os de incidência transversal e de incidência longitudinal, que indicam a quantidade de energia solar que, efetivamente, entra no sistema e deve ser considerada no cálculo da eficiência. A Fig.23 mostra uma representação esquemática dos ângulos de incidência.

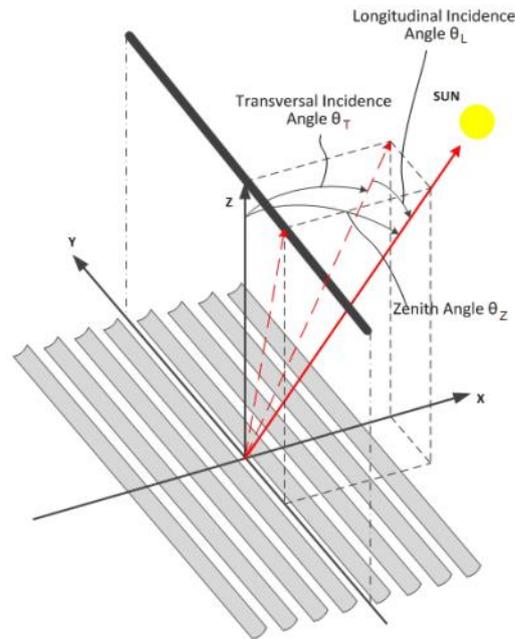


Figura 22-Ângulos de incidência transversal e longitudinal
Fonte: López, 2017

A partir do conhecimento dos ângulos de incidência, citados anteriormente, podemos definir os modificadores de ângulo de incidência, que são utilizados para quantificar a perda de eficiência ótica, devido à alteração dos ângulos pelo movimento terrestre em relação ao Sol, partindo do conhecimento de que a maior eficiência ótica de uma superfície refletora ocorre quando a incidência solar é normal a mesma.

Sendo assim, os cálculos dos ângulos de incidência, são mostrados nas Eqs.3.2 e 3.3, a seguir.

$$\theta_t = \arctan\left(\frac{|\sin(\gamma)|}{\tan(\alpha)}\right) \quad (3.2)$$

$$\theta_l = \arcsen(\cos(\alpha) * \cos(\gamma)) \quad (3.3)$$

Onde,

- θ_t , é o ângulo de incidência transversal;
- θ_l , é o ângulo de incidência longitudinal;
- γ , é o ângulo de azimute;
- α , é o ângulo de elevação.

E o cálculo dos modificadores de incidência e sua influência na eficiência estão mostrados nas Eqs.3.4 a 3.6.

$$IAM = \frac{\eta_{\text{ótico}}}{\eta_{\text{ótico no zênite}}} \quad (3.4)$$

$$IAM = IAM_t * IAM_l \quad (3.5)$$

$$\eta_{\text{ótico}} = \eta_{\text{ótico no zênite}} * IAM_t * IAM_l \quad (3.6)$$

Onde,

IAM , é o modificador de angulação geral;

IAM_t , é o modificador transversal;

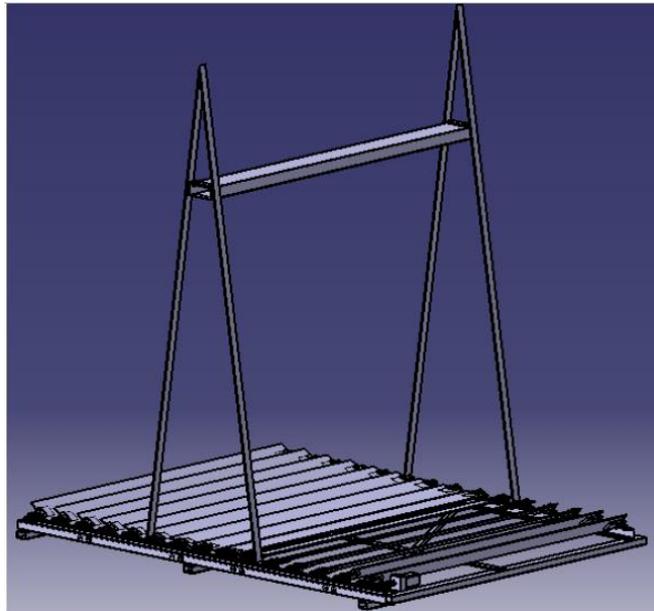
IAM_l , é o modificador longitudinal;

$\eta_{\text{ótico}}$, é a eficiência ótica da presente configuração;

$\eta_{\text{ótico no zênite}}$, é a eficiência ótica máxima, no zênite.

3.1.1. Refletor Primário

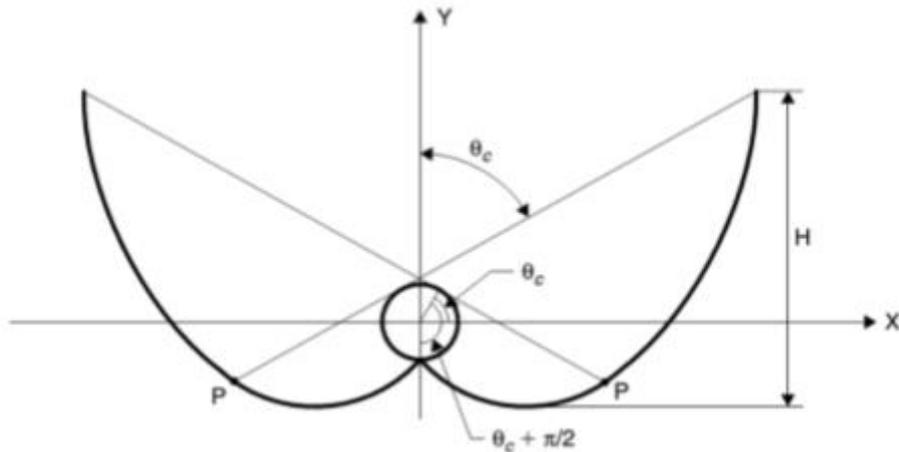
O refletor primário é a parte do sistema Fresnel Linear onde ocorre a entrada de energia solar. Para o nosso estudo, o refletor primário utilizado foi o projetado e construído por Martin, Coupier, em 2016, como projeto de intercâmbio na Universidade de Brasília (UnB).



*Figura 23- Refletor Primário utilizado
Fonte: Martin, Coupier, 2016*

3.1.2. Refletor Secundário

O modelo de refletor secundário utilizado para essa análise foi o de dupla parábola projetado por Cunha e Custódio (2017), na Universidade de Brasília, e as equações para o dimensionamento do mesmo podem ser consultadas nesse trabalho de graduação.



*Figura 24- Refletor secundário e suas características geométricas
Fonte: Ferraz, Farias, 2017*

Para a utilização do refletor secundário, na análise ótica, foi criado um modelo no *software* de *ray tracing* citado, com as mesmas características geométricas do mesmo.

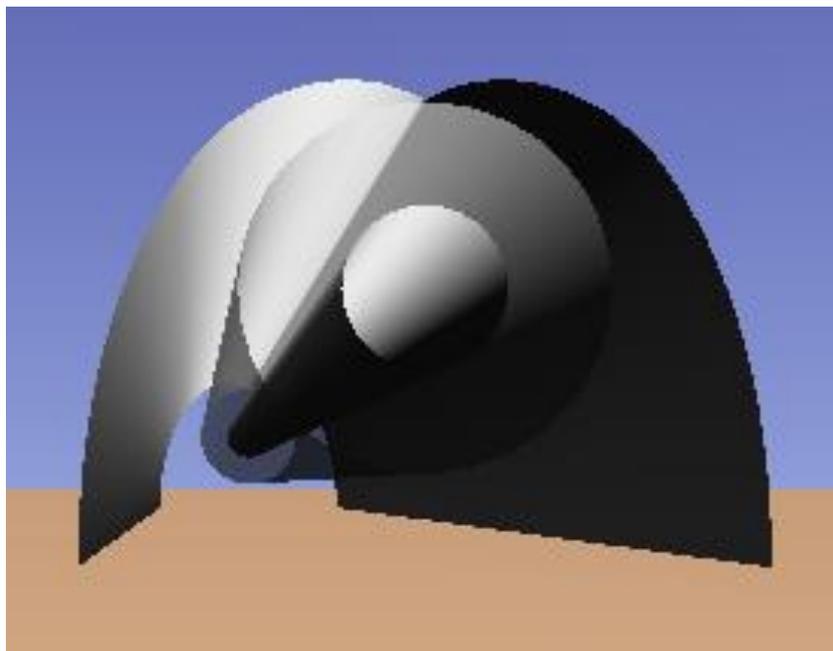


Figura 25 - Modelo geométrico do refletor secundário no software de ray tracing

3.1.3. Rastreamento solar

No que diz respeito a análise ótica, o rastreamento solar é de extrema importância e, por isso, utilizamos para a nossa modelagem, o rastreador solar projetado por Cavalcante (2016), em conjunto com o programa “tilt_angles.m” desenvolvido em MATLAB, para realizar o cálculo da inclinação de cada espelho. O programa se encontra no Anexo I.

3.2. Análise Térmica

O modelo utilizado foi desenvolvido por Arthur Moreira e pelo Prof. Mário Benjamin, da Universidade de Brasília (UnB), em 2018, e realiza uma estimativa da entrada de energia no sistema Fresnel através da irradiação solar direta e da eficiência ótica do concentrador solar. São considerados 4 componentes com relevância para a transferência de calor sendo eles: o fluido de transferência de calor (FTC), o tubo absorvedor, o envelope de vidro e o refletor secundário.

O modelo realiza a discretização na direção longitudinal por volumes de controle de cada um dos componentes citados em cada direção longitudinal e resolve o sistema não linear de equações termodinâmicas utilizando o método de Newton-Raphson.

Algumas simplificações foram feitas, no modelo em questão, sendo elas:

- A condução de calor no sentido longitudinal entre volumes de controle adjacentes é desprezível quando comparada com a da direção transversal.
- A componente advectiva no FTC é considerada somente na direção longitudinal.
- A componente de condução no FTC é considerada desprezível em relação às trocas de calor por convecção, que ocorrem entre o mesmo e o tubo absorvedor.
- Os volumes de controle dos componentes FTC, tubo absorvedor e envelope de vidro são considerados com temperatura uniforme.
- O refletor secundário é assumido como um semicírculo para a realização dos cálculos, e sua estrutura é dividida em três camadas.
- As trocas de radiação térmica entre os componentes acontecem somente na direção transversal.
- O ar entre o involucro de vidro e o tubo absorvedor é considerado um meio não participante nas trocas de calor por radiação, sendo, portanto, um meio não emissivo e não absorptivo.

3.2.1. Fluido de Transferência de Calor (FTC)

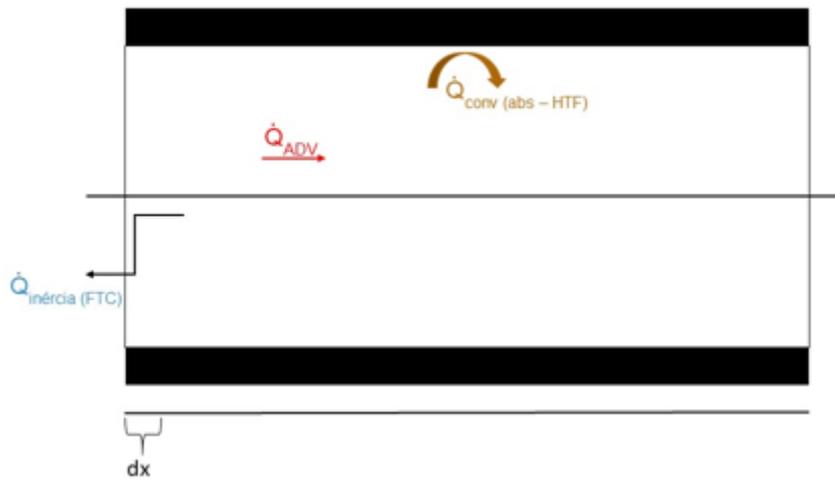


Figura 26 - Balanço de energia no FTC
Fonte: Arthur Moreira (2018)

O fluido de transferência de calor considerado na análise térmica é o ar. Nesse volume de controle ocorre transferência de calor por convecção e por advecção, e a Eq.3.7, que rege essa transferência está mostrada a seguir.

$$m \cdot c \cdot \frac{dT_{FTC}}{dt} = \dot{Q}_{ADV} + \dot{Q}_{CONV (ABS-FTC)} \quad (3.7)$$

Onde,

m , é a massa, [kg];

c , é o calor específico, [$\frac{KJ}{KG * K}$];

$\frac{dT_{FTC}}{dt}$, é a derivada temporal da temperatura FTC, [K/s];

\dot{Q}_{ADV} , é a transferência de calor por advecção, [W];

$\dot{Q}_{CONV (ABS-FTC)}$, é a transferência de calor por convecção, [W].

O termo de inércia térmica descreve o ganho ou perda de temperatura que o volume de controle possui em determinado instante de tempo, e a Eq.3.8 que descreve esse termo está mostrada a seguir.

$$\dot{Q}_{inércia\ FTC} = Vol_{FTC} \cdot cp_{FTC} \cdot \rho_{FTC} \cdot \frac{(T_{FTC} - T_{FTC\ anterior})}{dt} \quad (3.8)$$

Onde,

Vol_{FTC} , é o volume do volume de controle, [m^3];

ρ_{FTC} , é a massa específica do ar, [$\frac{Kg}{m^3}$];

cp_{FTC} é o calor específico do ar, [$\frac{KJ}{Kg \cdot K}$];

T_{FTC} , é a temperatura atual do fluido, [K]

$T_{FTC\ anterior}$, é a temperatura do fluido no instante de tempo anterior, [K];

dt , é o passo no tempo, [s]

O volume de controle nesse caso pode ser descrito como o interior do tubo absorvedor e está descrito na Eq.3.9.

$$Vol_{FTC} = \pi \cdot R_{int\ (ABS)}^2 \cdot dx \quad (3.9)$$

Onde,

$R_{int\ (ABS)}$, é o raio interno do tubo absorvedor, [m];

dx , é a discretização do volume de controle, [m].

De modo a garantir uma maior precisão na solução, calculamos o passo no tempo, dt , garantindo que nenhuma parcela do fluido atravessasse mais do que um volume de controle na unidade de tempo.

$$dt = \frac{dx}{u} \quad (3.10)$$

Onde,

dt , é o passo no tempo, [s];

u , é a vazão de ar, [$\frac{m}{s}$];

dx , é o comprimento do volume de controle, [m].

A parcela advectiva da transferência de calor do FTC está modelada na Eq.3.11. Vale ressaltar que para o desenvolvimento desse termo, são consideradas as temperaturas do FTC e da face à montante do mesmo.

$$\dot{Q}_{ADV} = A_{transv} \cdot u \cdot c_{p_{FTC}} \cdot \rho_{FTC} \cdot (T_{FTC} - T_{FTC \text{ montante}}) \quad (3.11)$$

Onde,

T_{FTC} , é a temperatura do FTC, [K];

$T_{FTC \text{ montante}}$, é a temperatura do FTC na face à montante do volume de controle, [K];

A_{transv} , é a área transversal do tubo absorvedor, [m^2];

u , é a vazão de ar, [$\frac{m}{s}$].

A troca de calor devido à convecção, que ocorre entre o fluido, FTC, e o tubo absorvedor, é modelada de acordo com a Eq.3.12.

$$\dot{Q}_{CONV (ABS-FTC)} = h_{(ABS-FTC)} \cdot A_{superf} \cdot (T_{ABS} - T_{FTC}) \quad (3.12)$$

Onde,

$h_{(ABS-FTC)}$, é o coeficiente convectivo de troca de calor, [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]

T_{ABS} , é a temperatura do tubo absorvedor, [K];

T_{FTC} , é a temperatura do FTC, [K];

A_{superf} , é a área onde ocorre a troca de calor, [m^2].

A troca de calor convectiva, depende de um coeficiente convectivo, h , que pode ser obtido através de relações empíricas do número adimensional de Nusselt, dependendo também dos números adimensionais de Reynolds e Prandtl ou Graschoff, podendo variar, portanto, com relação a geometria onde ocorre o escoamento, ao tipo de fluido e ao escoamento em si. O coeficiente convectivo para esse caso, está apresentado na Eq.3.13.

$$h_{(ABS-FTC)} = \frac{Nu * k_{FTC}}{2 * R_{int (ABS)}} \quad (3.13)$$

Onde,

Nu , é o número adimensional de Nusselt;

k_{FTC} , é a condutividade térmica do FTC, [$\frac{W}{m.K}$];

$R_{int (ABS)}$, é o raio interno do tubo absorvedor, [m].

3.2.2. Tubo Absorvedor

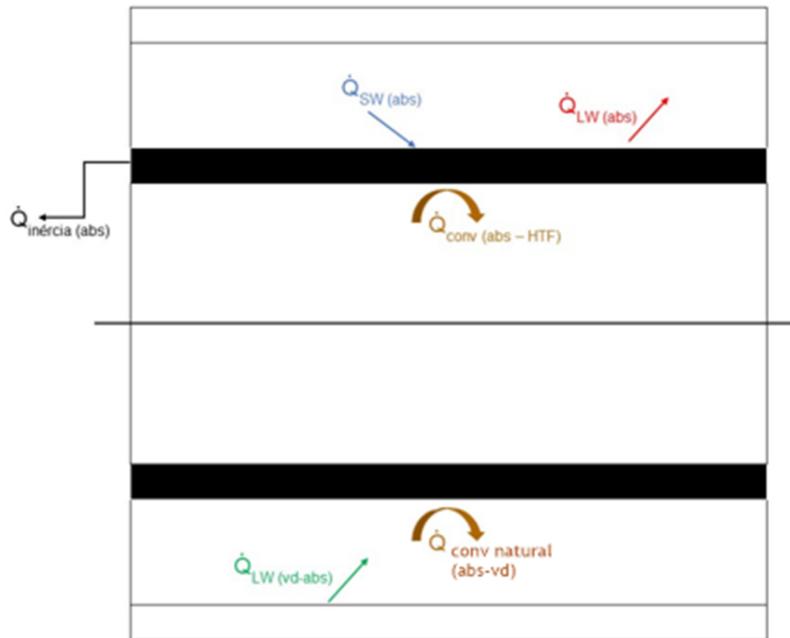


Figura 27 - Balanço de energia para tubo absorvedor
Fonte: Arthur Moreira (2018, modificada)

O tubo absorvedor utilizado para essa modelagem foi fabricado por Ferraz e Farias (2017), sendo suas propriedades especificadas na próxima seção. Seu balanço energético está mostrado na Eq.3.14 e considera transferência de calor por radiação solar direta, radiação térmica de onda longa (*long wave*) e convecções natural e forçada.

$$m.c. \frac{dT_{ABS}}{dt} = \dot{Q}_{SW} - \dot{Q}_{CONV NATURAL (ABS-VDR)} - \dot{Q}_{LW (ABS)} \quad (3.14)$$

$$+ \dot{Q}_{LW (VDR-ABS)} - \dot{Q}_{CONV (FTC-ABS)}$$

Onde,

m , é a massa, [kg];

c , é o calor específico do cobre, [$\frac{KJ}{Kg \cdot K}$];

$\frac{dT_{ABS}}{dt}$, é a derivada temporal da temperatura do absorvedor, [K/s];

\dot{Q}_{SW} , é a radiação solar absorvida pelo absorvedor, [W];

$\dot{Q}_{CONV NATURAL (ABS-VDR)}$, é a convecção entre o absorvedor e o envelope de vidro, [W];

$\dot{Q}_{CONV (FTC-ABS)}$, é a convecção entre o absorvedor e o FTC, [W];

$\dot{Q}_{LW (ABS)}$, é a radiação térmica emitida pelo absorvedor, [W];

$\dot{Q}_{LW (VDR-ABS)}$, é a radiação térmica emitida pelo envelope de vidro, [W].

O termo de inércia é modelado da mesma maneira que o do FTC, considerando, portanto, o ganho de temperatura do volume de controle em questão. O termo está mostrado na Eq.3.15.

$$\dot{Q}_{inércia ABS} = Vol_{ABS} \cdot cp_{ABS} \cdot \rho_{ABS} \cdot \frac{(T_{ABS} - T_{ABS anterior})}{dt} \quad (3.15)$$

Onde,

Vol_{ABS} , é o volume discretizado do tubo absorvedor, [m^3];

ρ_{ABS} , é a massa específica do cobre, [$\frac{Kg}{m^3}$];

T_{ABS} , é a temperatura atual do absorvedor, [K];

$T_{ABS anterior}$, é a temperatura do tubo absorvedor no instante de tempo anterior, [K];

dt , é o passo no tempo, [s];

O volume deste volume de controle é calculado como uma coroa circular multiplicada por um comprimento dx . A Eq.3.16 que descreve o volume está mostrada a seguir.

$$Vol_{ABS} = \pi \cdot (R_{ext(ABS)}^2 - R_{int(ABS)}^2) \cdot dx \quad (3.16)$$

Onde,

$R_{ext(ABS)}$, é o raio externo do tubo absorvedor, [m];

$R_{int(ABS)}$, é o raio interno do tubo absorvedor, [m];

dx , é a discretização do volume de controle, [m].

O termo de radiação térmica que o vidro emite para o tubo absorvedor está mostrado na Eq.3.17. Considera-se que a absorptividade do cobre para a radiação de onda longa é igual a 1.

$$\dot{Q}_{LW (VDR-ABS)} = \varepsilon_{VDR} \cdot A_{int (VDR)} \cdot \sigma \cdot F_{VDR-ABS} \cdot T_{VDR}^4 \quad (3.17)$$

Onde,

ε_{VDR} , é a emissividade do vidro;

$A_{int (VDR)}$, é a área interna do envelope de vidro, [m^2];

σ , é a constante de Stefan-Boltzman;

$F_{VDR-ABS}$, é o fator de forma do absorvedor para o vidro;

T_{VDR} , é a temperatura do envelope de vidro, em [K];

Os concentradores solares somente podem concentrar a radiação solar direta, não podendo concentrar a parcela difusa da radiação global, sendo assim a parcela de energia solar absorvida pelo tubo absorvedor está mostrada na Eq.3.18.

$$\dot{Q}_{SW} = DNI \cdot A_{ef} \cdot \tau_{VDR} \cdot \eta_{opt} \cdot \alpha_{ABS} \quad (3.18)$$

Onde,

DNI , é a radiação solar direta que chega no sistema,

A_{ef} , é a área efetiva do refletor primário, [m^2];

τ_{VDR} , é a transmissividade do vidro;

η_{opt} , é a eficiência ótica do sistema Fresnel Linear;

α_{ABS} , é a absorptividade do tubo absorvedor.

A radiação térmica emitida pelo tubo absorvedor está quantificada na Eq.3.19.

$$\dot{Q}_{LW (ABS)} = \varepsilon_{ABS} \cdot A_{ext (ABS)} \cdot \sigma \cdot T_{ABS}^4 \quad (3.19)$$

Onde,

ε_{ABS} , é a emissividade do cobre;

$A_{ext (ABS)}$, é a área externa do tubo absorvedor, [m^2];

T_{ABS} , é a temperatura do tubo absorvedor, [K].

O ar confinado entre o tubo absorvedor e o envelope de vidro funciona como o meio para a troca de calor por convecção natural entre essas duas superfícies. A Eq.3.20 que descreve a convecção natural para esse caso está mostrada a seguir.

$$\dot{Q}_{CONV NATURAL (ABS-VDR)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{ef}}{\ln(De - Di)} \cdot (T_{VDR} - T_{ABS}) \cdot dx \quad (3.20)$$

Onde,

k_{ef} , é a condutividade efetiva, [$\frac{W}{m.K}$];

De , é o diâmetro interno do envelope de vidro, [m];

Di , é o diâmetro externo do tubo absorvedor, [m];

T_{VDR} , é a temperatura do envelope de vidro, [K];

T_{ABS} , é a temperatura do tubo absorvedor, [K];

dx , é o comprimento discretizado, [m].

A condutividade efetiva pode ser encontrada através de relações empíricas dos números adimensionais de Prandtl e de Rayleigh e está mostrada na Eq.3.21.

$$k_{ef} = k \cdot 0,386 \cdot \left(\frac{Pr}{0,861 + Pr} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot (F_{cil} \cdot Ra_L)^{\frac{1}{4}} \quad (3.21)$$

Onde,

k , é a condutividade térmica, [$\frac{W}{m.K}$];

Pr , é o número adimensional de Prandtl;

F_{cil} , é o fator geométrico do cilindro;

Ra_L , é o número adimensional de Rayleigh em L.

O fator geométrico influencia a troca de calor por convecção natural, sendo mostrado na Eq.3.22.

$$F_{cil} = \frac{\left(\ln \left(\frac{De}{Di} \right) \right)^4}{L_c^3 \left(Di^{-\frac{3}{5}} + De^{-\frac{3}{5}} \right)^5} \quad (3.22)$$

Onde,

De , é do diâmetro interno do envelope de vidro, [m];

Di , é o diâmetro externo do tubo absorvedor, [m];

L_c , é o comprimento característico, em [m].

Vale ressaltar que o valor efetivo de k_{ef} não pode ser menor do que o valor da condutividade térmica do fluido, de modo que, caso isso ocorra, devemos corrigir o termo de k_{ef} e igualá-lo ao valor da condutividade térmica, tornando o fenômeno de troca de calor puramente condutivo.

3.2.3. Envelope de Vidro

O balanço energético do envelope de vidro contém transferência de calor por radiação solar direta, radiações térmicas de onda longa emitidas por diversos componentes do sistema, convecção forçada e convecção natural. O balanço está apresentado na Fig.29 e na Eq.3.23 a seguir.

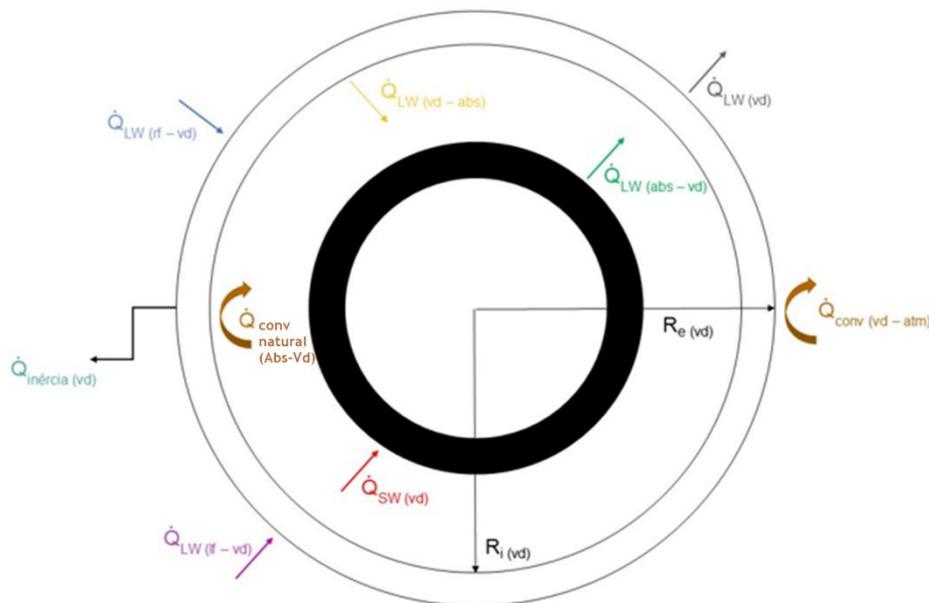


Figura 28 - Balanço de energia para envelope de vidro
Fonte: Arthur Moreira (2018, modificado)

O balanço energético do envelope de vidro contém transferência de calor por radiação solar direta, radiações térmicas de onda longa emitidas por diversos componentes do sistema, convecção forçada e convecção natural. O balanço está apresentado na Eq.3.23 a seguir.

$$\begin{aligned}
m \cdot c \cdot \frac{dT_{VDR}}{dt} = & \dot{Q}_{SW(VDR)} - \dot{Q}_{CONV(VDR-ar)} - \dot{Q}_{LW(VDR)} + \dot{Q}_{LW(ABS-VDR)} \\
& - \dot{Q}_{LW(VDR-ABS)} + \dot{Q}_{LW(RFS-VDR)} + \dot{Q}_{LW(LF-VDR)} \\
& + \dot{Q}_{CONV NATURAL(ABS-VDR)}
\end{aligned} \tag{3.23}$$

Onde,

m , é a massa do envelope de vidro, [kg];

c , é o calor específico do vidro, [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$];

$\frac{dT_{VDR}}{dt}$, é a derivada temporal da temperatura do envelope de vidro, [K/s];

$\dot{Q}_{SW(VDR)}$, é a radiação solar absorvida pelo envelope de vidro, [W];

$\dot{Q}_{CONV(VDR-ar)}$, é o calor por convecção entre a atmosfera e o envelope, [W];

$\dot{Q}_{LW(VDR)}$, é a radiação térmica emitida pela parte externa do envelope de vidro, [W];

$\dot{Q}_{LW(ABS-VDR)}$, é a radiação térmica emitida pelo absorvedor para o vidro, [W];

$\dot{Q}_{LW(VDR-ABS)}$, é a radiação térmica emitida pelo vidro para o absorvedor, [W];

$\dot{Q}_{LW(RFS-VDR)}$, é a radiação térmica emitida pelo refletor secundário para o vidro, [W];

$\dot{Q}_{LW(LF-VDR)}$, é a radiação térmica emitida pelo refletor primário para o vidro, [W].

O termo de inércia é modelado da mesma forma que para as componentes anteriores e está mostrado na Eq.3.24.

$$\dot{Q}_{inércia VDR} = Vol_{VDR} \cdot cp_{VDR} \cdot \rho_{VDR} \cdot \frac{(T_{VDR} - T_{VDR anterior})}{dt} \tag{3.24}$$

Onde,

Vol_{VDR} , é o volume discretizado do envelope de vidro, [m^3];

ρ_{VDR} , é a massa específica do vidro, [$\frac{Kg}{m^3}$]

T_{VDR} , é a temperatura atual do envelope de vidro, [K];

$T_{VDR anterior}$, é a temperatura do envelope de vidro no instante de tempo anterior, [K]

dt , é o passo no tempo, [s].

O volume deste volume de controle é considerado como uma coroa circular multiplicada pelo comprimento discretizado, dx , e está mostrado na Eq.3.25.

$$Vol_{VDR} = \pi \cdot (R_{ext(VDR)}^2 - R_{int(VDR)}^2) \cdot dx \quad (3.25)$$

Onde,

$R_{ext(VDR)}$, é o raio externo do tubo absorvedor, [m];

$R_{int(VDR)}$, é o raio interno do tubo absorvedor, [m];

dx , é a discretização do volume de controle, [m].

O termo de energia solar absorvida pode ser entendido da seguinte maneira: a radiação solar direta atinge o tubo de vidro, sendo uma parte absorvida e outra transmitida para o tubo absorvedor, de modo que essa parte que atinge o tubo absorvedor é absorvida parcialmente e refletida novamente ao envelope de vidro e absorvida pelo mesmo. A Eq.3.26 descreve a transferência de calor.

$$\dot{Q}_{SW(VDR)} = DNI \cdot A_{ef} \cdot (1 - \tau_{VDR}) \cdot \eta_{opt} \cdot (2 - \alpha_{ABS}) \quad (3.26)$$

Onde,

DNI , é a radiação solar direta que chega no sistema, [$\frac{W}{m^2}$];

A_{ef} , é a área efetiva do refletor primário, [m^2];

τ_{VDR} , é a transmissividade do vidro;

η_{opt} , é a eficiência ótica do sistema Fresnel Linear;

α_{ABS} , é a absorvidade do tubo absorvedor.

A radiação térmica de onda longa emitida pelo vidro está mostrada na Eq.3.27.

$$\dot{Q}_{LW(VDR)} = \varepsilon_{VDR} \cdot A_{ext(VDR)} \cdot \sigma \cdot T_{VDR}^4 \quad (3.27)$$

Onde,

ε_{VDR} , é a emissividade do vidro, em;

$A_{ext(VDR)}$, é a área externa do envelope de vidro, [m^2];

σ , é a constante de Stefan-Boltzman, [$\frac{W}{m^2 \cdot K^4}$];

T_{VDR} , é a temperatura do envelope de vidro, em K;

A radiação térmica emitida pelo absorvedor para o vidro está mostrada na Eq.3.28, e considera-se que o vidro absorve toda a radiação de comprimento longo.

$$\dot{Q}_{LW (ABS-VDR)} = \varepsilon_{ABS} \cdot A_{ext (ABS)} \cdot \sigma \cdot T_{ABS}^4 \cdot \alpha_{VDR} \quad (3.28)$$

Onde,

ε_{ABS} , é a emissividade do cobre,

$A_{ext (ABS)}$, é a área externa do tubo absorvedor, [m^2];

σ , é a constante de Stefan-Boltzman, [$\frac{W}{m^2 \cdot K^4}$];

α_{VDR} , é a absorvidade do vidro;

T_{VDR} , é a temperatura do envelope de vidro, em [K];

$$\dot{Q}_{LW (VDR-ABS)} = \varepsilon_{VDR} \cdot A_{int (VDR)} \cdot \sigma \cdot T_{VDR}^4 \quad (3.29)$$

Onde,

ε_{VDR} , é a emissividade do vidro;

$A_{int (VDR)}$, é a área externa do tubo absorvedor, [m^2];

σ , é a constante de Stefan-Boltzman, [$\frac{W}{m^2 \cdot K^4}$];

T_{VDR} , é a temperatura do envelope de vidro, em [K];

O refletor secundário emite radiação térmica de onda longa e uma parcela desta atinge o envelope de vidro sendo totalmente absorvida. A Eq.3.30 descreve esse processo.

$$\dot{Q}_{LW (RFS-VDR)} = \varepsilon_{RFS} \cdot A_{int (RFS)} \cdot F_{RFS-VDR} \cdot \sigma \cdot T_{RFS}^4 \quad (3.30)$$

Onde,

ε_{RFS} , é a emissividade do refletor secundário;

$A_{int (RFS)}$, é a área interna do refletor secundário, [m^2];

σ , é a constante de Stefan-Boltzman, [$\frac{W}{m^2 \cdot K^4}$];

$F_{RFS-VDR}$, é o fator de forma do vidro para o refletor secundário,

T_{RFS} , é a temperatura do refletor secundário, [K];

O refletor primário emite radiação térmica de onda longa e uma parcela desta atinge o envelope de vidro sendo totalmente absorvida. A Eq.3.31 descreve esse processo.

$$\dot{Q}_{LW(LF-VDR)} = \varepsilon_{LF} \cdot A_{int(RFS)} \cdot F_{VDR-LF} \cdot \sigma \cdot T_{LF}^4 \quad (3.31)$$

Onde,

ε_{LF} , é a emissividade do refletor primário, em;

$A_{int(RFS)}$, é a área interna do refletor secundário, [m^2];

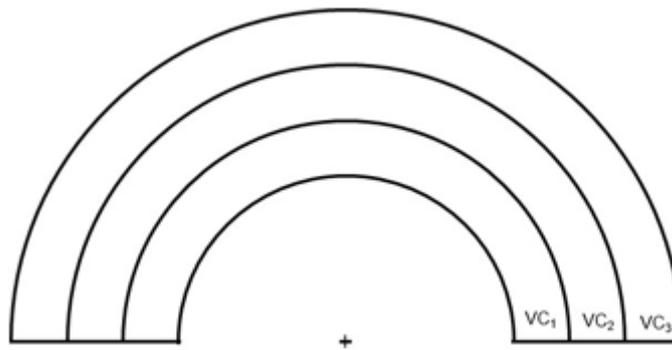
σ , é a constante de Stefan-Boltzman, [$\frac{W}{m^2 \cdot K^4}$];

F_{VDR-LF} , é o fator de forma do vidro para o refletor primário;

T_{LF} , é a temperatura do refletor primário, em [K].

3.2.4. Refletor Secundário

O refletor secundário foi modelado com 3 volumes de controle diferentes, principalmente, devido às diferentes coberturas de suas superfícies.



*Figura 29 - Refletor secundário dividido em 3 volumes de controle
Fonte: Arthur Moreira (2018)*

O primeiro volume de controle considerado para o refletor secundário é a parte mais interna e seu balanço energético considera trocas de calor por convecção forçada, radiação térmica de diversos componentes e condução entre camadas adjacentes do refletor secundário, sendo mostrado na Eq.3.32.

$$m.c. \frac{dT_{RFS1}}{dt} = \dot{Q}_{CONV(RFS1-ar)} + \dot{Q}_{LW(VDR-RFS1)} + \dot{Q}_{LW(ABS-RFS1)} + \dot{Q}_{LW(LF-RFS1)} + \dot{Q}_{LW(RFS1)} + \dot{Q}_{COND(RFS1-RFS2)} \quad (3.32)$$

Onde,

m , é a massa da camada interna do refletor secundário, [kg];

c , é o calor específico do refletor, [$\frac{KJ}{Kg \cdot K}$];

$\frac{dT_{RFS1}}{dt}$, é a derivada temporal da temperatura da camada inferior, [K/s];

$\dot{Q}_{CONV(RFS1-ar)}$, é o calor por convecção entre a camada inferior e o ar, [W];

$\dot{Q}_{LW(VDR-RFS1)}$, é a radiação térmica emitida pelo vidro para a camada inferior, [W];

$\dot{Q}_{LW(ABS-RFS1)}$, é a radiação térmica do absorvedor para a camada inferior, [W];

$\dot{Q}_{LW(LF-RFS1)}$, é a radiação térmica do refletor primário para a camada inferior, [W];

$\dot{Q}_{LW(RFS1)}$, é a radiação térmica emitida pela camada inferior, [W];

$\dot{Q}_{COND(RFS1-RFS2)}$, calor por condução entre as camadas inferior e intermediária, [W];

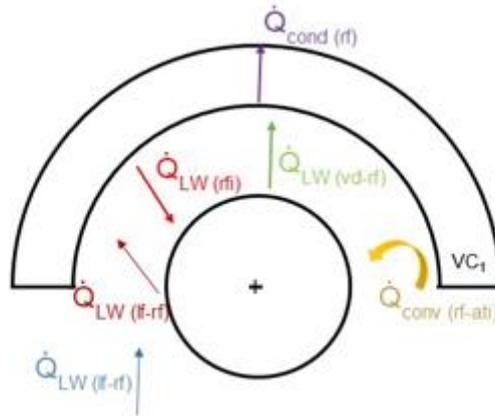


Figura 30 - Balanço de energia para camada inferior do refletor secundário
 Fonte: Arthur Moreira (2018)

O termo de inércia é modelado analogamente aos anteriores, sendo mostrado na Eq.3.33.

$$\dot{Q}_{inércia\ RFS1} = Vol_{RFS1} \cdot cp_{RFS1} \cdot \rho_{RFS1} \cdot \frac{(T_{RFS1} - T_{RFS1\ anterior})}{dt} \quad (3.33)$$

Onde,

Vol_{RFS1} , é o volume da camada inferior do refletor secundário, [m^3];

ρ_{RFS1} , é a massa específica do refletor, [$\frac{Kg}{m^3}$];

cp_{RFS1} , é o calor específico do refletor, [$\frac{KJ}{Kg \cdot K}$];

T_{RFS1} , é a temperatura atual da camada interna, [K];

$T_{RFS1\ anterior}$, é a temperatura a camada interna no instante de tempo anterior, [K]

dt , é o passo no tempo, [s].

O calor por convecção forçada da superfície interna do refletor secundário com o ar atmosférico é modelado através de um coeficiente convectivo, encontrado por relações empíricas, como já citado anteriormente. A convecção é considerada forçada devido ao fato de existir vento na região, ou seja, a convecção é acelerada por um escoamento. O processo é descrito pela Eq.3.34.

$$\dot{Q}_{CONV (RFS1-ar)} = h_{(RFS1-ar)} \cdot A_{superf} \cdot (T_{RFS1} - T_{ar}) \quad (3.34)$$

Onde,

$h_{(ABS-FTC)}$, é o coeficiente convectivo;

A_{superf} , é a área superficial da camada interna, [m^2];

T_{RFS1} , é a temperatura da camada interna, [K];

T_{ar} , é a temperatura do ar, [K].

O coeficiente convectivo em questão é modelado da mesma forma utilizada para a convecção forçada entre o FTC e o tubo absorvedor.

A radiação térmica emitida pelo vidro para o refletor secundário é descrita na Eq.3.35, considerando que o refletor absorve toda a radiação de onda longa que atinge mesmo.

$$\dot{Q}_{LW (VDR-RFS1)} = \varepsilon_{VDR} \cdot A_{ext (VDR)} \cdot F_{RFS-VDR} \cdot \sigma \cdot T_{VDR}^4 \quad (3.35)$$

Onde,

ε_{VDR} , é a emissividade do vidro;

$A_{ext (VDR)}$, é a área externa do envelope de vidro, [m^2];

σ , é a constante de Stefan-Boltzman, [$\frac{W}{m^2 \cdot K^4}$];

$F_{RFS-VDR}$, é o fator de forma do vidro para o refletor secundário;

T_{VDR} , é a temperatura do vidro, [K]

A radiação térmica emitida pelo absorvedor para o refletor secundário é descrita na Eq.3.36, considerando que o refletor absorve toda a radiação de onda longa que atinge mesmo.

$$\dot{Q}_{LW (ABS-RFS1)} = \dot{Q}_{LW (ABS)} \cdot \tau_{VDR} \cdot F_{RFS-VDR} \cdot A_{ext (VDR)} \quad (3.36)$$

Onde,

$\dot{Q}_{LW (ABS)}$, é a radiação térmica emitida pelo tubo absorvedor, [W]

τ_{VDR} , é a transmissividade do vidro.

A radiação térmica emitida pelo refletor primário para o refletor secundário é descrita na Eq.3.37, considerando que o refletor absorve toda a radiação de onda longa que atinge mesmo.

$$\dot{Q}_{LW (LF-RFS1)} = \varepsilon_{LF} \cdot A_{int (RFS1)} \cdot F_{RFS-LF} \cdot \sigma \cdot T_{ar}^4 \quad (3.37)$$

Onde,

ε_{LF} , é a emissividade refletor primário;

$A_{int (RFS1)}$, é a área interna do refletor secundário, [m^2];

F_{RFS-LF} , é o fator de forma do Refletor primário para o secundário;

T_{ar} , é a temperatura do ar, [K].

A radiação térmica emitida pela camada inferior do refletor secundário, é descrita na Eq.3.38.

$$\dot{Q}_{LW (RFS1)} = \varepsilon_{RFS1} \cdot A_{int (RFS1)} \cdot \sigma \cdot T_{RFS1}^4 \quad (3.38)$$

Onde,

ε_{RFS1} , é a emissividade da camada inferior do refletor secundário;

T_{RFS1} , é a temperatura da camada interna do refletor secundário, [K]

A troca de calor por condução corre entre a camada inferior e intermediária e pode ser modelada através da Eq.3.39.

$$\dot{Q}_{COND(RFS1-RFS2)} = \frac{A_{RF1-2} \cdot k_{RF} \cdot (T_{RFS1} - T_{RFS2})}{\Delta R_{1-2}} \quad (3.39)$$

Onde,

A_{RF1-2} , é a área entre volumes de controle do refletor secundário, [m^2];

k_{RF} , é a condutividade térmica do refletor secundário;

ΔR_{1-2} , é a variação do raio do refletor secundário, em [m];

T_{RFS1} , é a temperatura da camada inferior do refletor secundário, [K];

T_{RFS2} , é a temperatura da camada intermediária do refletor secundário, [K].

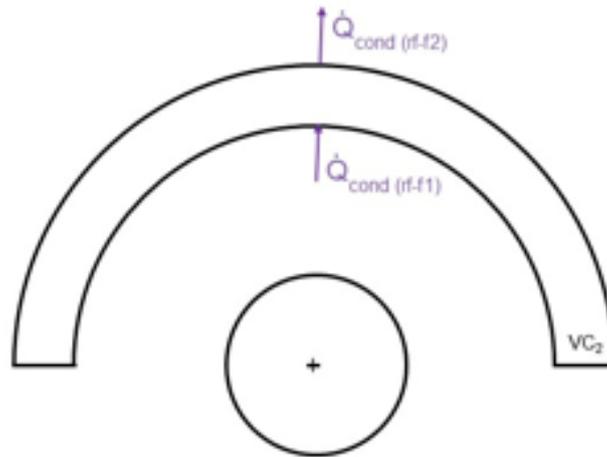


Figura 31 - Balanço de energia para camada intermediária do refletor secundário
 Fonte: Arthur Moreira (2018)

O balanço de energia para a camada intermediária do refletor secundário é considerado com o mesmo tendo inércia térmica igual a zero, não variando a sua temperatura com o passar do tempo, tal consideração se deve ao fato de que todo calor por condução que chega da camada inferior é transmitida à camada superior. A Eq.3.40 ilustra o balanço energético.

$$0 = \dot{Q}_{COND(RFS2-RFS3)} + \dot{Q}_{COND(RFS1-RFS2)} \quad (3.40)$$

A condução de calor entre a camada intermediária e a camada superior pode ser modelada da mesma maneira que a condução da camada inferior para a intermediária, sendo mostrada na Eq.3.41, a seguir.

$$\dot{Q}_{COND(RFS2-RFS3)} = \frac{A_{RF2-3} \cdot k_{RF} \cdot (T_{RFS2} - T_{RFS3})}{\Delta R_{2-3}} \quad (3.41)$$

Onde,

A_{RF2-3} , é a área entre volumes de controle do refletor secundário, [m^2];

k_{RF} , é a condutividade térmica do refletor secundário;

ΔR_{2-3} , é a variação do raio do refletor secundário, [m]

T_{RFS3} , é a temperatura da camada superior do refletor secundário, [K];

T_{RFS2} , é a temperatura da camada intermediária do refletor secundário, [K].

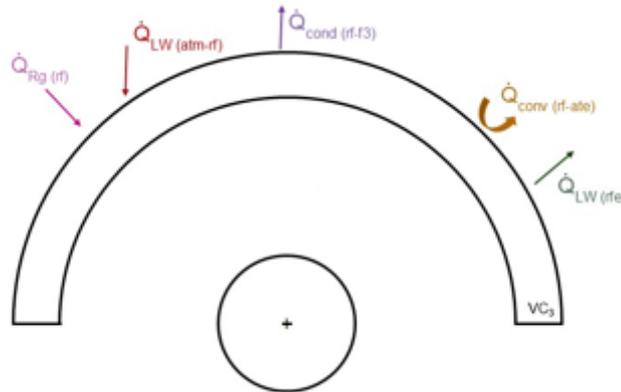


Figura 32 - Balanço de energia para camada superior do refletor secundário
Fonte: Arthur Moreira (2018)

Por fim, o balanço energético da camada superior do refletor secundário leva em consideração transferências de calor por condução, convecção forçada, radiações térmicas emitidas e absorvidas e radiação global absorvida, sendo mostrado na Eq.3.42.

$$m \cdot c \cdot \frac{dT_{RFS3}}{dt} = \dot{Q}_{CONV(RFS3-ar)} + \dot{Q}_{LW(ATM-RFS3)} + \dot{Q}_{Rg(RFS3)} + \dot{Q}_{LW(RFS3)} + \dot{Q}_{COND(RFS2-RFS3)} \quad (3.42)$$

Onde,

m , é a massa da camada superior do refletor secundário, [kg];

c , é o calor específico,

$\frac{dT_{RFS3}}{dt}$, é a derivada temporal da temperatura da camada superior, [K/s];

$\dot{Q}_{CONV(RFS3-ar)}$, é o calor por convecção entre a camada superior e o ar, [W];

$\dot{Q}_{LW(RFS3)}$, é a radiação térmica emitida pela camada inferior, [W];

$\dot{Q}_{COND(RFS2-RFS3)}$, calor por condução entre as camadas superior e intermediária, [W];

$\dot{Q}_{LW(ATM-RFS3)}$, é a radiação térmica da atmosfera para a camada superior, [W];

$\dot{Q}_{Rg(RFS3)}$, é a radiação global absorvida pelo refletor, [W];

O termo de inércia térmica é modelado analogamente às componentes anteriores e está mostrado na Eq.3.43.

$$\dot{Q}_{inércia\ RFS3} = Vol_{RFS3} \cdot cp_{RFS3} \cdot \rho_{RFS3} \cdot \frac{(T_{RFS3} - T_{RFS3\ anterior})}{dt} \quad (3.43)$$

Onde,

Vol_{RFS3} , é o volume da camada inferior do refletor secundário, [m^3];

ρ_{RFS3} , é a massa específica do refletor, [$\frac{Kg}{m^3}$];

cp_{RFS3} , é o calor específico do refletor, em;

T_{RFS3} , é a temperatura atual da camada interna, [K];

$T_{RFS3\ anterior}$, é a temperatura a camada interna no instante de tempo anterior, [K];

dt , é o passo no tempo, [s].

O termo de radiação global considera tanto radiação solar direta quanto a difusa e pode ser contabilizado através da Eq.3.44.

$$\dot{Q}_{Rg(RFS3)} = Rg \cdot (2R_{ext\ (RFS3)}) \cdot \alpha_{RFS3} \quad (3.44)$$

Onde,

Rg , é a radiação solar Global, [$\frac{W}{m^2}$]

$R_{ext\ (RFS3)}$, é o raio externo do refletor secundário, [m];

α_{RFS3} , é a absorvidade do refletor secundário.

O termo de radiação térmica de onda longa emitido pelo céu para a camada superior do refletor secundário está considerado na Eq.3.45.

$$\dot{Q}_{LW\ (ATM-RFS3)} = LW \cdot A_{ext\ (RFS3)} \quad (3.45)$$

Onde,

LW , é a radiação de onda longa emitida pelo céu, [$\frac{W}{m^2}$];

$A_{ext\ (RFS3)}$, é a área externa do refletor secundário, [m^2];

O termo LW contabiliza a radiação térmica da atmosfera, e é calculado, segundo Brutsaert (1975), pela Eq.3.46.

$$LW = 1.24 \cdot \sigma \cdot T_0^4 \cdot \left(\frac{e_0}{T_0}\right)^m \quad (3.46)$$

3.2.5. Influência da Pressão de Vácuo

Os tubos absorvedores de concentradores solares Fresnel Linear, podem contar com a presença de um envelope de vidro, e dentro deste envelope pode haver vácuo, com diferentes pressões de vácuo para diferentes marcas e tamanhos de tubo absorvedor. Sendo assim, devemos determinar como a pressão influencia na transferência de calor e, por consequência, na eficiência do sistema como um todo.

Como o volume do invólucro de vidro, onde está confinado ar, é constante, quanto maior a pressão maior a quantidade de ar e vice e versa.

Sabemos que a pressão tem influência na convecção, não diretamente, mas sim através de determinadas variáveis que são alteradas com a alteração da pressão, são elas: difusividade térmica (α) e viscosidade cinemática (ν).

Através das Eqs.3.20 a 3.22, já explicadas nos balanços energéticos do tubo absorvedor e do envelope de vidro, podemos perceber uma dependência da convecção em relação aos números adimensionais de Prandtl e de Rayleigh.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.47)$$

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_i - T_o) * x^3}{\nu * \alpha} \quad (3.48)$$

Onde,

Pr , é o número adimensional de Prandtl;

Ra , é o número adimensional de Rayleigh;

g , é o campo gravitacional local;

β , é o coeficiente de expansão térmica;
 ν , é a viscosidade cinemática;
 α , é a difusividade térmica;
 x , é a dimensão característica;
 $(T_i - T_o)$, é a diferença de temperatura de interesse.

Sendo que o número de Prandtl indica a relação entre a difusão da quantidade de movimento e a difusão térmica e o número de Rayleigh indica a relação entre a razão das forças de flutuabilidade e viscosidade multiplicadas pela relação de Prandtl.

Tendo em vista que as propriedades do meio presente entre o tubo absorvedor e o envelope de vidro podem variar com a pressão, devemos encontrar uma forma de quantificar tal relação. Desse modo, Çengel (2012) nos mostra que podemos relacionar as propriedades α e ν com a pressão, assumida temperatura constante no processo, da seguinte forma:

$$\alpha_{pressão} = \frac{\alpha_{pressão\ atmosférica}}{P} \quad (3.49)$$

$$\nu_{pressão} = \frac{\nu_{pressão\ atmosférica}}{P} \quad (3.50)$$

Onde,

$\alpha_{pressão}$, é a difusividade térmica na pressão de interesse;
 $\nu_{pressão}$, é a viscosidade cinemática na pressão de interesse;
 $\alpha_{pressão\ atmosférica}$, é a difusividade na pressão atmosférica
 $\nu_{pressão\ atmosférica}$, é a viscosidade na pressão atmosférica;
 P , é a pressão relativa à pressão atmosférica

Com essa informação em vista, podemos olhar para as Eqs.3.20 a 3.22 e perceber uma dependência do número de Rayleigh com a pressão, dependência esta que se dá de maneira não linear, devido aos termos de difusividade térmica e de viscosidade cinemática estarem sendo multiplicados um pelo outro no denominador da fração e todos os termos da fração estarem elevados a 0.25.

Como não há outros termos que dependam da pressão, devido ao fato de que condutividade térmica (κ), coeficiente de expansão volumétrica (β) e Prandtl(Pr) são invariáveis, encontramos a seguinte relação.

$$\dot{Q}_{conv}(\text{Tubo evacuado}) \propto P^{0.5}$$

4. Equipamentos Utilizados

Nesta seção apresentaremos os equipamentos utilizados no experimento, de modo a destacar a utilização dos componentes em relação à realização do experimento, à medição de grandezas físicas e à aquisição de dados.

4.1. Bancada de espelhos

A bancada de espelhos foi projetada e construída por Martin, Coupier (2016), alunos de um programa de intercâmbio, como já citado anteriormente. O controle dos espelhos da bancada é realizado por um motor de passo com uma redução que translaciona uma cremalheira, e nesta cremalheira estão acoplados todos os espelhos, através de um sistema formado por eixo, mancal e pinhão.

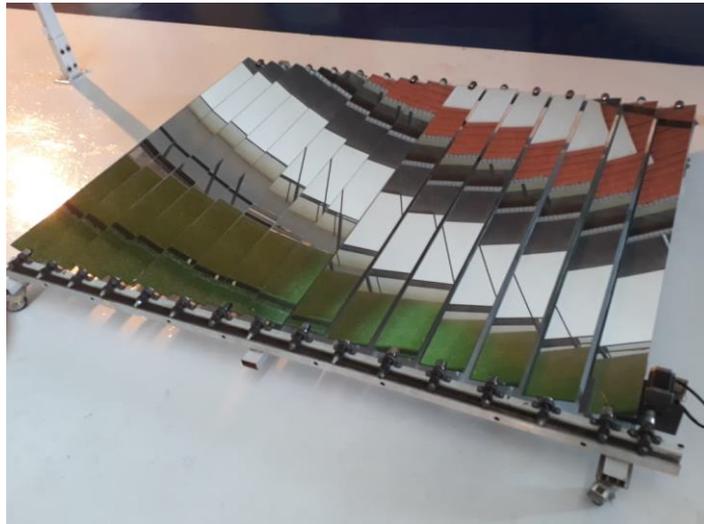


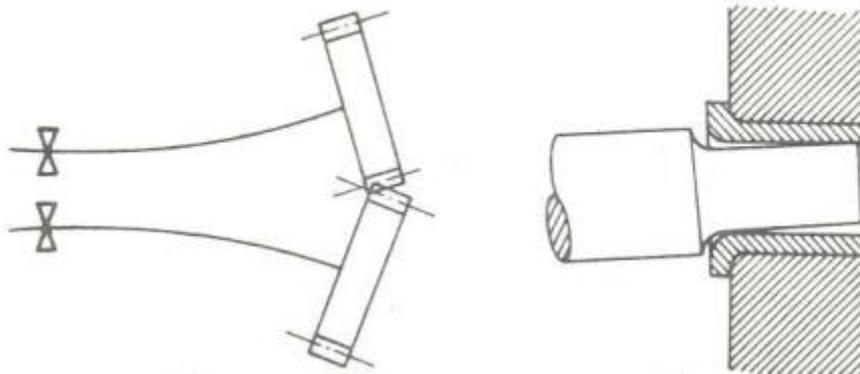
Figura 33 - Bancada de espelhos primários



Figura 34 - Sistema de cremalheira para a movimentação dos espelhos

4.1.1. Melhoria na Rigidez dos Espelhos

O sistema Fresnel Linear utilizado possuía uma falha de projeto no que diz respeito à rigidez dos espelhos primários. Tal falha consiste, principalmente, em dois fatos: os espelhos possuírem um elevado peso em relação ao seu momento de inércia, e os mancais de rolamento que os sustentam estarem muito afastados um do outro. Isso causa deflexões angulares excessivas nos mancais de sustentação e acaba gerando esforços excessivos no sistema de movimentação dos espelhos, impossibilitando uma movimentação eficiente dos espelhos.



*Figura 35 - Problemas Causados por Deflexão Angular
Fonte: Elementos de Máquinas, Olavo Pires*

Para resolver esse problema, buscou-se uma solução que aumentasse a rigidez do conjunto sem aumentar muito a massa, pois isso poderia causar uma sobrecarga nos mancais. Sendo assim optou-se pela utilização de um perfil em “E” de alumínio, cuja inércia é tal que garante uma deformação angular desprezível e cujo peso também se apresenta pequeno, dada a baixa densidade do metal. Tal perfil é do modelo MV 109 e foi comprado na loja Albra Alumínio, no SIA.

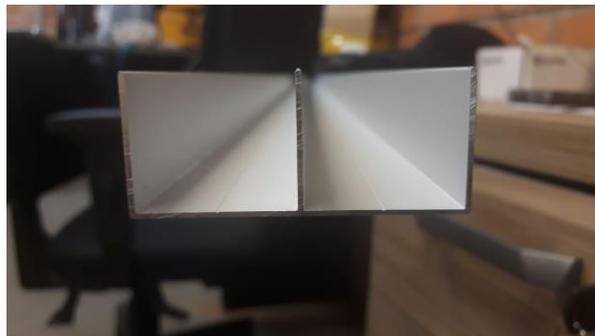


Figura 36 - Perfil MV109

Para garantir a correta fixação e apoio do perfil de alumínio na estrutura, projetou-se peças, também de alumínio, com seções circulares para encaixe nos mancais de rolamento e seções retas, com um rasgo central, para garantir o encaixe do perfil.

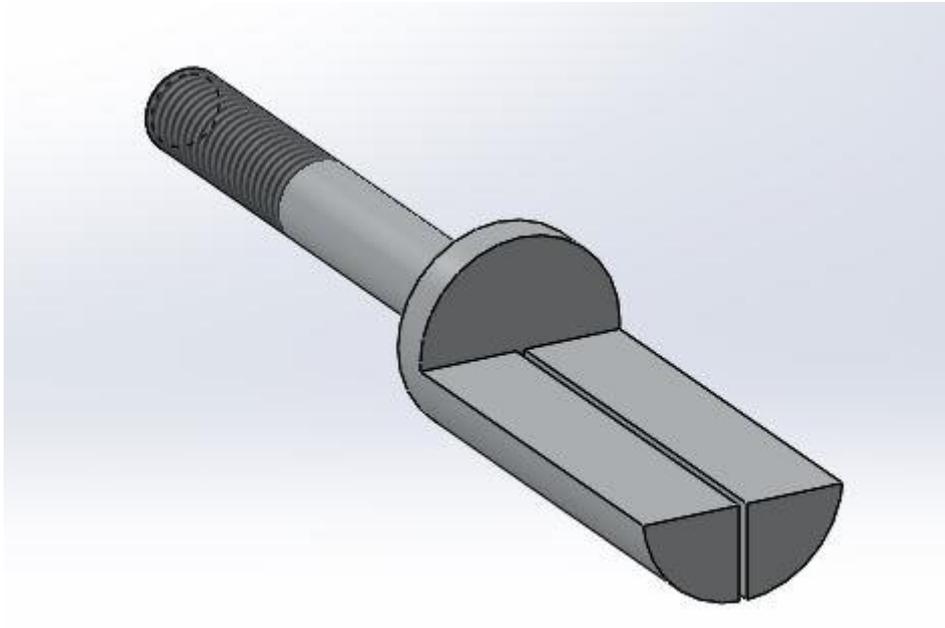


Figura 37 - Peça de alumínio para sustentação, com rosca

Sendo que a primeira das peças contém uma rosca para a utilização de porca, tendo em vista a correta fixação das engrenagens responsáveis pela locomoção dos espelhos no rastreamento solar.

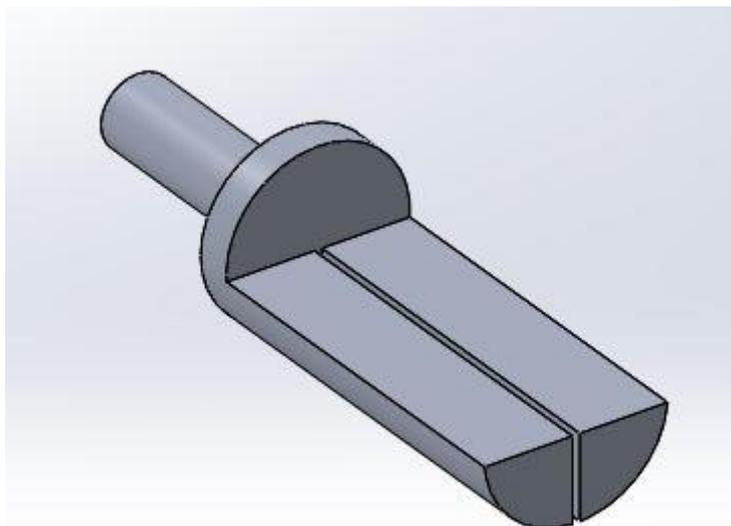


Figura 38 - Peça de alumínio para a sustentação, sem rosca

Já a segunda não necessita de rosca, pois não há engrenamento nos dois lados dos espelhos primários. É válido ressaltar que o rebaixo, nas duas peças, foi projetado de tal forma que deixava o centro de gravidade do conjunto (peças de alumínio-perfil-espelho) muito próximo ao centro de rotação do sistema de movimentação.

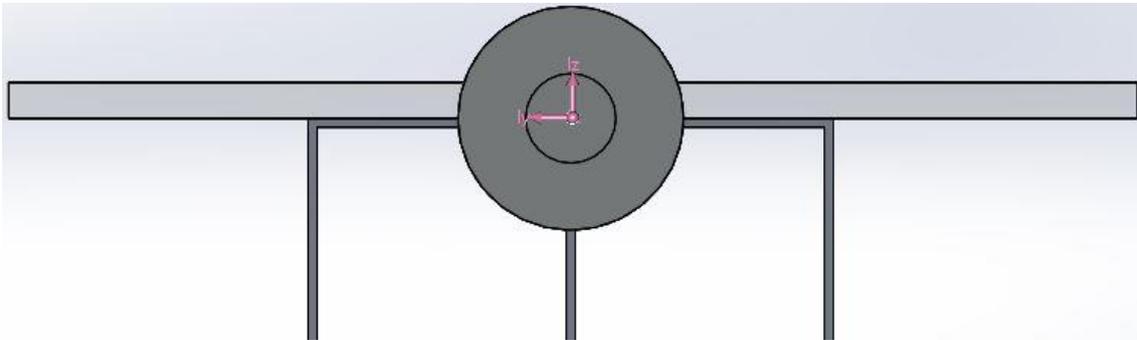


Figura 39 - Proximidade do centro de massa do conjunto com o centro de rotação

No que diz respeito aos processos de fabricação das peças, utilizou-se torneamento e fresamento. Seus desenhos técnicos, contendo todas as especificações, encontram-se no ANEXO V.

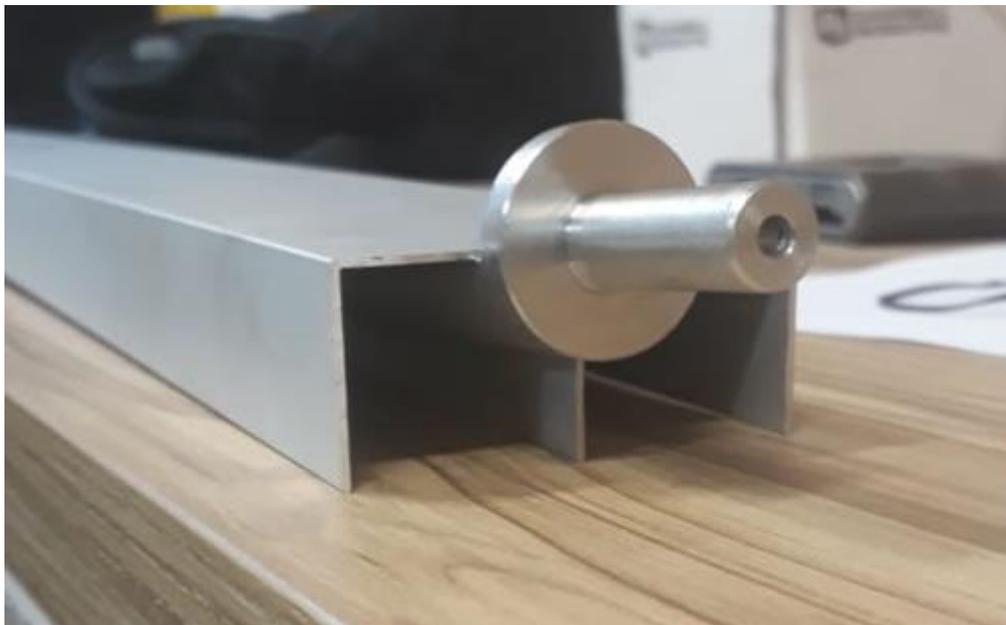


Figura 40 - Montagem dos componentes projetados

O conjunto todo foi simulado no *software* SOLIDWORKS, em seu pacote de simulação. Foram feitas simulações referentes a tensão estática e ao deslocamento máximo.

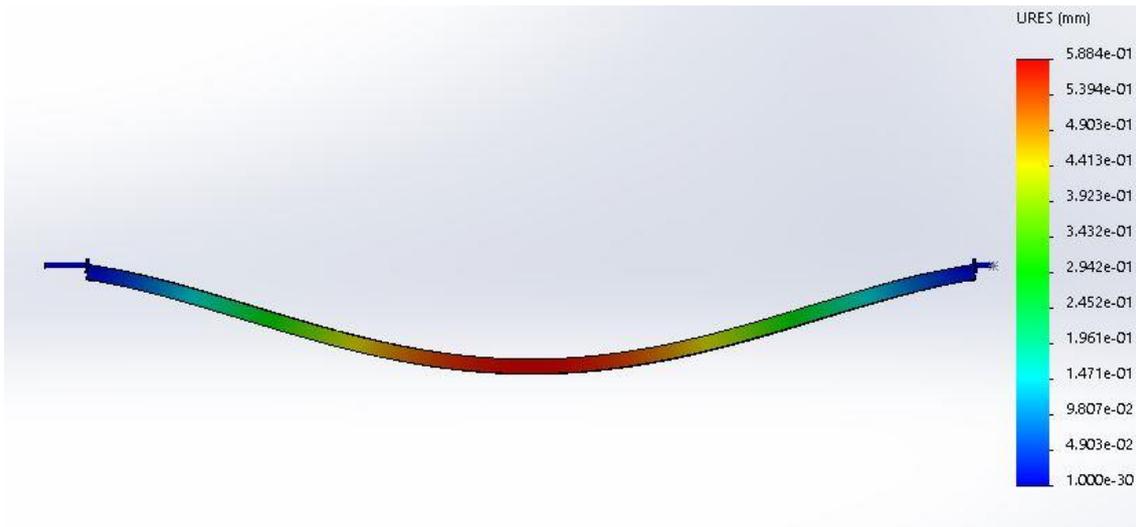


Figura 41 - Simulação de deflexão

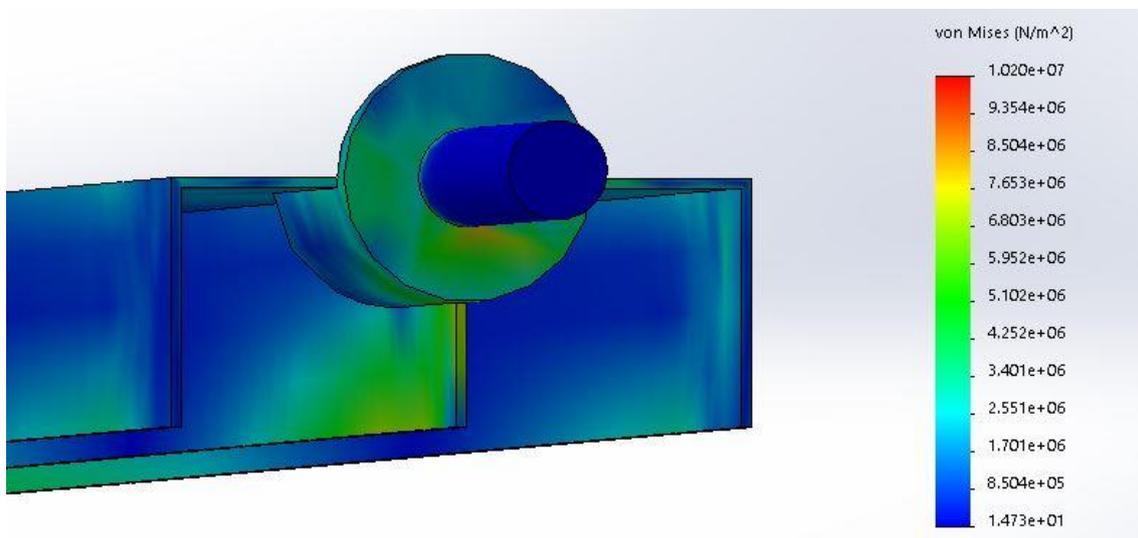


Figura 42 - Simulação estática do conjunto peça-perfil

4.2. Refletor secundário

O refletor secundário, utilizado para o experimento, foi o projetado e construído por Cunha e Custódio (2017), conforme falado anteriormente.

A estrutura do mesmo foi fabricada com madeira de compensado naval (parte intermediária), sendo que a parte interna, onde ocorre a reflexão, foi fabricada com aço inoxidável, e a parte superior, que recebe radiação global, foi fabricada com lã de vidro, que se mostrou um excelente isolante térmico. E ainda conta com uma estrutura de locomoção, também construída por Cunha e Custódio (2017).



Figura 43- Refletor Secundário

4.3. Tubo Absorvedor Evacuado

O tubo absorvedor com envelope de vidro foi projetado e construído por Ferraz e Farias (2017), tendo como objetivo aumentar a eficiência térmica do sistema, reduzindo perdas por convecção do tubo absorvedor com o meio. Em relação aos materiais utilizados na sua construção, utilizou-se cobre polido na parte do tubo absorvedor e vidro de borossilicato para o envoltório de vidro, do fabricante Schott.



Figura 44 - Tubo absorvedor evacuado

As tampas do tubo evacuado têm como objetivo realizar a vedação adequada, garantindo a manutenção do vácuo entre o tubo absorvedor e o envoltório de vidro, além de permitir que o processo de evacuação seja facilitado, por meio de válvulas. As tampas foram confeccionadas por meio de impressão 3D e contém rasgos para a utilização de anéis O'ring.



Figura 45 - Tampas para vedação do tubo evacuado
Fonte: Ferraz, Farias (2017)

Foram realizados cálculos para verificação da pressão máxima suportada pela estrutura de vidro, e verificou-se uma pressão máxima suportada de 7,1 atm, tornando o processo de evacuação seguro e sem riscos para a estrutura do envoltório de vidro, pois mesmo com uma evacuação total, a pressão máxima de trabalho seria de 1 atm.

4.4. Ventilador

O ventilador é responsável por gerar o fluxo de ar, que passará dentro do tubo absorvedor. Para o nosso caso, será utilizado um ventilador centrífugo, como mostrado abaixo.



Figura 46 - Ventilador centrífugo

O controle deste fluxo será feito através de um inversor de frequência, presente no Bloco G da Universidade de Brasília (UnB).



Figura 47 - Inversor de frequência

A saída do ventilador deve ser conectada a uma placa de orifício, onde pode ocorrer a medição da pressão no escoamento de ar, por meio de um manômetro digital, e por consequência calcular a vazão mássica de ar, conforme será mostrado em tópicos posteriores.

4.5. Bomba de vácuo

Para a retirada de ar do envelope de vidro do tubo evacuado, é necessária uma bomba de vácuo e, além disso, como é necessário avaliar a influência das diferentes pressões de vácuo, esse dispositivo se torna ainda mais essencial, para que possamos realizar as variações de pressão. O equipamento é da marca Suryha, modelo 12CFM e pertence à equipe de *aerodesign* da Universidade de Brasília (UnB), Draco Volans.

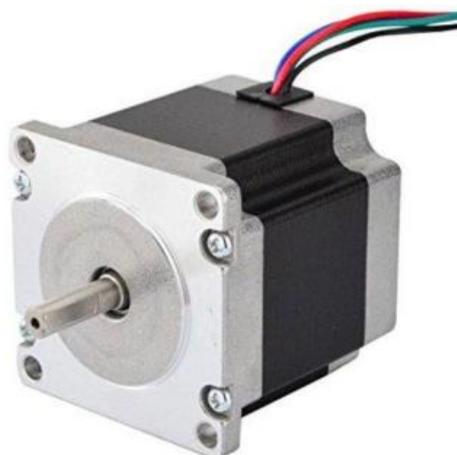


Figura 48 - Bomba de vácuo utilizada

4.6. Motor de passo

O motor de passo foi escolhido com base no trabalho de graduação de Cavalcante (2016), no qual apresenta equações para cálculo de torque mínimo necessário para movimentar o sistema de espelhos.

Tal motor é NEMA 23, com torque máximo de 15 kgf.cm, tendo uma redução de 10:1, sendo do modelo TK-23, da fabricante Tekkno Mecatrônica.



*Figura 49 - Motor de Passo Nema 23
Fonte: Mamute Eletônica (2019)*

Para o controle deste motor de passo, optou-se pela utilização de um driver e um arduino conforme será mostrado nos tópicos seguintes.

4.7. Sistema de Instrumentação

No que diz respeito à aquisição de dados, será utilizada a bancada projetada e construída por Cavalcante (2016). A bancada de instrumentação em questão, conta com um *datalogger*, oito termopares e uma mini estação meteorológica para a coleta de dados.

4.7.1. Bancada de instrumentação

A bancada de instrumentação em si foi desenvolvida, em 2016, no intuito de ser utilizada pelo LEA (Laboratório de Energia), tendo sido construída na marcenaria da Universidade de Brasília.



Figura 50 - Montagem da Bancada

A bancada foi projetada contendo trilhos DIN padrão e canaletas, de modo a facilitar e canalizar a passagem da fiação elétrica. Instalaram-se coolers também, na lateral da bancada, visando proteger determinados componentes contra o superaquecimento.

Além da proteção dada pelos três coolers a alguns componentes eletrônicos, existiu também a preocupação de proteger os componentes elétricos contra eventuais picos de tensão e, por isso, botoeiras foram instaladas para cada um dos componentes.

4.7.2. Datalogger

O *datalogger* é o elemento central do sistema de instrumentação utilizado. Apresenta-se como um dispositivo eletrônico capaz de registrar dados ao longo do tempo, tanto com sensor incorporado quanto com sensor externo ao mesmo.

Para o nosso experimento, o *datalogger* escolhido foi o modelo CR1000, da Campbell Scientific, que conta com oito entradas analógicas para medições de três fios (*differential voltage*), podendo estas serem divididas, cada uma, em duas entradas para medições de dois fios, compartilhando o mesmo terra (*single-ended voltage*). A comunicação com o computador foi feita via porta CS I/O.



Figura 51 - Datalogger CR100

4.7.3. Termopares

Para a medição da temperatura de diversos componentes importantes para o modelo Fresnel Linear, utilizamos oito termopares do tipo “J”, da fabricante Baed Automação, com 5 metros de comprimento, com faixa de operação de 0 a 500°C, resolução de 0,2°C e força eletromotriz produzida de 0 a 42,922 mV.

No experimento em questão, foram utilizados cinco termopares do tipo “somente junção” e três com terminal encapsulado. De modo que, os termopares do primeiro tipo são utilizados para medições onde o espaço seja mais reduzido e o segundo tipo, por ser mais resistente, onde exista a necessidade de tal resistência. As curvas de calibração dos mesmos estão no ANEXO VI.



Figura 52 - Comparação dos termopares utilizados

Devido ao fato de o número de termopares ser igual a oito, não seria possível alocá-los todos no *datalogger* na função *differential voltage*, pois existem outros sensores que serão utilizados devendo, portanto, serem alocados na função *single ended voltage*.

Uma precaução foi tomada no que diz respeito à leitura dos dados dos termopares pelo *datalogger*. Pelo fato de a força eletromotriz produzida pelos termopares ser bastante pequena, correríamos o risco de não haver uma leitura correta de dados pelo *datalogger*, sendo assim, para resolver este problema, optou-se pela utilização de transdutores de sinais, visando amplificar o sinal para faixas maiores. O transdutor utilizado foi o MTI-TT01, da Meganotti Technologies.



Figura 53 - Transdutores de sinal

4.7.4. Sensor de medição geral

No que diz respeito às medições de temperatura ambiente, velocidade e direção do vento, umidade relativa e ponto de orvalho, utilizamos uma mini estação meteorológica e poupamos inúmeras entradas do *datalogger*, compactando as medições em um sensor somente.



Figura 54 - Mini estação meteorológica

4.7.5. Piranômetros

Para a realização das medidas de radiação global, difusa e direta, foram coletados dados de sensores do Bloco G da Universidade de Brasília, que já estavam a realizar tais medições, de modo que não houve a necessidade de utilizarmos piranômetros em nossa própria bancada.

4.7.6. Medidores de vazão mássica

Para realizarmos a medição da vazão mássica do sistema em questão, utilizamos um manômetro, capaz de medir a pressão diferencial entre dois pontos adjacentes de uma placa de orifício, consistindo essa em um disco com duas tomadas de pressão.

O manômetro, em questão, é o modelo 477-1-FM, da marca Dwyer, com faixa de operação entre 0 a 10 kPa.

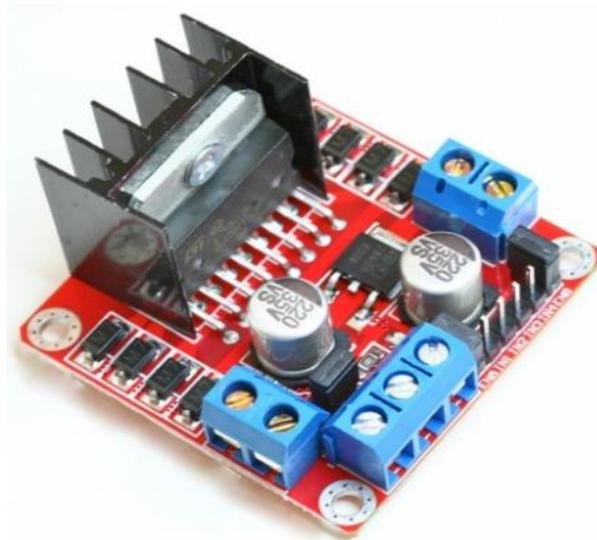


Figura 55 - Placa de orifício

4.7.7. Controle do sistema de movimentação

Para a utilização do motor de passo, que controla a movimentação dos espelhos primários, necessitamos de um driver. O modelo escolhido foi o L298N, com dupla ponte H, que tolera até 4A.

Seu funcionamento consiste no envio de pulsos elétricos para o motor de passo, de modo a fazê-lo se movimentar a cada espaço de tempo determinado. Pode-se controlar o acionamento do motor e o sentido de rotação. O esquema de ligação do driver com o motor de passo está no ANEXO VII.



*Figura 56 - Driver controlador do motor de passo
Fonte: Hu Infinito (2019)*

Já no que diz respeito ao microcontrolador, optou-se pela utilização do Arduino Uno, por possuir uma interface amigável e compatibilidade com o software MATLAB.



Figura 57 - Arduino Uno

5. Procedimentos experimentais

Aqui serão descritos os procedimentos experimentais a serem tomados para garantir o correto funcionamento dos instrumentos e componentes, de modo a obter sucesso na realização do experimento.

5.1.1. Posicionamento do receptor em relação ao refletor primário

A estrutura de locomoção, onde se encontram o receptor e o refletor secundário, deve ser posicionada de modo que o tubo absorvedor fique centralizado em relação à bancada, e a uma distância horizontal, definida pelo ângulo de azimute, que garanta que a maior parte dos raios refletidos pelo refletor primário sejam direcionados para o tubo absorvedor e refletor secundário.



Figura 58 - Alinhamento dos espelhos com o receptor



Figura 59 - Posicionamento lateral para aumentar o fator de interceptação

5.1.2. Posicionamento dos equipamentos em orientação determinada

Devemos posicionar o sistema Fresnel com orientação igual a selecionada pelo projeto ótico, podendo ser com orientação Norte-Sul ou Leste-Oeste ou ainda uma orientação mista. Para o nosso caso, iremos adotar a orientação Norte-Sul. Tal posicionamento em relação à orientação determinada garante o melhor funcionamento do sistema de rastreamento solar.



Figura 60- Alinhamento com o Norte Solar

5.1.3. Ajuste da posição inicial dos espelhos

Para garantir o correto funcionamento e a maior eficiência ótica, devemos posicionar os espelhos de acordo com as condições de teste que obteremos, dependendo do dia, hora e local.

Sendo assim, utilizaremos o programa “tilt_angles” desenvolvido por Cavalcante (2016), no *software* MATLAB, para calcular angulação de cada um dos espelhos em função das nossas condições de teste, de modo a, posteriormente, calibrar a posição de cada espelho utilizando um inclinômetro digital. O código MATLAB está disposto no ANEXO I.



Figura 61- Ajuste angulação inicial dos espelhos
Fonte: Ferraz, Farias (2017)

5.1.4. Evacuação do tubo absorvedor

Como um de nossos objetivos é determinar a influência da pressão de vácuo do tubo na transferência de calor, devemos evacuar o tubo absorvedor em diferentes pressões de vácuo, testando cada uma das configurações no sistema real, de modo a coletar dados e compará-los.



Figura 62 - Processo de evacuação do tubo absorvedor

5.1.5. Acoplamento e acionamento dos ventiladores

O primeiro passo é ligar o ventilador no inversor de frequências, de modo a poder variar a rotação do mesmo se necessário, garantindo a vazão mássica adequada no sistema.

O acoplamento do ventilador, com a placa de orifício e com o tubo absorvedor será feito através de mangueiras presas na saída do ventilador até a entrada da placa de orifício e da saída da placa de orifício até a entrada do tubo absorvedor.



Figura 63 - Montagem experimental
Fonte: Ferraz, Farias (2017)

5.1.6. Fixação dos termopares

Os termopares de entrada e de saída do tubo absorvedor serão posicionados, no centro geométrico do tubo, de modo a obter os valores mais precisos da temperatura do fluido, minimizando os efeitos de temperatura do tubo absorvedor.



Figura 64- Fixação do termopar no centro do tubo absorvedor

Já os termopares responsáveis por medir as temperaturas do tubo absorvedor, do envelope de vidro, da camada inferior do refletor secundário e da camada superior do mesmo serão posicionados nas respectivas superfícies de cada um deles.



Figura 65 - Termopar posicionado em superfície

5.1.7. Inicialização do motor de passo

Para iniciar o motor de passo e começar a movimentação dos espelhos, utilizou-se um código escrito no *software* MATLAB, que controla o arduino diretamente, não havendo a necessidade de fazer o upload do código para o mesmo. O código utilizado está disposto no ANEXO IX.

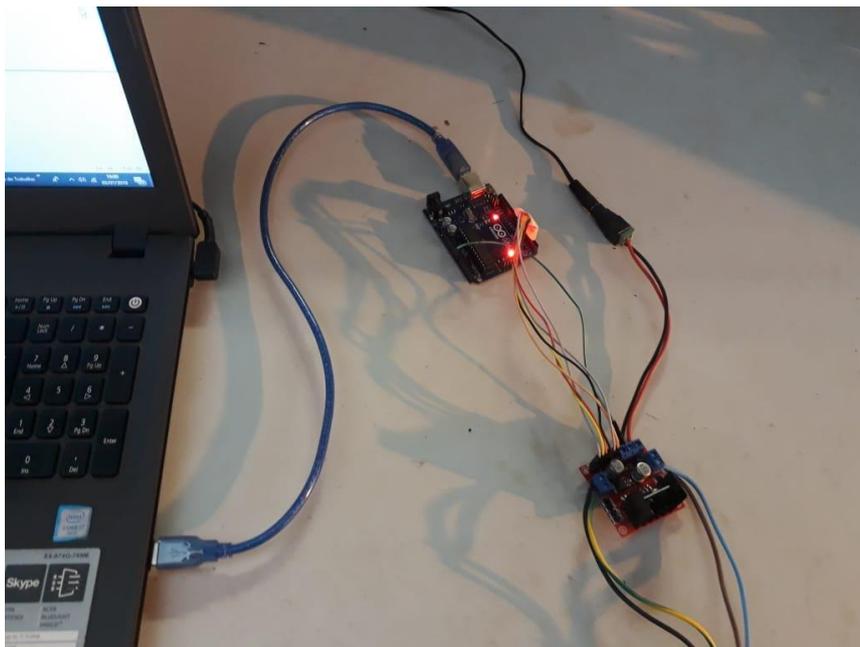


Figura 66 - Acionamento do motor de passo

5.1.8. Aquisição de dados pelo *datalogger*

Os dados coletados por todos os instrumentos e medidores aqui citados, deverão ser recolhidos e processados no *datalogger*, para posterior análise e comparação com os resultados obtidos pelo modelo criado. Para a aquisição, basta conectar o computador ao *datalogger*, através da porta CS/IO e pegar o arquivo de dados. Posteriormente, realiza-se a análise de dados, com auxílio das curvas de calibração e pode-se traçar resultados, iguais aos que veremos em seção seguinte.

6. Resultados

Nesta seção são apresentados resultados referentes aos experimentos realizados e comparações, com o modelo teórico, são feitas, buscando-se validar o modelo utilizado. Apresentam-se, da mesma forma, dados geométricos e condições experimentais, como data, hora e variáveis climáticas.

6.1. Dados Utilizados

6.1.1. Características geométricas do sistema

As principais dimensões e características dos principais componentes utilizados estão apresentadas a seguir:

Tabela 1 - Características geométricas principais

Componente	Característica	Valor	Unidade
Refletor Primário	Número de espelhos	15	-
	Largura dos espelhos	0.125	m
	Comprimento dos espelhos	1.50	m
	Folga entre espelhos	9	mm
	Massa dos espelhos	2.249	kg
Tubo Absorvedor	Altura do absorvedor	1,38	m
	Diâmetro externo do absorvedor	40	mm
	Diâmetro interno do absorvedor	36	mm
	Espessura do tubo	2	mm
	Comprimento do absorvedor	1,50	m
Envoltório de vidro	Diâmetro externo	90	mm
	Diâmetro interno	70	mm
	Espessura do vidro	10	mm
	Comprimento do vidro	1.50	m
Refletor Secundário	Comprimento do Refletor	1,50	m

6.1.2. Propriedades Termodinâmicas

Os componentes principais para a troca de calor, no sistema Fresnel Linear em questão, sofrem variações de temperatura ao longo do tempo, portanto seria complicado quantificar valores para algumas propriedades termodinâmicas, como

calor específico, condutividade térmica, difusividade térmica, etc., pois estas variam com a temperatura.

Sendo assim, optamos por tabular, nesta seção, somente as propriedades que não variam com a temperatura e disponibilizar no ANEXO IV os gráficos das propriedades termodinâmicas de interesse, que variam com a temperatura.

Tabela 2 - Propriedades termodinâmicas dos componentes

	Absorvedor	Envoltório de vidro	Refletor Primário	Refletor secundário
Absortividade	0.60	0.25	-	0.11
Emissividade	0.07	0.90	-	0.16
Refletividade	-	-	0.94	0.38
Transmissividade	-	0.97	-	-

6.1.3. Características Ópticas

No que diz respeito a análise ótica, utilizamos o *software* TONATIUH, e desenvolvemos um modelo semelhante ao nosso para realizar a simulação ótica, sendo todas as dimensões e componentes considerados. O TONATIUH necessita de processamento de dados após sua simulação, sendo assim, foi utilizado o software R PROJECT para essa função. Disponibilizou-se informações sobre a utilização do TONATIUH no ANEXO II e o código de pós processamento, em R, está apresentado no ANEXO III.

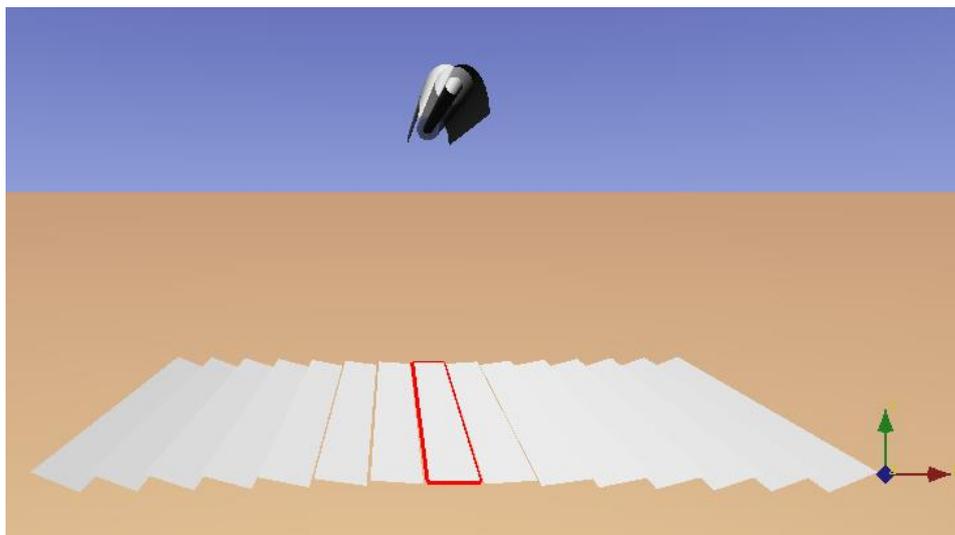


Figura 67- Modelagem do sistema no TONATIUH

Com a modelagem feita, partimos para a parte de estudo e então simulamos o comportamento ótico.

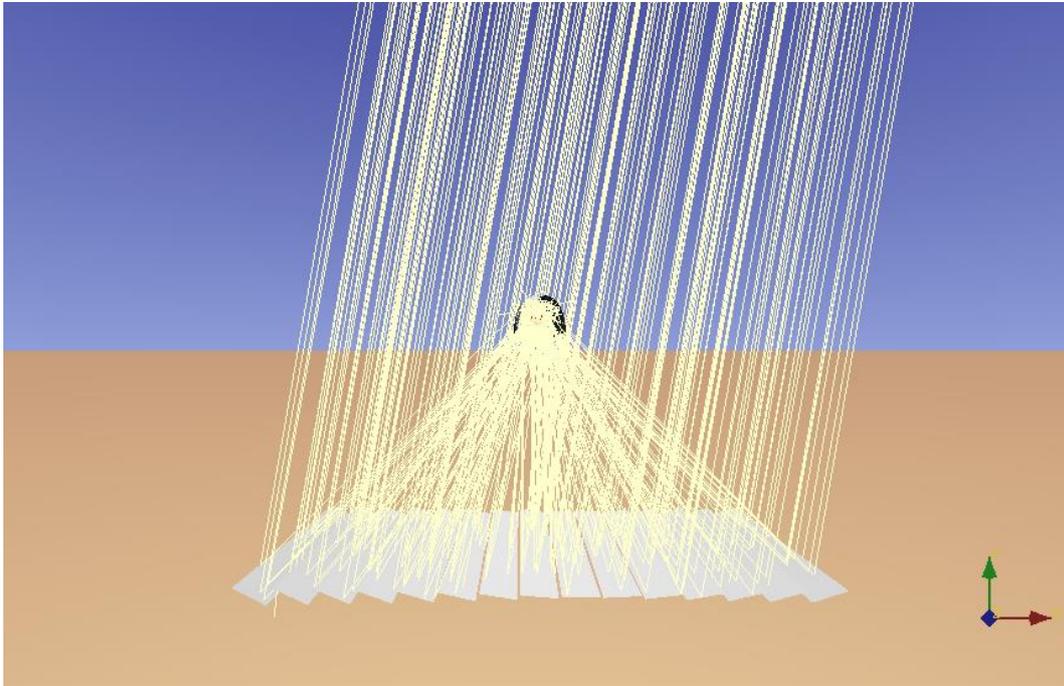


Figura 68- Simulação de ray tracing

A partir desta análise feita no TONATIUH, pode-se determinar cada curva de eficiência do concentrador solar em função dos ângulos de incidência longitudinal ou transversal, as mesmas se apresentam como polinômios de quinta ordem e são escritas de maneira geral, como:

$$A_0 + A_1 * \theta^1 + A_2 * \theta^2 + A_3 * \theta^3 + A_4 * \theta^4 + A_5 * \theta^5 \quad (6.1)$$

Tabela 3 - Coeficientes do Polinômio Modificador longitudinal

Coeficiente	Valor
A0	9.912 e-1
A1	-5.464 e-3
A2	-1.279 e-3
A3	3,045 e-5
A4	-2,398 e-7
A5	5,745 e-10

Tabela 4 - Coeficientes do Polinômio Modificador Transversal

Coeficiente	Valor
A0	1,003
A1	2,455 e-3
A2	- 8,217 e-4
A3	3,853 e-4
A4	- 6,406 e-7
A5	3,281 e-9

As tabelas que relacionam os ângulos de incidência com a eficiência estão no ANEXO VIII. A eficiência máxima obtida para o concentrador solar, Fresnel Linear, em análise neste trabalho, foi de 52,5%.

6.1.4. Condições experimentais

As condições experimentais do tópico em questão tratam da data e da hora de realização dos três experimentos, bem como das informações geográficas e climáticas do local do experimento. Os experimentos foram realizados em frente ao Bloco G, da Universidade de Brasília (UnB), e suas respectivas características estão mostradas a seguir.

Tabela 5 - Características geográficas do local de experimentação

Local	Brasília
Latitude	-15,7794°
Longitude	-47,9292°
Altitude	1100 m
Pressão	88.9 kPa

Devido ao fato de um dos objetivos deste projeto de graduação ser avaliar a influência da pressão de vácuo no tubo evacuado, na transferência de calor, realizou-se três experimentos, sendo o primeiro deles com o tubo evacuado até determinado período de tempo, retirando-se o vácuo posteriormente; o segundo deles, na pressão atmosférica durante todo o experimento; e o terceiro deles, com uma pressão de vácuo constante durante todo o experimento.

Tabela 6 - Informações iniciais dos experimentos

	Data	Hora Inicial	Hora final	Pressão de Vácuo
Experimento 1	26/06/2019	11:13	15:41	0.18 atm
Experimento 2	01/07/2019	12:26	15:44	Atmosférica
Experimento 3	02/07/2019	10:44	15:14	0.60 atm

As demais variáveis, como temperatura ambiente, radiações direta e global são apresentadas graficamente, para cada experimento, nos tópicos seguintes, devido a elevada variação das mesmas.

6.2. Resultados Experimentais

Os experimentos foram realizados, buscando-se uma padronização nos procedimentos para reduzir diferenças nos resultados, causadas por erros de procedimentos.

No que diz respeito às condições experimentais e às climáticas, como radiação solar e temperatura ambiente, plotamos gráficos correspondentes a essas variáveis ao longo do tempo para cada dia de experimento.

6.2.1. Resultados do Experimento 1

O experimento foi realizado no dia 26/06/2019, dia muito propício para a realização do mesmo, visto que o céu estava aberto, praticamente sem nuvens. Decidiu-se por utilizar uma configuração evacuada, de modo a utilizar o vácuo mais forte que se conseguisse, sendo assim, com a bomba de vácuo da equipe Draco Volans, da UnB, evacuamos o tubo a 180 mbar, que equivale a 0,18 atm, um vácuo não tão forte, mas que poderia trazer ganhos térmicos ao sistema. Optamos pela realização de um teste, que consistia em retirar o vácuo do tubo a dado momento e tentar avaliar as variações de temperatura que poderiam vir a ocorrer.



Figura 69 - Medida do Vácuo no experimento 1

O dispositivo para manter o tubo evacuado não estava funcionando corretamente, e não conseguia segurar o vácuo por muito tempo após a remoção da bomba de vácuo, por isso tivemos que manter a bomba ligada constantemente. Após a resolução desse problema, definimos uma vazão de 0,009 kg/s, iniciamos a tomada das temperaturas e obtivemos um gráfico de temperatura dos componentes pelo horário.

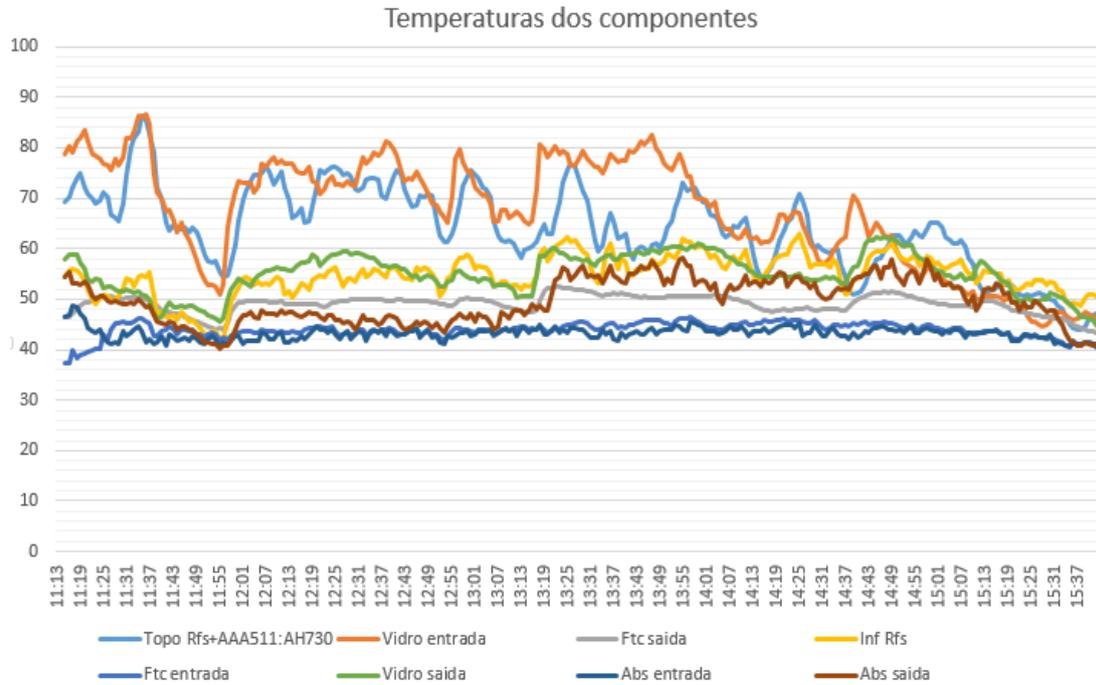


Figura 70 - Gráfico de Temperatura (°C) x Tempo do Experimento 1

E como as condições climáticas são bastante importantes para este tipo de análise, devemos apresentar as mais relevantes, dispondo-as da forma gráfica, assim como feito para as curvas de temperatura.

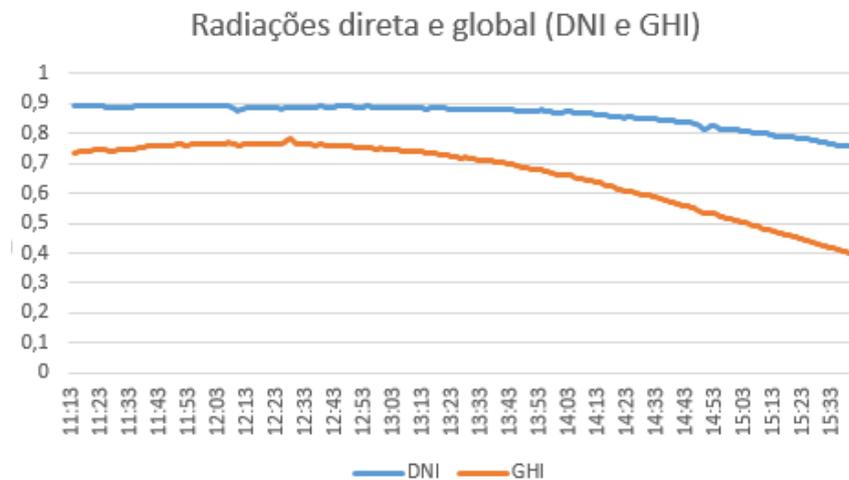


Figura 71 - Radiações direta e global durante experimento 1 (kW/m²)

Podemos perceber que a radiação direta (DNI) não sofreu grandes variações no decorrer do experimento, o que se configura como uma boa condição para concentradores solares, facilitando a busca por um regime permanente, ou algo próximo a isso.

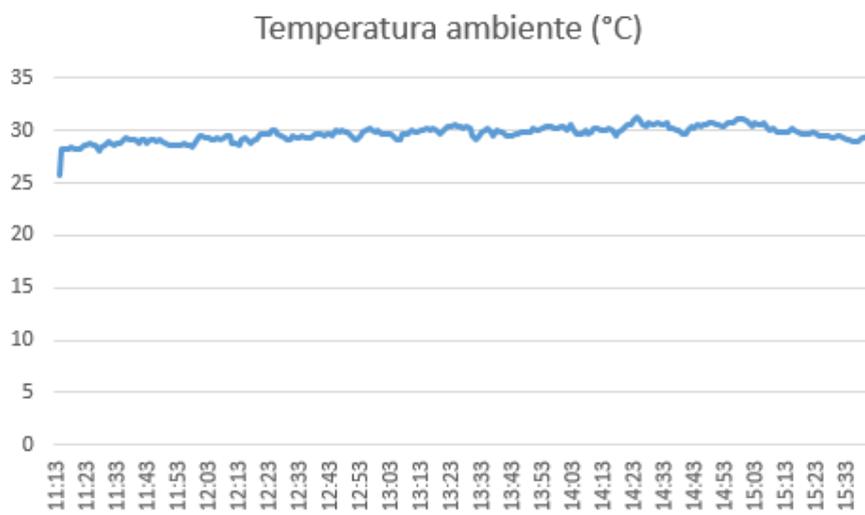


Figura 72 - Temperatura ambiente no experimento 1

No que diz respeito aos gráficos obtidos de temperatura dos componentes, observa-se, rapidamente, alguns erros de medição dos termopares. Vale ressaltar que os termos “inicial” e ‘final’ utilizados na maioria dos termopares, não dizem respeito ao tempo, mas sim à posição em que se encontram em relação ao componente.

Quando observamos bem as curvas, percebemos que as temperaturas de entrada e de saída do tubo absorvedor ficam, às vezes, mais baixas que as temperaturas do FTC, o que na prática, significaria que o mesmo está tirando calor do FTC, o que sabemos não ser verdade. Podemos explicar isso pelo fato de os termopares não estarem no centro do tubo e sim em suas extremidades, onde não existe mais a concentração solar.

Outro fato que não aparenta estar correto é a temperatura de entrada e de saída do vidro, primeiro pela grande diferença entre as mesmas e segundo pela elevada temperatura que se encontram, sendo o componente mais quente da bancada em determinados períodos. Tal fato pode ser explicado, seguindo a lógica de que existe um maior sombreamento em um dos termopares do vidro, gerando, portanto, um menor fluxo de calor no mesmo, o que explica diferença de temperatura. Já para o fato de esse componente aparecer como o mais quente da bancada, em certas ocasiões, se justifica pelo fato de que os termopares que realizam essa medição, não são específicos para medições em superfície, e acabam aquecendo pela radiação solar e não pelo contato com a superfície.

Para os termopares do refletor secundário, percebe-se uma grande diferença, em alguns intervalos de tempo, diferença esta que não deveria existir, visto que a chapa metálica é bastante fina, facilitando a passagem de calor de uma face para outra, sendo assim, imaginamos que a ausência de termopares específicos para superfície tenha gerado algum tipo de má fixação, de modo que não ocorra a leitura mais correta.

Deste modo, os únicos termopares, cujas medições podem ser confiáveis neste primeiro ensaio são os que medem o escoamento de ar, na entrada e na saída do tubo absorvedor, portanto, nossa análise será com mais ênfase neles.

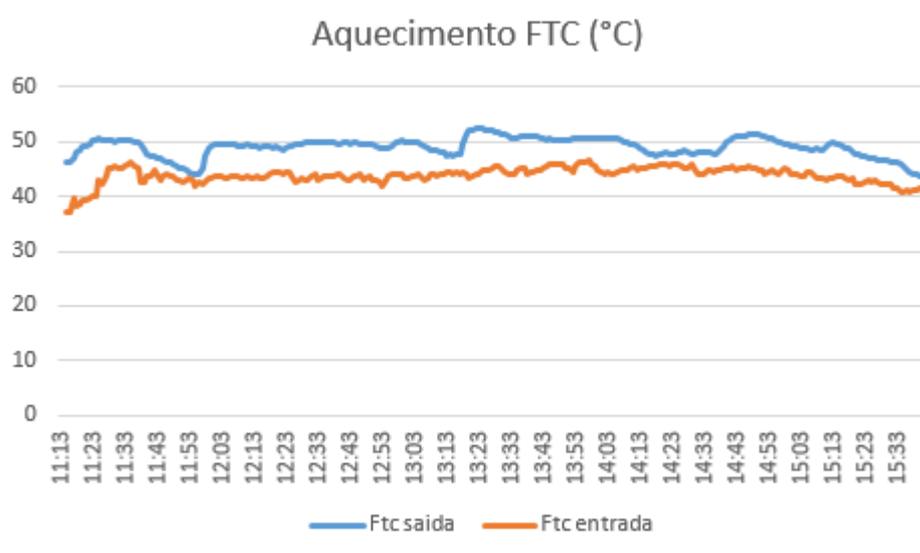


Figura 73 - Comparativo entrada e saída do FTC no Experimento 1

Nesta figura, podemos perceber a diferença de temperaturas entre a entrada e a saída do ar no tubo absorvedor. O aquecimento não é tão grande, muito por conta da elevada vazão utilizada de 0.009 kg/s e também por conta de perdas de foco dos espelhos primários, que estão em fase de ajustes por enquanto, pelo fato de nem todas as peças de alumínio, projetadas para sustentar os espelhos estarem prontas e montadas. Porém mesmo assim, podemos perceber uma tendência de regime permanente em determinados intervalos, embora o mesmo seja muito difícil de se obter experimentalmente.

Outro ponto importante de ser comentado é a mudança da situação de uma pressão de 0.18 atm para a pressão atmosférica, que ocorre no meio do experimento, entre às 13h20 e às 14h20. Tal fato desencadeia uma leve queda de temperatura do ar na saída do tubo absorvedor, não deixando claro a razão de tal acontecimento, pois existem incontáveis variáveis no sistema e sem uma análise muito minuciosa, não podemos concluir a efetividade do processo de evacuação.

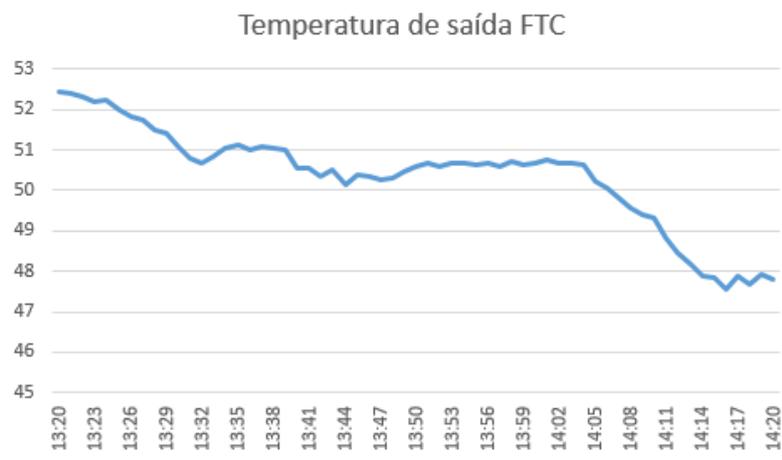


Figura 74 - Temperatura do Ftc na saída durante o experimento 1

6.2.2. Resultados do Experimento 2

O experimento 2 foi realizado no dia 01/07/2019, dia este, também muito propício para a realização do mesmo. Decidiu-se por utilizar uma configuração não evacuada e escolhemos uma vazão mássica de 0,005 kg/s, menor do que a do experimento 1, de modo a avaliarmos a influência da vazão nas temperaturas dos componentes. Vale ressaltar que, para este experimento, modificamos o posicionamento de um dos termopares que medem a temperatura do tubo absorvedor, de modo que o mesmo possa medir a temperatura no meio do tubo, onde existe a concentração solar.

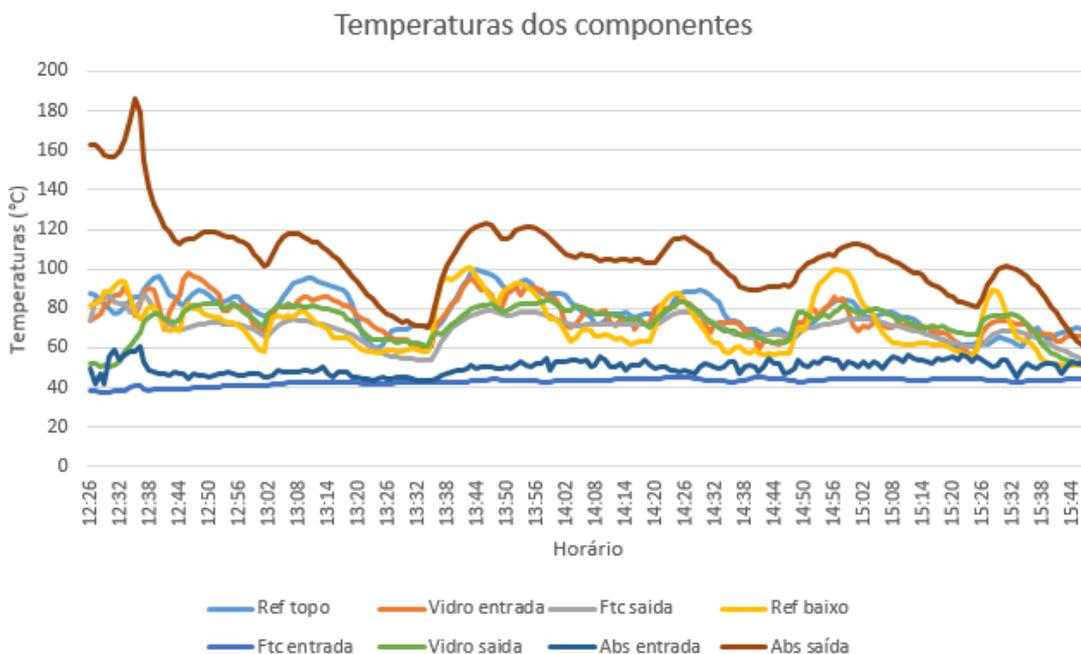


Figura 75 - Gráfico de Temperatura (°C) x Tempo do Experimento 2

E como as condições climáticas são bastante importantes para este tipo de análise, devemos apresentar as mais relevantes, dispondo-as da forma gráfica, assim como feito para o experimento 1.

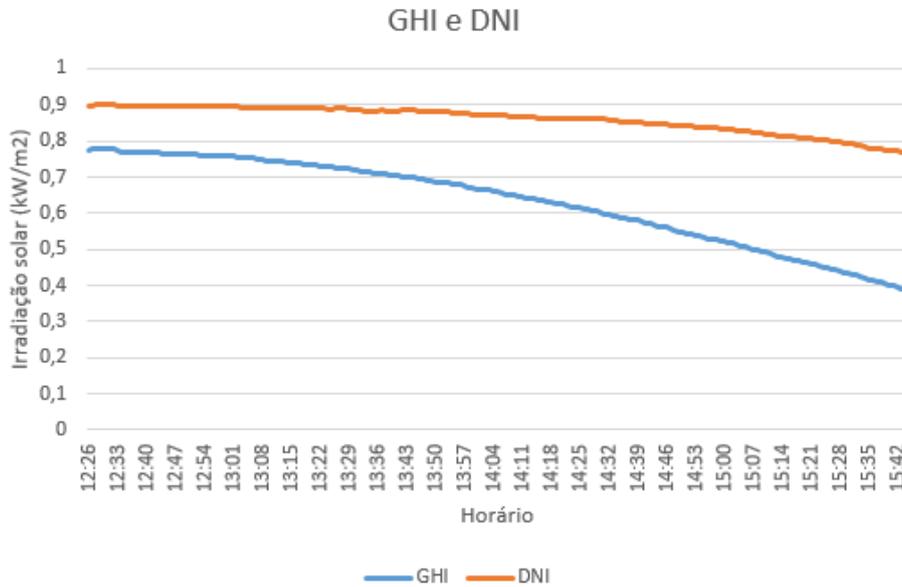


Figura 76- Radiações direta e global durante experimento 2 (kW/m2)

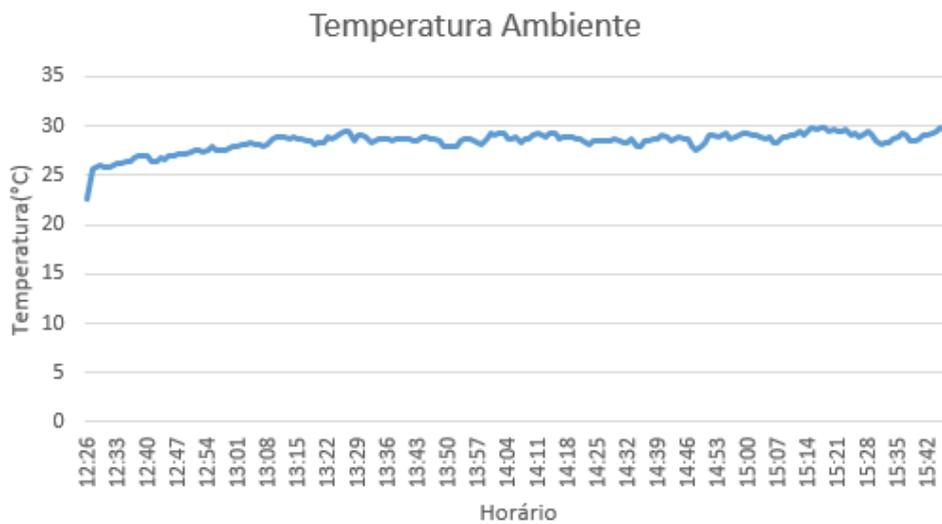


Figura 77 - Temperatura ambiente no experimento 2

Podemos dizer que, para este experimento, não conseguimos coletar dados de uma maneira eficiente, pois percebeu-se que o sistema de rastreamento não estava funcionando da maneira correta e, por isso, não conseguimos atingir nada próximo a um regime permanente. Sendo assim, não utilizaremos estes dados para a validação do modelo, não havendo comparação com os valores teóricos, portanto.

6.2.3. Resultados do Experimento 3

O experimento foi realizado no dia 02/07/2019, dia claro e com poucas nuvens, assim como os dias anteriores. Optou-se, novamente, por uma configuração evacuada, com 600 mbar, ou 0,60 atm, de pressão de vácuo, sendo esta obtida nas mesmas condições citadas para a evacuação no experimento 1, pois a vedação do tubo absorvedor ainda não estava funcionando corretamente. Já para a vazão mássica, optou-se pelo valor de 0,0035 kg/s, de modo a tentar verificar um aumento na temperatura dos componentes ainda maior quando comparado ao do experimento 2.

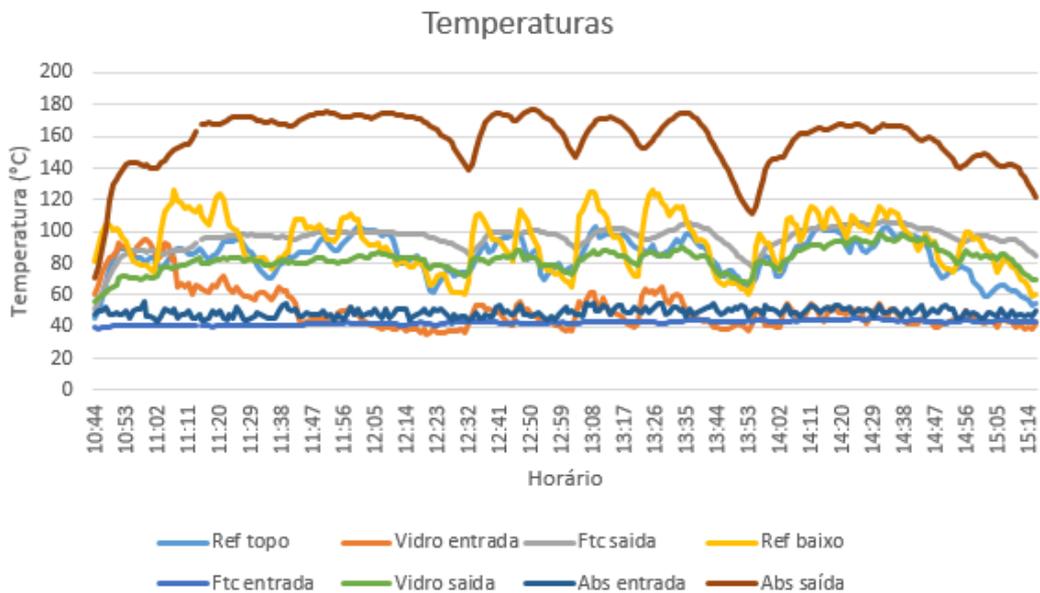


Figura 78 - Gráfico de Temperatura (°C) x Tempo do Experimento 3

Apresentamos aqui as características climáticas mais importantes para o experimento, da mesma forma que fizemos para os experimentos anteriores.

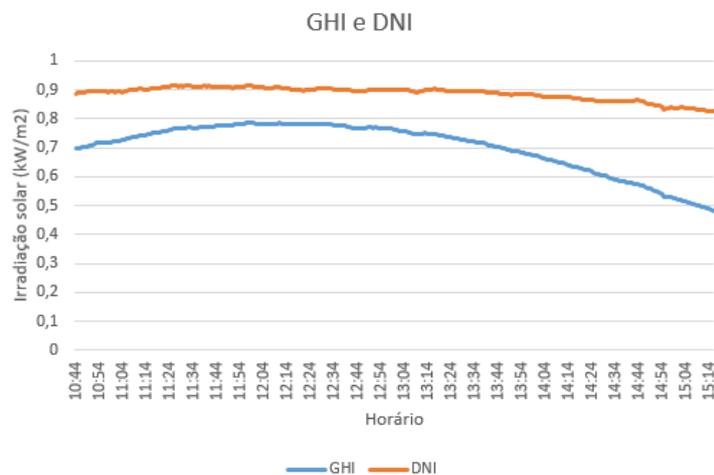


Figura 79 - Radiações direta e global durante experimento 3 (kW/m²)

Podemos perceber que a radiação direta (DNI) não sofreu grandes variações no decorrer do experimento, principalmente para determinados intervalos, assim como nos experimentos anteriores.

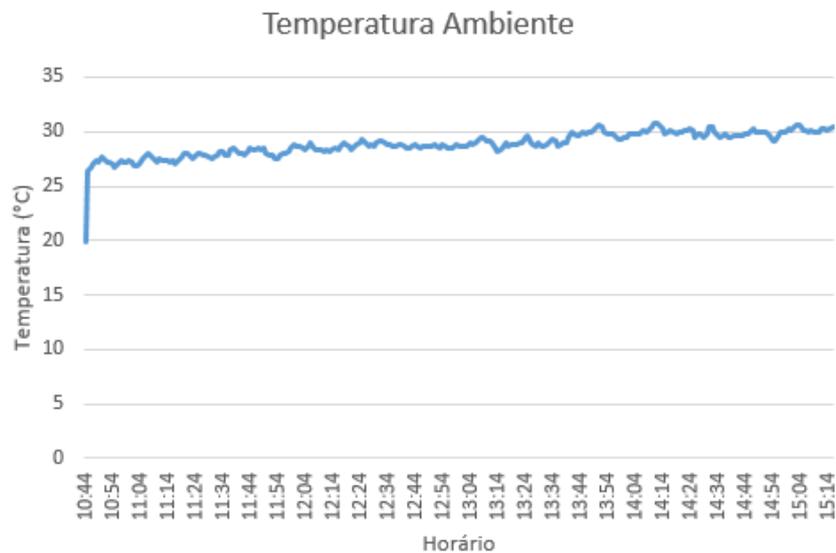


Figura 80 - Temperatura ambiente no experimento 3

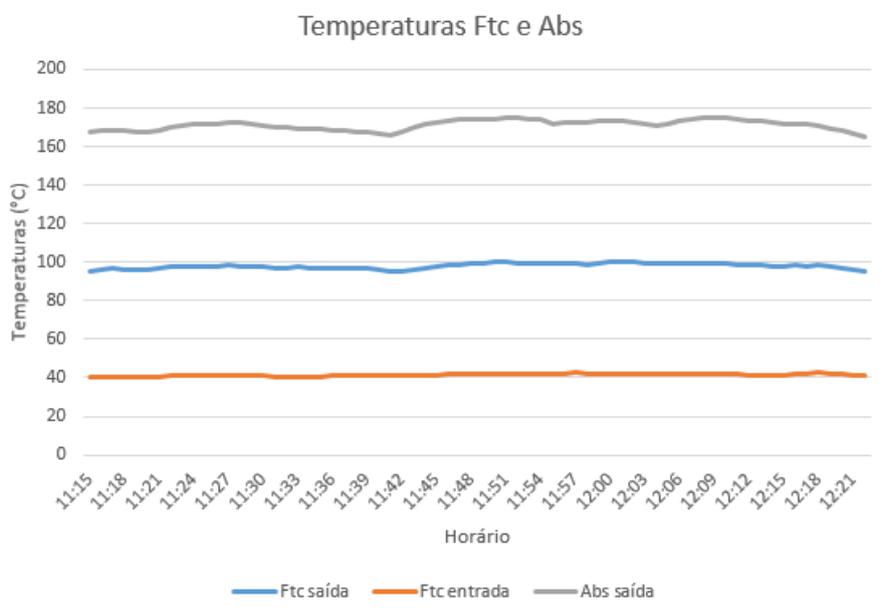


Figura 81 - Temperaturas do Ftc e do tubo absorvedor no experimento 3

Em relação ao experimento 1, percebemos o acréscimo da temperatura do absorvedor e pode-se ver uma constância muito maior das temperaturas do FTC, tornando o regime experimental, bastante próximo ao permanente e facilitando a análise do modelo termodinâmico desenvolvido.

6.3. Resultados Teóricos

Os resultados teóricos que o modelo utilizado nos fornece serão utilizados na comparação com os resultados experimentais obtidos nos experimentos 1 e 3, de modo a verificar a existência de erros no modelo ou em procedimentos experimentais, corrigindo-os, visando aumentar a fidelidade do modelo à realidade.

Sendo assim, fizemos uma série de simulações, utilizando as mesmas condições mostradas no em cada experimento, dando evidência, principalmente, às temperaturas de entrada e saída do fluido de transferência de calor

Os dados de temperatura, radiação, velocidade do vento, vazão, etc. utilizados nas simulações são aqueles colhidos na esfera experimental, de modo a fidelizarmos, ao máximo, nosso modelo a realidade criando excelentes condições de análise.

Vale ressaltar que realizaremos a comparação teórica somente das partes que apresentam maior constância nas temperaturas, se aproximando mais de um regime permanente. Será feita uma tentativa de validação do modelo, utilizando condições parecidas de irradiação, e caso ocorra a validação, será feita uma comparação com diferentes pressões de vácuo em uma dada eficiência ótica, mais próxima a eficiência real estimada, e posterior comparação entre diferentes pressões de vácuo na eficiência ótica máxima.

6.3.1. Resultados teóricos do experimento 1

Tabela 7 – Resultados e Parâmetros Teóricos para diferentes pressões no experimento 1

	Experimental	Teórico 1	Teórico 2	Teórico 3	Teórico 4	Teórico 5	Unidade
Pressão de vácuo	0.18	0	0.18	0.70	0.90	1	Atm
$T_{FTC\ final}$	50.4069	52.0328	50.6775	50.6775	50.6775	50.3965	°C
$T_{FTC\ inicial}$	40.2520	40	40	40	40	40	°C
T_{dif}	10.1549	12.0328	10.6775	10.6775	10.6775	10.3965	°C
T_{ABS}	-	70.3142	66.6416	66.6416	66.6416	66.2800	°C
$Q_{CONV\ natural}$	-	0	2.7946	2.7946	2.7946	2.9913	W
k_{ef}	-	-	0.0280	0.0280	0.0280	0.0284	W/(m.K)
k_{ar}	-	0.0281	0.0280	0.0280	0.0280	0.0280	W/(m.K)

Podemos perceber, na Tabela 7, que o resultado experimental com vácuo de 0.18 atm apresenta resultados muito próximos aos teóricos na mesma pressão de vácuo, de modo que podemos entender que o modelo teórico funciona muito bem. Sendo assim, variamos a pressão no modelo teórico e percebeu-se uma influência da pressão de vácuo bem

reduzida para as pressões de vácuo parcial, somente havendo significância térmica, ainda que pequena, para a pressão de vácuo absoluto (0 atm).

Tabela 8 - Resultados e Parâmetros teóricos para eficiência máxima no experimento 1

	Teórico 6	Teórico 7	Teórico 8	Teórico 9	Teórico 10	Unidade
Pressão de vácuo	0	0.18	0.70	0.90	1	Atm
$T_{FTC\ final}$	98.7254	93.5562	93.5562	93.2108	92.9629	°C
$T_{FTC\ inicial}$	40	40	40	40	40	°C
T_{dif}	58.7254	53.5562	53.5562	53.2108	52.9629	°C
T_{ABS}	186.8636	172.6103	172.6103	171.6206	170.9421	°C
$Q_{CONV\ natural}$	0	11.7201	11.7201	12.5441	13.0984	W
k_{ef}	-	0.0321	0.0321	0.0347	0.0365	W/(m.K)
k_{ar}	0.0323	0.0321	0.0321	0.0321	0.0321	W/(m.K)

Já para a situação em que consideramos a eficiência ótica máxima possível para o sistema, ao invés de uma eficiência ótica estimada, percebeu-se um elevado ganho de temperatura dos componentes quando comparado com a situação ótica anterior, dando indícios de que havia uma necessidade de aperfeiçoamento do foco dos espelhos e sistema de rastreamento.

Considerando a variação das pressões de vácuo, observa-se uma pequena influência das pressões de vácuo parciais e uma maior influência quando o vácuo é absoluto, assim como ocorreu anteriormente. Também, pudemos observar que melhorias óticas representariam um ganho térmico muito maior do que a evacuação do receptor, pelo menos, para este caso.

6.3.2. Resultados Teóricos do Experimento 3

Tabela 9 - Resultados e Parâmetros Teóricos para diferentes pressões no experimento 3

	Experimental	Teórico 1	Teórico 2	Teórico 3	Teórico 4	Teórico 5	Unidade
Pressão de vácuo	0.60	0	0.18	0.60	0.90	1	Atm
$T_{FTC\ final}$	101.1324	113.1981	100.0195	100.0195	99.1248	98.5598	°C
$T_{FTC\ inicial}$	40.8329	40	40	40	40	40	°C
T_{dif}	60.3995	73.1981	60.0195	60.0195	59.1248	58.5598	°C
T_{ABS}	174.0883	205.7861	173.4422	173.4422	171.2003	169.8328	°C
$Q_{CONV\ natural}$	-	0	11.9680	11.9680	12.7701	13.2595	W
k_{ef}	-	-	0.0320	0.0320	0.0349	0.0367	W/(m.K)
k_{ar}	-	0.0329	0.0320	0.0320	0.0320	0.0319	W/(m.K)

Para o experimento 3, adotamos o mesmo procedimento utilizado para o experimento 1, e percebeu-se a compatibilidade do modelo com a esfera experimental para a pressão de vácuo 0,60 atm, confirmando a validação do modelo. Vale ressaltar que adicionamos a temperatura do absorvedor nos resultados experimentais, pois julgamos serem confiáveis, devido ao novo posicionamento adotado para o seu respectivo termopar. Além disso, podemos verificar um aumento de temperaturas em relação ao experimento 1, pois a vazão adotada foi menor (0.0035kg/s).

No que diz respeito às pressões de vácuo, observou-se o mesmo que para o experimento 1, sendo que somente o vácuo absoluto se mostra verdadeiramente vantajoso, enquanto o vácuo parcial apresenta ganhos muito pequenos e somente para uma faixa de pressões mais próxima da pressão atmosférica.

Tabela 10 - Resultados e Parâmetros teóricos para eficiência máxima no experimento 3

	Teórico 6	Teórico 7	Teórico 8	Teórico 9	Teórico 10	Unidade
Pressão de vácuo	0	0.18	0.60	0.90	1	Atm
$T_{FTC\ final}$	167.8535	147.6439	147.6439	146.4999	145.6120	°C
$T_{FTC\ inicial}$	40	40	40	40	40	°C
T_{dif}	127.8535	107.6439	107.6439	106.4999	105.6120	°C
T_{ABS}	327.0226	278.4802	278.4802	276.0203	273.9087	°C
$Q_{CONV\ natural}$	0	22.7330	22.7330	23.7366	24.6796	W
k_{ef}	-	0.0360	0.0360	0.0381	0.0401	W/(m.K)
k_{ar}	0.0373	0.0360	0.0360	0.0359	0.0359	W/(m.K)

Percebe-se elevados ganhos térmicos, quando consideramos a eficiência máxima para este caso, da mesma forma que para o experimento 1. Podemos considerar, portanto, uma maior efetividade térmica da melhoria de eficiência ótica quando em comparação com a evacuação do receptor.

6.4. Análises de sensibilidade

Ao realizarmos as validações do modelo e análises referentes ao mesmo, percebemos uma influência da eficiência ótica muito maior, para ganhos térmicos, do que a da evacuação, sendo assim, optou-se por realizar análises de sensibilidade, com o modelo teórico, de algumas variáveis do sistema Fresnel Linear, buscando verificar como as mesmas impactam em ganhos térmicos e eficiência do sistema. Utilizaremos, para fins de comparação, valores de vazão e radiação do experimento 3.

As variáveis de interesse são: Comprimento do absorvedor, eficiência ótica (foco na eficiência), absorvidade e vazão.

6.4.1. Comprimento do absorvedor

Para esta variável, realizaremos análises em diferentes comprimentos de absorvedor, considerando diferentes pressões de vácuo e sempre adotando a eficiência máxima do sistema. Utilizaremos os comprimentos de: 10m, 5m e 3m.

Tabela 11 - Análise de temperaturas para absorvedor de 10m de comprimento

Ensaio	1	2	3	4	5	6	Unidade
Pressão de vácuo	0	0.18	0.40	0.60	0.90	1	Atm
$T_{FTC\ final}$	539.1809	434.5525	434.5525	434.5525	434.5525	431.6867	°C
$T_{FTC\ inicial}$	40	40	40	40	40	40	°C
T_{dif}	499.1809	394.5525	394.5525	394.5525	394.5525	391.6867	°C
T_{ABS}	574.2864	460.7921	460.7921	460.7921	460.7921	458.4147	°C
T_{VDR}	70.9930	80.4213	80.4213	80.4213	80.4213	80.7564	°C
$T_{dif\ AB-VD}$	503.2934	380.3708	380.3708	380.3708	380.3708	377.6583	°C
$Q_{CONV\ natural}$	0	45.5581	45.5581	45.5581	45.5581	45.7014	W
k_{ef}	-	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0431	W/(m.K)
k_{ar}	0.0458	0.0427	0.0427	0.0427	0.0427	0.0431	W/(m.K)

Pode-se perceber um ganho enorme de temperaturas, quando em comparação com o experimento 3, já que o tubo absorvedor utilizado no mesmo, tinha 1.5m de comprimento, sendo bem menor que o utilizado nesta análise.

Percebe-se também um ganho muito maior com a evacuação total do que em casos anteriores, tal fenômeno não se observa para evacuações parciais, e isso pode ser explicado devido a elevada taxa de transferência de calor por convecção natural, que somente cresce com o aumento das temperaturas do sistema. Sendo assim, quando evacuamos totalmente o tubo, cessamos a convecção natural totalmente, reduzindo esta taxa a zero, já quando evacuamos parcialmente, não conseguimos zerar a taxa e somente reduzi-la para valores referentes a condução, o que para esta geometria adotada, não se mostra suficientemente inferior aos valores para convecção natural, tornando a taxa não desprezível.

Tabela 12 - Análise de temperaturas para absorvedor de 5m de comprimento

Ensaio	1	2	3	4	5	6	Unidade
Pressão de vácuo	0	0.18	0.40	0.60	0.90	1	Atm
$T_{FTC\ final}$	388.2927	319.3444	319.3444	319.3444	319.3444	318.9876	°C
$T_{FTC\ inicial}$	40	40	40	40	40	40	°C
T_{dif}	348.2927	279.3444	279.3444	279.3444	279.3444	278.9876	°C
T_{ABS}	481.1505	390.6793	390.6793	390.6793	390.6793	389.9453	°C
T_{VDR}	58.7847	69.0394	69.0394	69.0394	69.0394	69.4767	°C
$T_{dif\ AB-VD}$	422.3658	321.6399	321.6399	321.6399	321.6399	320.4686	°C
$Q_{CONV\ natural}$	0	36.2284	36.2284	36.2284	36.2284	36.5433	W
k_{ef}	-	0.0401	0.0401	0.0401	0.0401	0.0407	W/(m.K)
k_{ar}	0.0426	0.0401	0.0401	0.0401	0.0401	0.0401	W/(m.K)

Para o comprimento de 5m, percebe-se o mesmo fenômeno da análise anterior, somente com valores de temperatura e taxa de transferência de calor um pouco menores, devido ao fluido de transferência de calor ter menos tempo para se aquecer, dado o menor comprimento.

Tabela 13 - Análise de temperaturas para absorvedor de 3m de comprimento

Ensaio	1	2	3	4	5	6	Unidade
Pressão de vácuo	0	0.18	0.40	0.60	0.90	1	Atm
$T_{FTC\ final}$	276.3171	234.4575	234.4575	234.4575	232.6458	230.8322	°C
$T_{FTC\ inicial}$	40	40	40	40	40	40	°C
T_{dif}	236.3171	194.4575	194.4575	194.4575	192.6458	190.8322	°C
T_{ABS}	405.7876	336.6000	336.6000	336.6000	334.3132	331.3376	°C
T_{VDR}	50.5136	61.0834	61.0834	61.0834	61.2748	61.6990	°C
$T_{dif\ AB-VD}$	355.2690	275.5176	275.5176	275.5176	273.0384	269.6386	°C
$Q_{CONV\ natural}$	0	29.5009	29.5009	29.5009	30.0871	31.2468	W
k_{ef}	-	0.0381	0.0381	0.0381	0.0393	0.0413	W/(m.K)
k_{ar}	0.0400	0.0381	0.0381	0.0381	0.0381	0.0380	W/(m.K)

O mesmo observado nos dois casos anteriores, pode ser visto aqui. Vale ressaltar que a diferença de temperaturas entre o absorvedor e o FTC na saída se mostra a maior para este caso, devido ao menor comprimento para a troca de calor entre estes componentes.

6.4.2. Eficiência ótica

Nesta análise de sensibilidade, realizaremos algo parecido ao que foi feito na seção de resultados teóricos, evidenciando, agora, a eficiência térmica do sistema. Faremos comparações na eficiência real estimada e depois na eficiência máxima possível.

Tabela 14 - Análise de sensibilidade na eficiência estimada

Ensaio	1	2	3	4	5	6	Unidade
Pressão de vácuo	0	0.18	0.40	0.60	0.90	1	Atm
$T_{FTC\ final}$	113.1981	100.0195	100.0195	100.0195	99.1248	98.5598	°C
$Q_{CONV\ natural}$	0	11.9680	11.9680	11.9680	12.7701	13.2595	W
Eficiência	10.2557	8.4062	8.4062	8.4062	8.2807	8.2014	(%)

Tabela 15 - Análise de sensibilidade na eficiência máxima

Ensaio	7	8	9	10	11	12	Unidade
Pressão de vácuo	0	0.18	0.40	0.60	0.90	1	Atm
$T_{FTC\ final}$	167.8535	147.6439	147.6439	147.6439	146.4999	145.6120	°C
$Q_{CONV\ natural}$	0	22.7330	22.7330	22.7330	23.7366	24.6797	W
Eficiência	19.5178	16.2439	16.2439	16.2439	16.0735	15.9313	(%)

Para a análise de sensibilidade da eficiência ótica, percebemos que a pressão de vácuo tem sua influência nos valores de temperatura dos componentes e também na eficiência térmica do sistema, porém percebe-se que, conforme constatado anteriormente, a melhoria na eficiência ótica traz ganhos de eficiência térmica muito maiores do que a evacuação.

6.4.3. Absortividade

A absortividade do tubo de cobre, utilizado como absorvedor, foi estimada como sendo igual a 0.60. Sendo assim, utilizaremos o modelo com diferentes absortividades para verificar possíveis melhorias futuras em relação a essa variável e o quanto elas impactariam na eficiência.

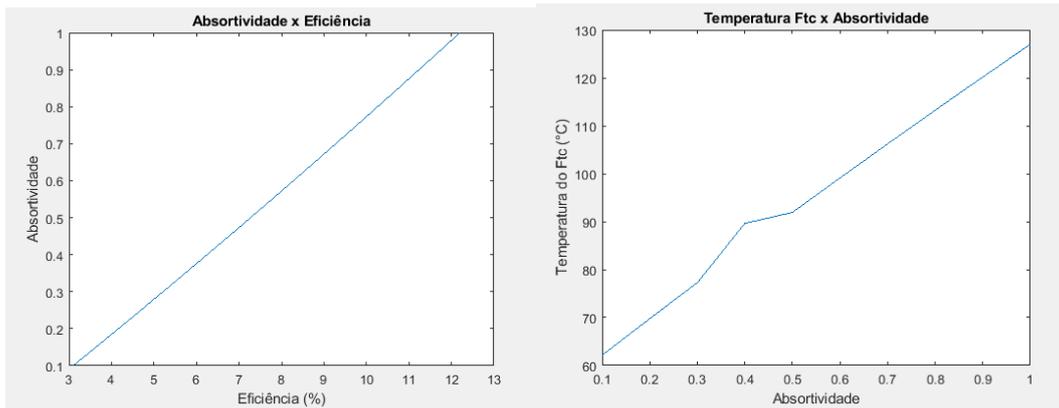


Figura 82 - Análise de sensibilidade da absortividade

Percebe-se um aumento praticamente linear da eficiência e da temperatura de saída do FTC, quando existe o aumento da absortividade, podendo nos levar a um aumento de eficiência de 8 a 12% e de temperatura de 100 a 125°C caso utilizássemos uma absortividade ideal, mostrando que cabem grandes melhorias no sistema neste quesito.

6.4.4. Vazão

A análise de sensibilidade da vazão se mostra bastante importante, pois pode nos mostrar valores de vazão que maximizem a eficiência térmica ou a temperatura de saída do FTC, nos levando a adotar uma vazão que atenda às necessidades do projeto. Tendo isso em vista, variamos a vazão e traçamos gráficos desta variação com as respectivas variações de eficiência e temperatura do FTC.

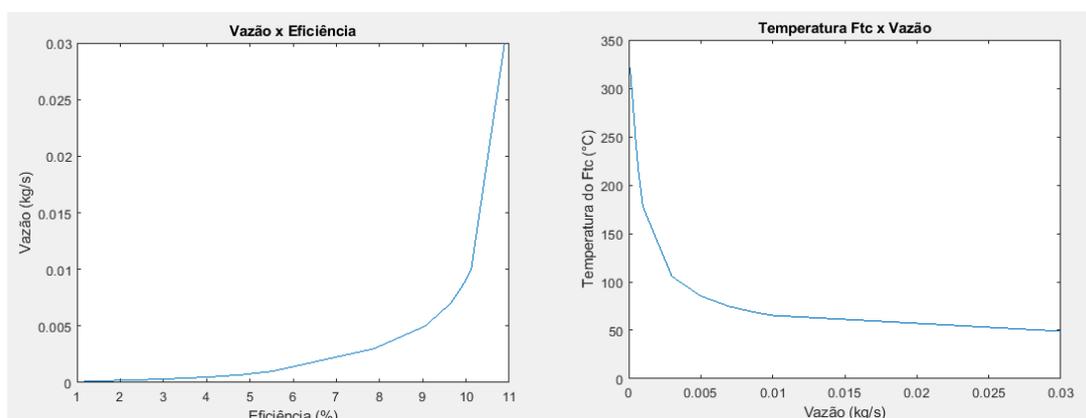


Figura 83 - Análise de sensibilidade da vazão

Podemos concluir que a vazão possui um papel bastante importante na eficiência térmica do sistema, modificando-a de maneira significativa, até atingir certo valor, onde

a mesma começa a reduzir a sua variação, estabilizando-se, tal fato se desencadeia para vazões superiores a 0.03 kg/s. Já para a temperatura, percebe-se uma estabilização a partir da vazão de 0.015 kg/s.

7. Conclusão

Podemos concluir do presente trabalho que o modelo termodinâmico proposto pode ser utilizado para o projeto em questão. A bancada Fresnel foi aprimorada e está em funcionamento novamente, tendo o seu sistema de movimentação sido validado. Porém, deve-se ressaltar que, embora uma das partes deste projeto de graduação tenha sido aprimorar e consertar a bancada Fresnel Linear, para que a mesma volte a figurar nos projetos de Engenharia Mecânica, da UnB, ainda faltam ajustes finos a serem feitos, de modo a melhorar bastante a eficiência.

O estudo do vácuo, para as condições experimentais que adotamos, foi realizado e concluímos que o mesmo não apresenta vantagem alguma no caso específico, de modo a elevar o custo sem trazer nenhuma vantagem termodinâmica. O mesmo só se torna um diferencial quando se trata de vácuo próximo ao vácuo absoluto, onde o mesmo faz cessar a condução e a convecção, reduzindo muito as trocas de calor para o meio, conforme mostrado na sessão anterior. Vale ressaltar que essa condição é bastante difícil de ser atingida e mais ainda de ser mantida, portanto, projetos futuros para concentradores solares devem estar bem preparados e com recursos financeiros suficientes.

Na comparação entre diferentes pressões de vácuo para a eficiência real estimada e para a eficiência máxima, percebemos que o vácuo tem sua influência no comportamento térmico do sistema, mas que a eficiência ótica representa uma parcela muito maior de perdas térmicas, devendo ser, então, aprimorada.

Já na comparação da influência termodinâmica do vácuo em relação às variáveis de comprimento do tubo, absorvidade, vazão e eficiência ótica, percebemos que as mesmas apresentam impacto, nas temperaturas e na eficiência térmica, muito maior que o processo de evacuação, mesmo com vácuo absoluto. Sendo assim, sugerimos o aperfeiçoamento dessas variáveis anteriormente a uma eventual evacuação, de modo que o sistema tenha sua eficiência térmica aumentada, sem a dificuldade de manutenção de um vácuo absoluto.

No que diz respeito a projetos futuros, percebe-se a necessidade de algumas melhorias no projeto em geral, dentre elas:

- A realização do experimento em condições mais controladas, principalmente no que diz respeito às radiações solares direta e global. Para isso, pode-se desenvolver um sistema com uma fonte de luz bastante potente e com o espectro semelhante ao do sol, aliada a refletores, de modo a garantir uma distribuição mais uniforme de irradiação.
- O aperfeiçoamento no sistema de movimentação, pois o sistema pinhão – cremalheira não se mostrou tão preciso.

- A compra de mancais de rolamentos novos, pois os antigos foram bastante afetados pela falta de rigidez dos espelhos antes do aperfeiçoamento realizado e acabaram por prejudicar o sistema, mesmo com todas as melhorias feitas.
- A realização de uma análise óptica mais detalhada, evidenciando-se mais parâmetros e testando mais configurações de posicionamento do receptor em relação aos refletores primários.
- O estudo experimental mais detalhado, de modo a realizar a variação de parâmetros críticos do sistema e “mapear” as características do mesmo, como vazão ideal, tempo característico para entrada em regime permanente, etc.
- A pintura do tubo absorvedor de preto, visando um aumento na absortividade do mesmo ou mesmo a troca de material, por um com maior absortividade.

8. Referências Bibliográficas

- Abbas, R. e Martínez, V. “Analytic optical design of linear Fresnel collectors with variable widths and shifts of mirrors,” *Renew. Energy*, 2015.
- Abbas, R., Muñoz, A., Valdés, M. and Martínez, Va. “High concentration linear Fresnel reflectors,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 72, 2013.
- Burkholder, F. e Kutscher, C. “Heat loss testing of Schott’s 2008 PTR70 parabolic trough receiver,” NREL Technical Report, 2009.
- Cavalcante, C. “Desenvolvimento de Sistema de controle e instrumentação de protótipo de concentrador de energia solar fotovoltaica e térmica com um grau de liberdade”, Universidade de Brasília, 2016.
- Cunha, G. e Custódio, E. “Projeto e construção de absorvedor térmico para sistema linear Fresnel”, Universidade de Brasília, 2017.
- Dickinson, W. C., Cheremisinoff, P. N (1980)., "Solar Energy Technology Handbook - Applicatoin system design and economics", *Energy, Power and Environment*, vol.6, 1980.
- Dostucok, I., Selbas, R., Sencan, A. (2014). “Experimental Investigation of a Linear Fresnel”, *J. of Thermal Science and Technology*, vol. 34, pp. 77–83, 2014.
- Feldhoff, Fabian. “Linear Fresnel Colectors, a technology overview”. Sfera summer school, 2012.
- Ferraz F. e Farias V. “Modelagem e teste de absorvedor de tubo evacuado para concentrador solar tipo Fresnel”, Universidade de Brasília, 2017.
- Guadamud, E., Oliva, A., Lehmkuhl, O., Rodriguez, I. e González, I. “Thermal Analysis of a Receiver for Linear Fresnel Reflectors,” *Energy Procedia*, vol. 69, 2015.
- Huang, F., Li, L. e Huang, W. (2014). “Optical performance of an azimuth tracking linear Fresnel solar concentrator,” *Sol. Energy*, vol. 108, pp. 1–12, 2014.
- Jensen, H, Monte Carlo Ray Tracing. Utah, Estados Unidos, 2003.
- KALOGIROU, S. A. Solar thermal collectors and applications. *Progress in energy and combustion science*, Elsevier, v. 30.
- López Álvarez, J.A. “ Análisis óptico y energético de un captador Fresnel”. (Trabajo Fin de Máster Inédito). Universidad de Sevilla, 2017.
- Martin, V. “Design and construction of a CPV-T Prototype”. 2016.

- Moreira, A. “Hibridização de gás confinado em depósitos de resíduo sólido urbano com heliotérmica para geração de energia – o caso do Lixão da Estrutural no DF”. Universidade de Brasília, 2018.
- Montes, M., Rubbia, C., Abbas, R. e Martínez, V. “A comparative analysis of configurations of linear fresnel collectors for concentrating solar power,” *Energy*, vol. 73, pp. 192–203, 2014.
- Patil, G., Kale, D., Panse, S. e Joshi, J. “Numerical study of heat loss from a non-evacuated receiver of a solar collector,” *Energy Convers. Manag.*, 2014.
- Pino, F., Caro, R., Rosa, F. e Guerra, J. “Experimental validation of an optical and thermal model of a linear Fresnel collector system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, 2013.
- Reddy, K. e Kumar, K. “Estimation of convective and radiative heat losses from an inverted trapezoidal cavity receiver of solar linear Fresnel reflector system,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 80, 2014.
- Sen, P., Ashutosh, K., Bhuwanesh, Z. Engineer, S. Hegde, S. Sen, P. and Davies P. “Linear Fresnel Mirror Solar Concentrator with tracking,” *Procedia Eng.*, vol. 56, 2013.
- Singh, R. “Modelling and performance analysis of linear Fresnel collector for process heat generation for ice cream factory in Konya”. Middle East Technical University, Turquia, 2017.
- VII Congresso brasileiro de energia solar. “Rastreador solar aplicado a um sistema concentrador LFR baseado em algoritmo de posição solar.”. 2018.
- Sousa, D. “Modelização de campos de colectores solares lineares do tipo Fresnel; aplicação a um concentrador inovador do tipo CLFR”. *Engenharia Física Tecnológica* 2010.
- Song J. “Optical Analysis and Optimization of the Linear Fresnel Collector’s Mirror Field”. *International Forum on Energy, Environment Science and Materials*, 2015.
- Vasconcelos, M. “Análise da influência de superfícies refletivas nas perdas de calor de sistemas térmicos”. 2011.
- Viana, T. R. Assessing the potential of concentrating solar photovoltaic generation in Brazil with satellite-derived direct normal irradiation. 2011.
- Zhu, G. “Development of an analytical optical method for linear fresnel collectors,” *Sol. Energy*, vol. 94, pp. 240–252, 2013.
- Zhu, G., Wendelin, T., Wagner, M. E Kutscher, G., “History, current state and future of linear Fresnel concentrating solar collectors,” *Sol. Energy*, vol. 103, 2014.

Anexos

Anexo I – Programa Matlab “tilt_angles”

Anexo II- Tonatiuh

Anexo III – R Project

Anexo IV – Propriedades do FTC

Anexo V – Desenhos Técnicos

Anexo VI – Dados de calibração

Anexo VII – Ligação do motor

Anexo VIII – Resultados Tonatiuh

Anexo IX – Programa motor de passo

Anexo I – Programa para cálculo da angulação dos espelhos

```
clc
clear all
close all
global user_data

prompt = {'Enter year of interest [in format yyyy]', 'Enter month of
interest [in format mm]', ...
'Enter day of interest [in format dd]', 'Enter GMT', 'Enter
geographical latitude (North is positive)', ...
'Enter geographical longitude (East is positive) [in decimal
degrees]', 'Enter altitude [in Km]', 'Enter moment [in minute]'};
% Collecting user information msg = 'Insert the following data';
num_lines_of_msg = 1; default_inputs = {'2016', '11', '29', '-3', '-
15.77972', '-
47.92972', '1.136', '880'};
user_data =
char(inputdlg(prompt, msg, num_lines_of_msg, default_inputs));
geometry

[~, El, Az, ~, ~]=main_sun_position_tilt_angles(height, length_mirror, Cr
ick_Angle);
moment=str2double(user_data(8,:));
%El and Az are 1441 long, choose the moment you want
% 360 is 6h
% 720 is 12h
% 1080 is 18h
El=El(moment);
Az=Az(moment);
tani=(cosd(El).*sind(Az))./(sind(El-
Crick_Angle)+sind(Crick_Angle).*cosd(El).*(1-cosd(Az)));
Xinit=center_distance*(linspace(1, NbMirrors, NbMirrors)-NbMirrors/2-
0.5);
Beta=(atand(Xinit/height)-atand(tani))/2

x=-exc*sind(Beta) + Xinit; y=-exc*(1-cosd(Beta)); xg=x-
0.5*width_mirror*cosd(Beta); yg=y-0.5*width_mirror*sind(Beta);
xd=x+0.5*width_mirror*cosd(Beta); yd=y+0.5*width_mirror*sind(Beta);
figure for i=1:15 plot([xg(i) xd(i)], [yg(i) yd(i)]) hold
on end hold off
axis equal
```

Anexo II – Software Tonatiuh

O software de Ray Tracing, TONATIUH, é muito utilizado para a realização de simulações ópticas em sistemas de concentração solar. O método de simulação utilizado é o de Monte Carlo.

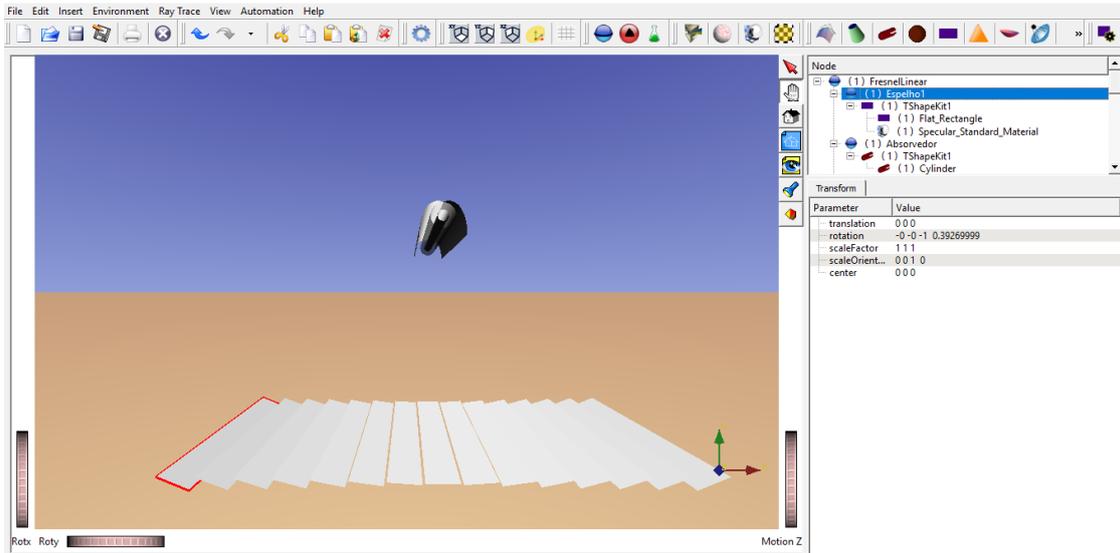


Figura 84 - Visão Geral Tonatiuh

Para modelarmos o sistema de concentração solar desejado nesse software, devemos adicionar nós, que se dividem em nós de superfície e de grupo. Os de grupo são utilizados para definir as seções principais de interesse, já os de superfície caracterizam os nós de grupo, atribuindo características de forma, material e propriedades ópticas.

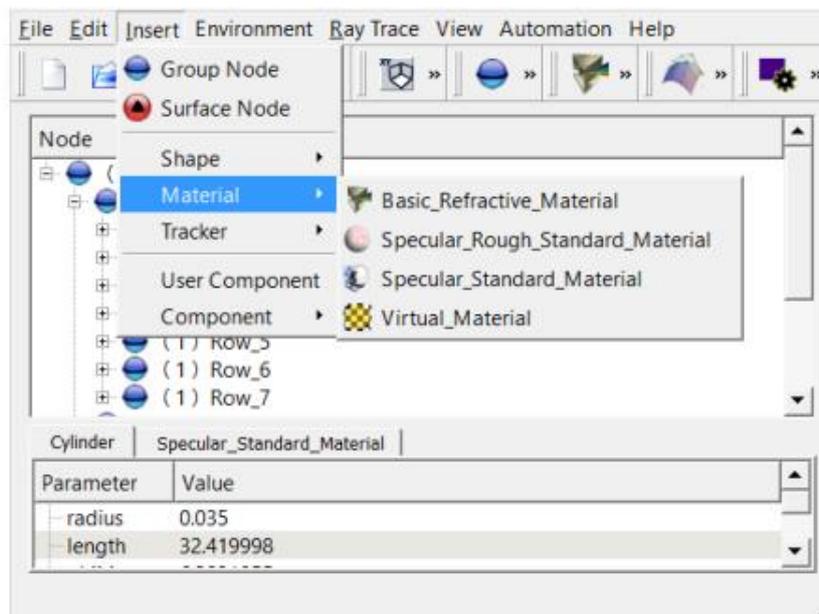


Figura 85 - Exemplo de nós e de materiais utilizados
Fonte: Singh, R. (2017)

Após a modelagem do sistema, deve-se definir o “*Environment*” em que se deseja simular, definindo, portanto, características da luz Solar, como ângulos de azimute e elevação, irradiação, transmissividade atmosférica, etc. Pode se definir a angulação solar manualmente ou utilizar a “Calculadora de Posição Solar” do próprio software, bastando definir a localidade geográfica e o horário de interesse.

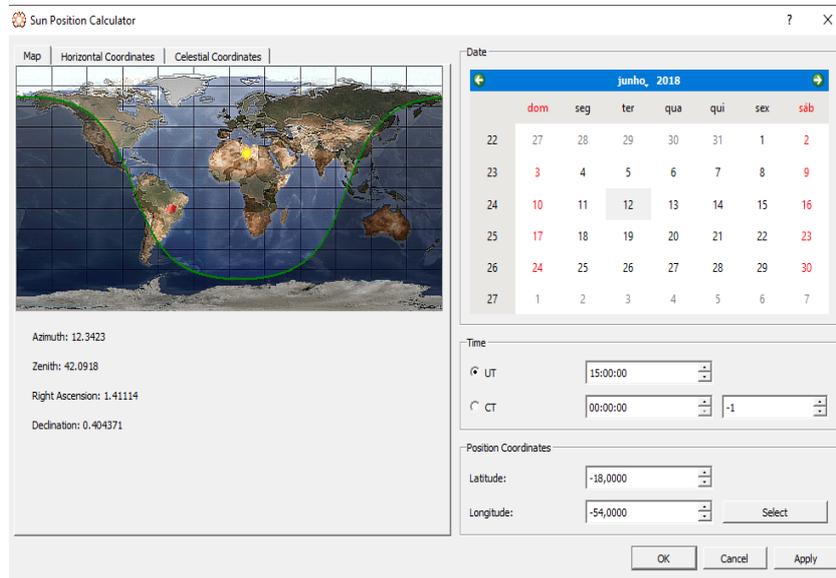


Figura 86 – Calculadora de Posição Solar

Com os parâmetros do modelo e características solares definidas, basta rodar a simulação, indo em “Ray Trace” e depois “Run” e definindo o tipo de arquivo a ser salvo. Após isso, é necessária a realização de pós processamento, que pode ser feito em diversos softwares, como R Project, Mathematica e outros.

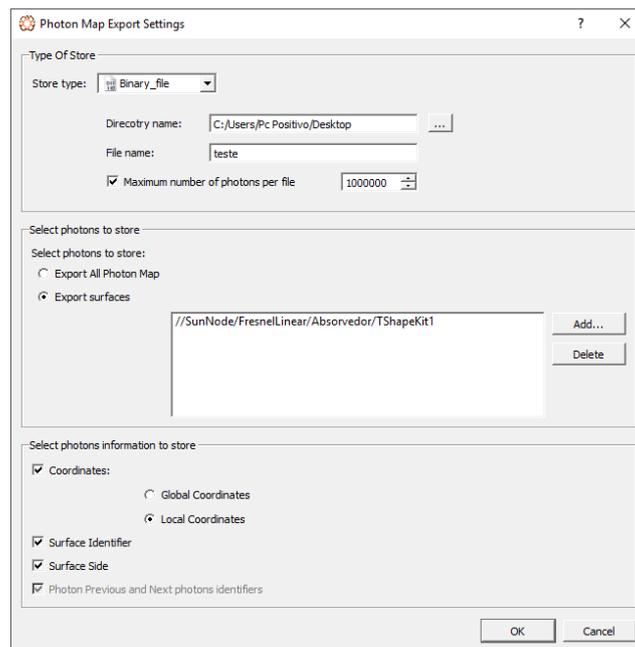


Figura 87 - Opções de salvamento da simulação

Anexo III – Código de pós processamento utilizado no R Project

```
tablefileName<-as.matrix(read.csv2(file.choose(),skip=0,header=F,dec=".",sep=""))
tablefileName

powerPerPhoton = as.double(tablefileName[12,1])
powerPerPhoton

filename = file(file.choose(),"rb")
filename

endoffile = FALSE
rawdata = vector(mode="numeric")
rawdata
nDataBlock = 6*10000
nDataBlock
while(!endoffile)

{
dataBlock = readBin(filename, what="numeric",n=nDataBlock, endian="big")
rawdata=append(rawdata,dataBlock)
if (length(dataBlock)<nDataBlock)endoffile=TRUE
}
close(filename)
photonmap = matrix(rawdata,ncol=6,byrow = T)
colnames(photonmap)=c("PhotonID","x","y","z","SideSurface","IDSurface")
numphotons=length(photonmap)/6
numphotons
collector_area = 0.125*1.5*15
collector_area
tot_power=1000*collector_area
tot_power
abs_power = numphotons*powerPerPhoton
abs_power

opt_eff=abs_power/tot_power
opt_eff
```

Anexo IV – Propriedades do FTC

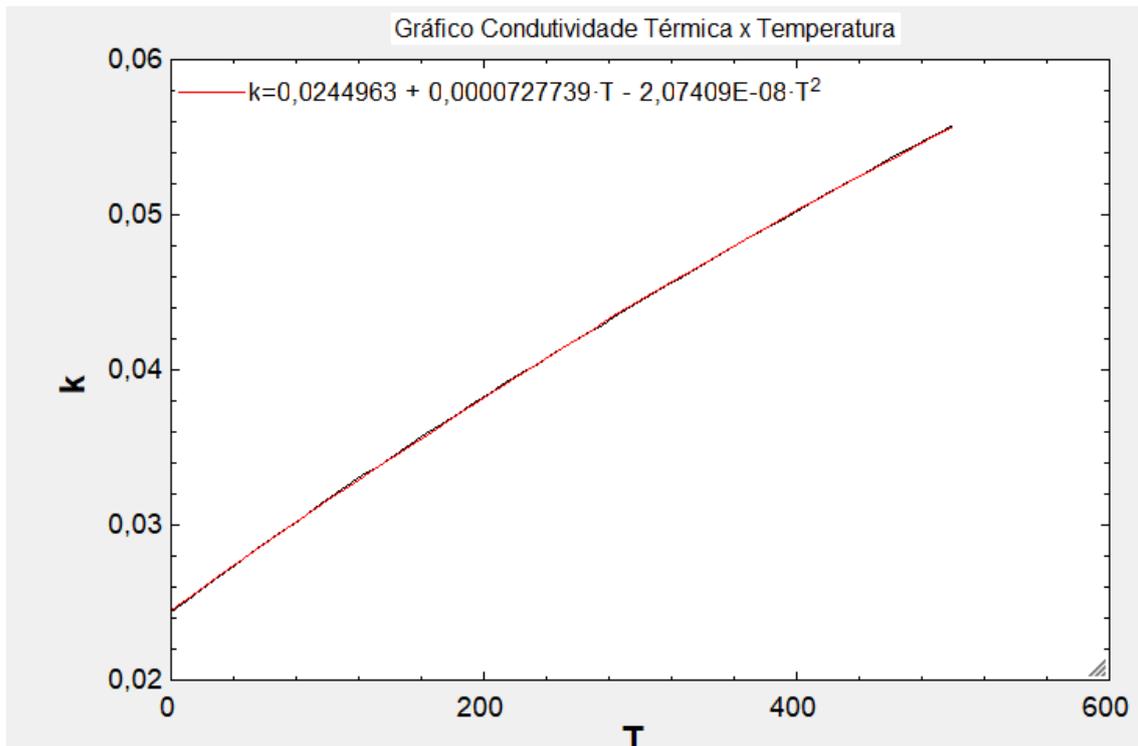


Figura 88 - Condutividade térmica x Temperatura

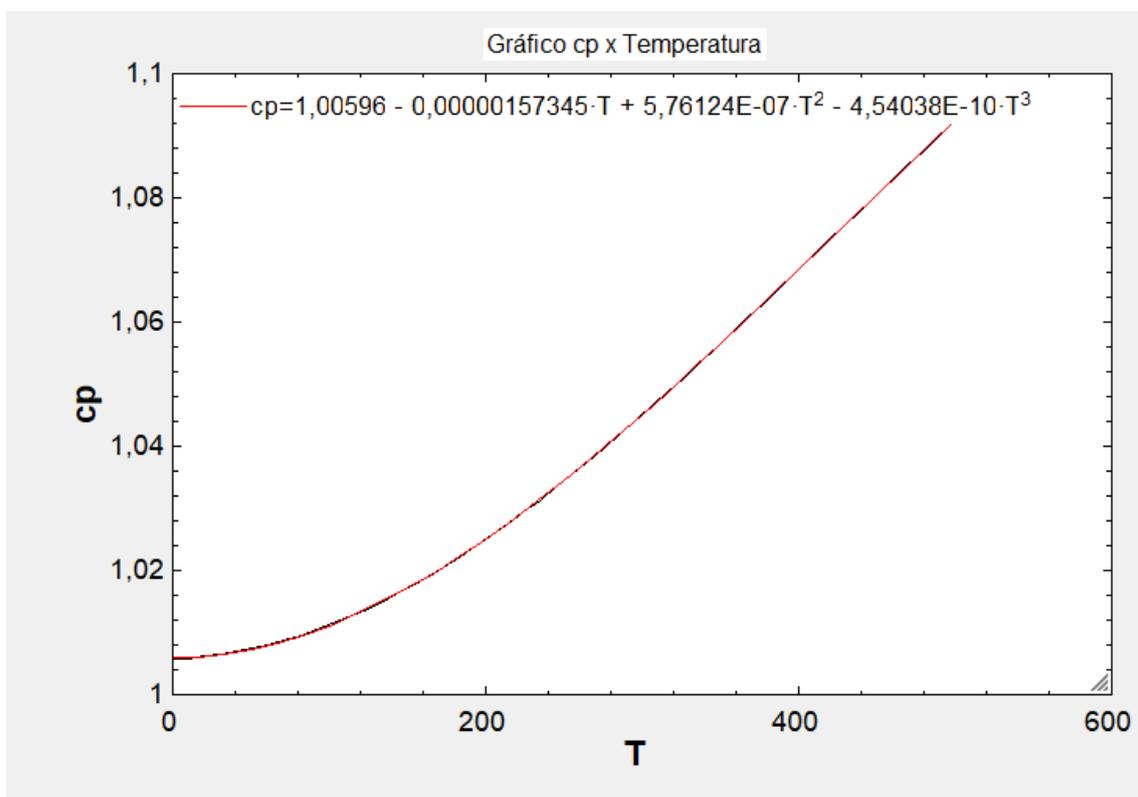


Figura 89 - cp x pressão

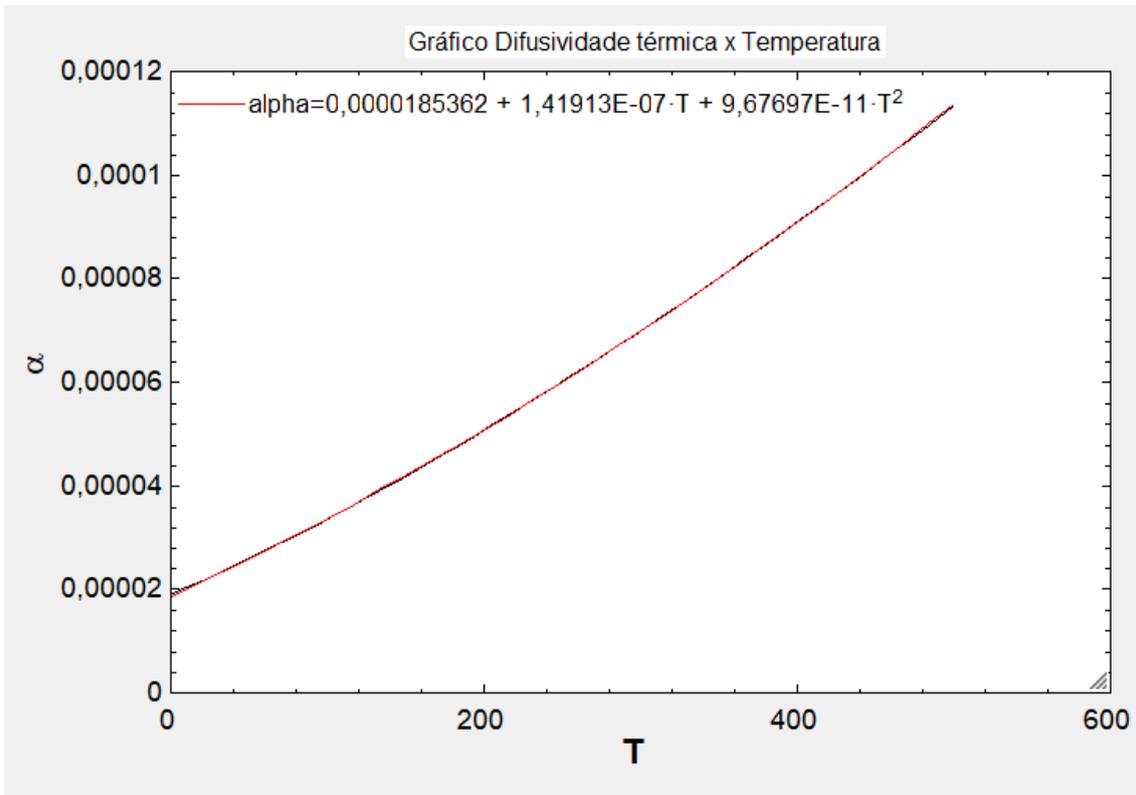


Figura 90 - Difusividade térmica x Temperatura

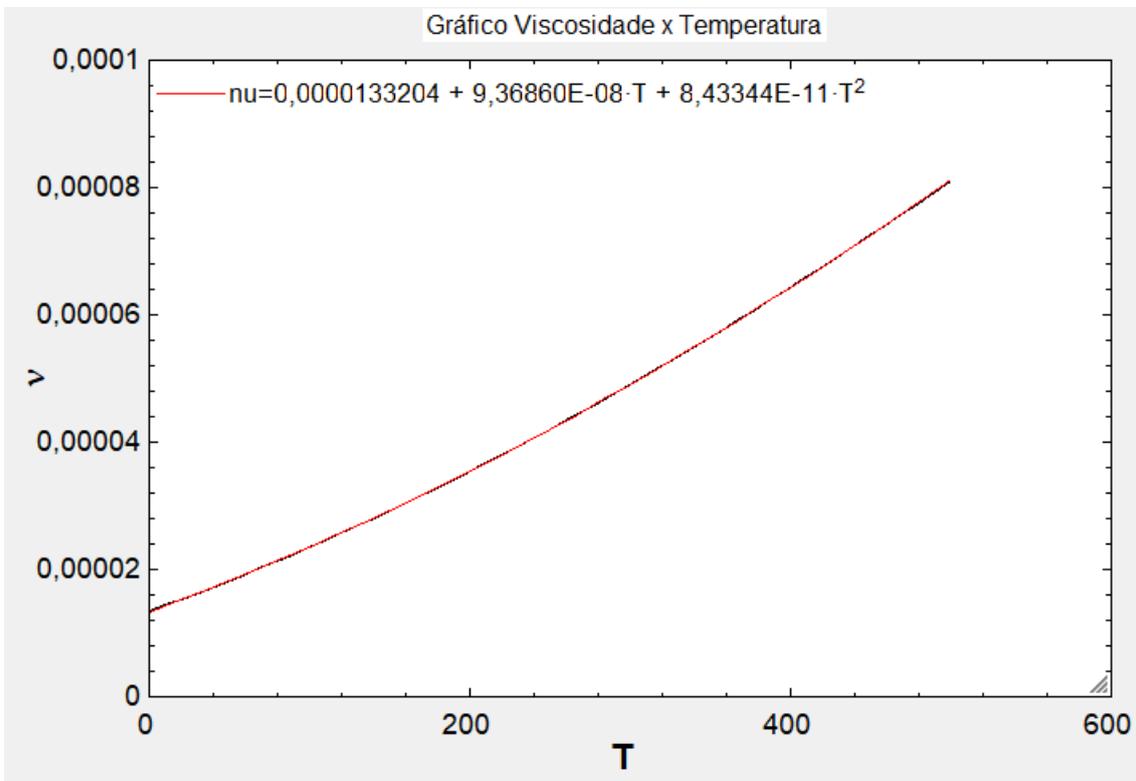


Figura 91 - Viscosidade cinemática x Temperatura

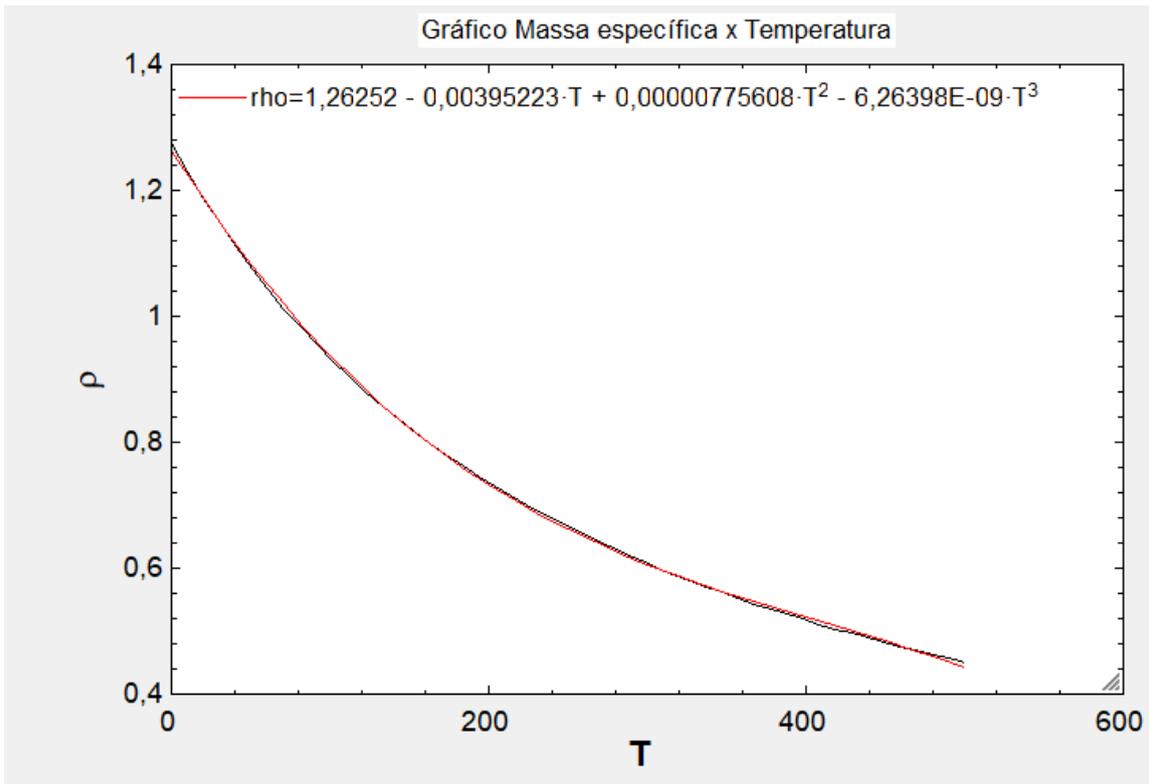
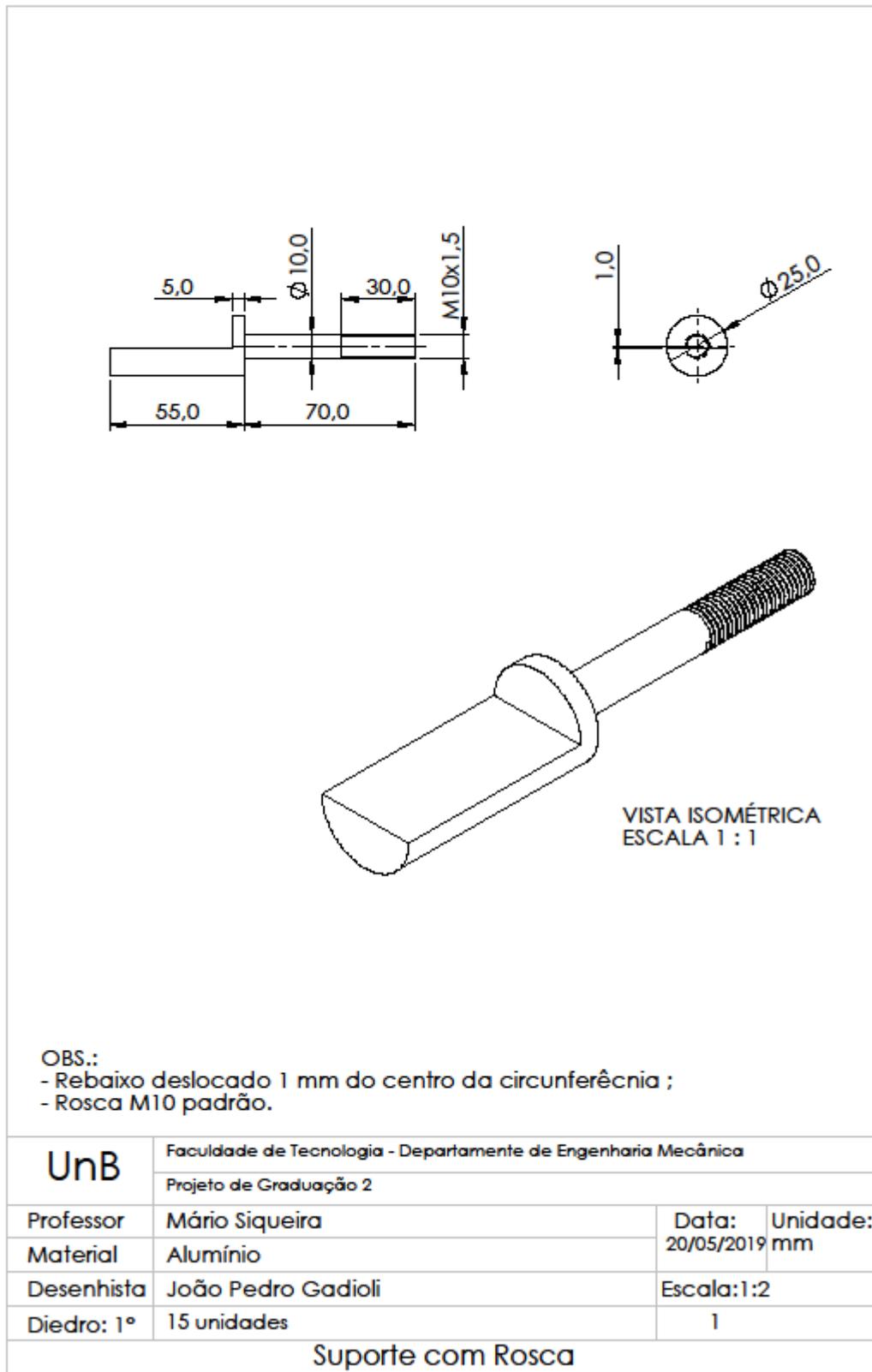
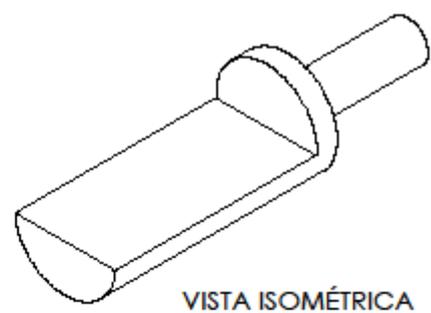
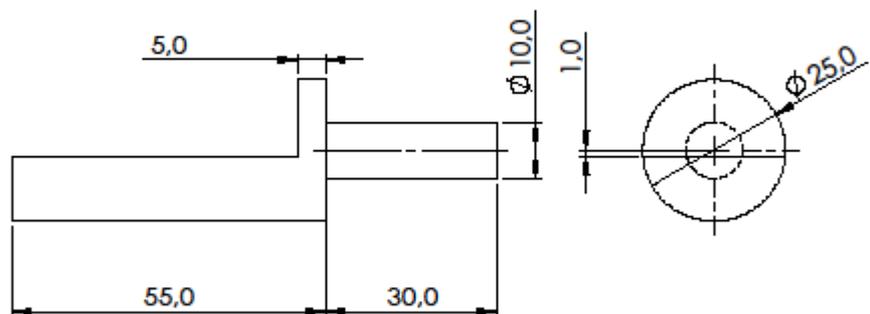


Figura 92 - Massa específica x Temperatura

Anexo V – Desenhos técnicos das peças de suporte dos espelhos





VISTA ISOMÉTRICA

OBS.: Rebaixo deslocado 1 mm do centro da circunferência.

UnB	Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica		
	Projeto de Graduação 2		
Professor	Mário Siqueira	Data:	Unidade:
Material	Alumínio	20/05/2019	mm
Desenhista	João Pedro Gadioli de Sousa	Escala:1:1	
Diedro: 1°	15 Unidades	1	
Suporte sem rosca			

Anexo VI – Dados de calibração dos sensores

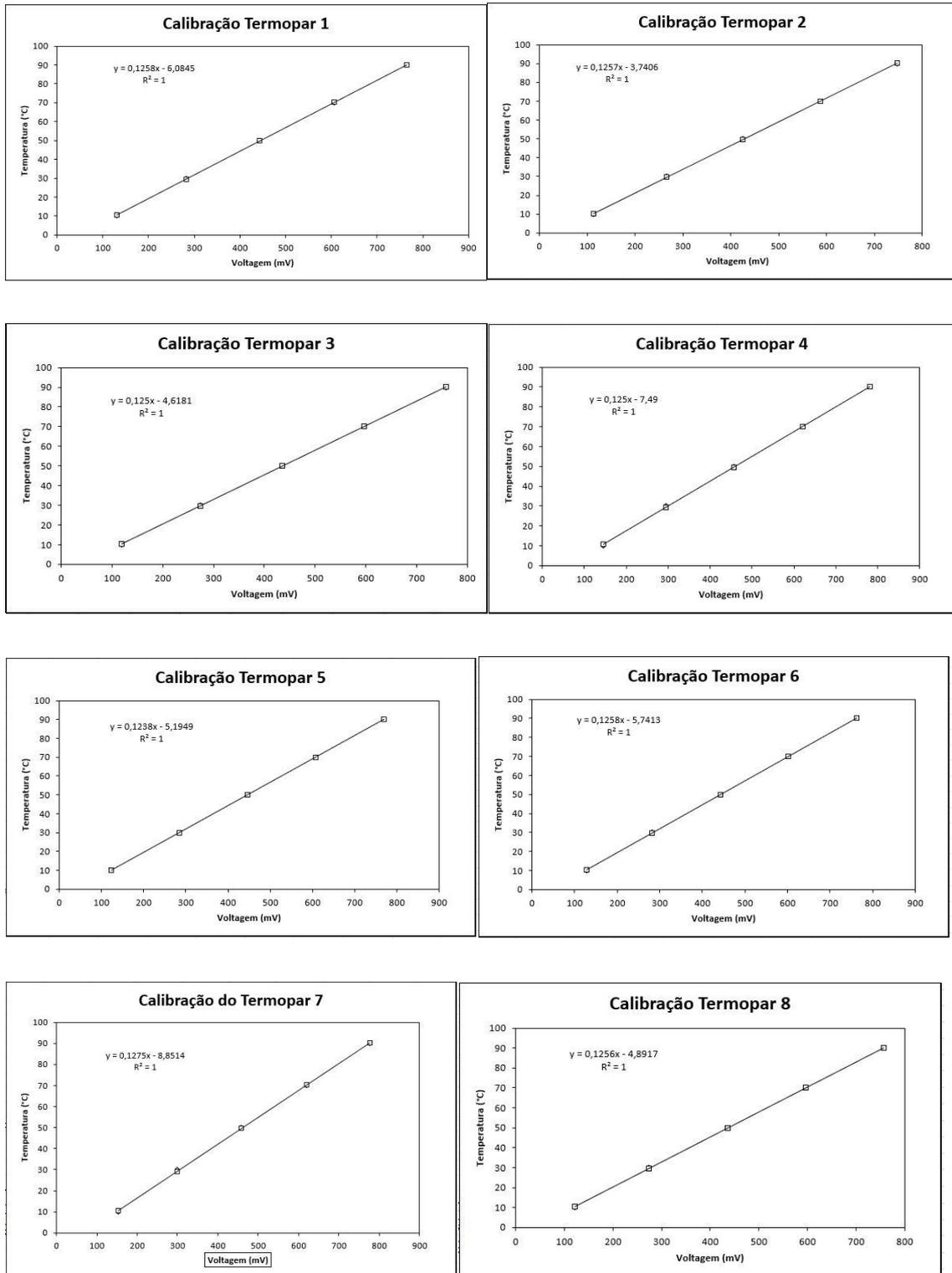


Figura 93 - Calibração Termopares de 1 a 8

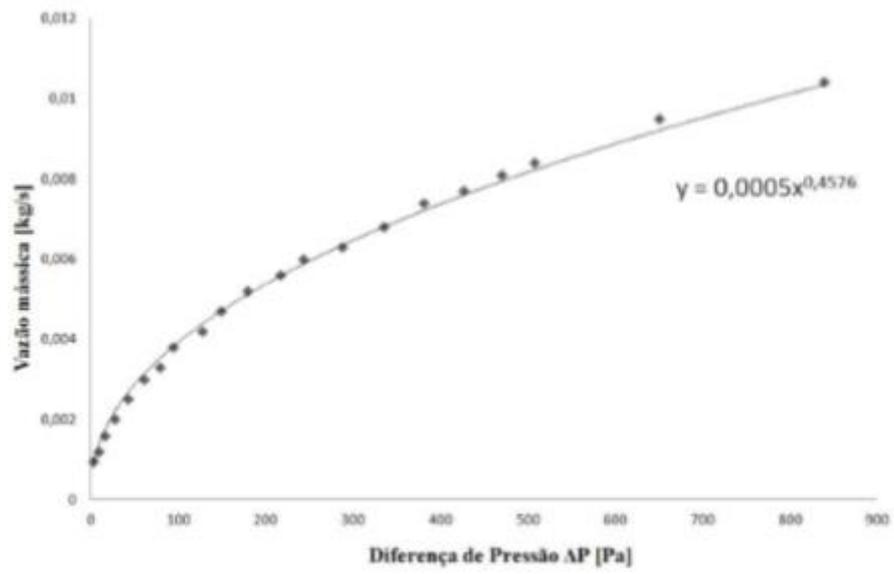


Figura 94 - Curva de Calibração da Placa de orifício
Fonte: Schimdt (2016)

Anexo VII– Esquema de ligação e características do driver L298N

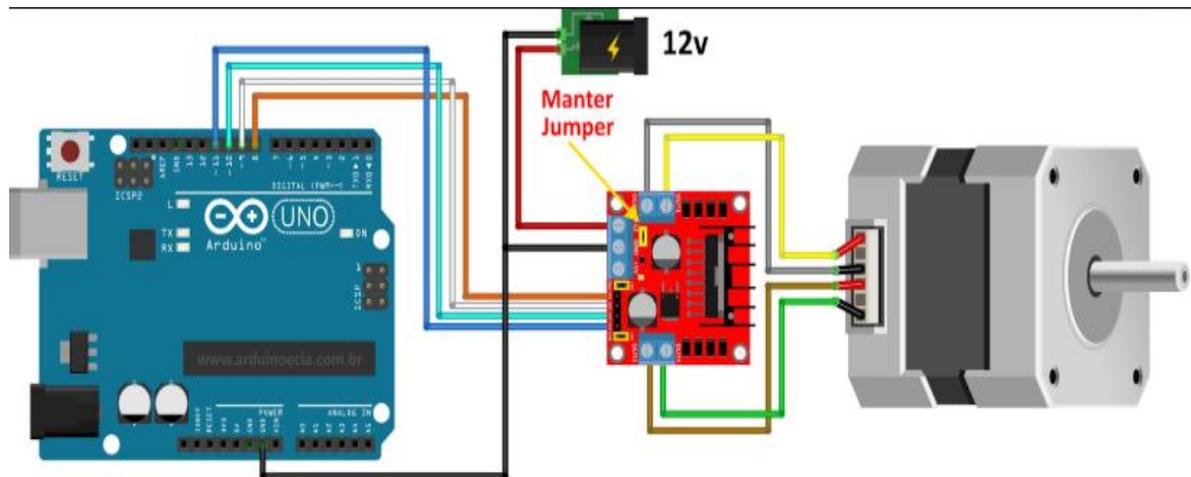


Figura 95 - Esquema de ligação do driver L298N

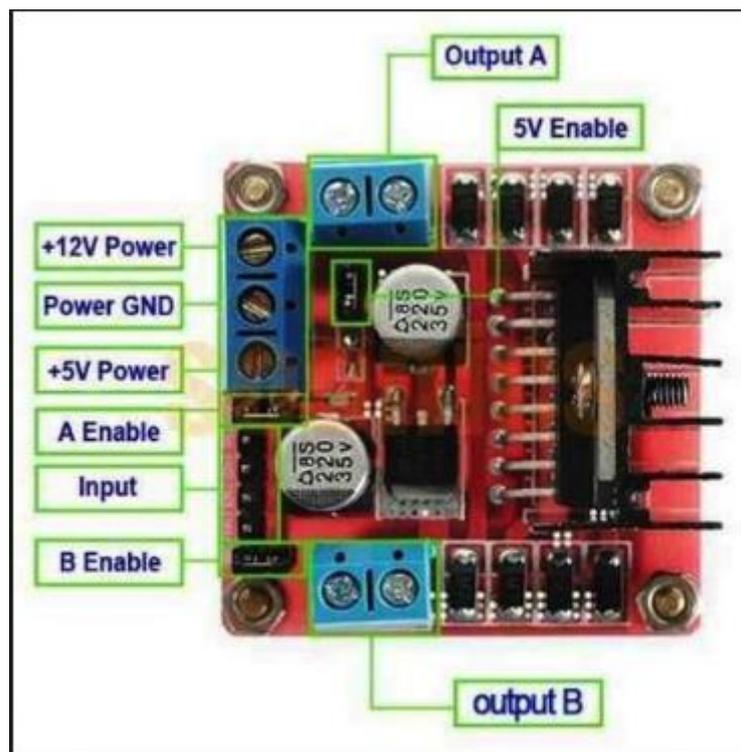


Figura 96 - Inputs e outputs do driver L298N

Anexo VIII – Resultados Tonatiuh

Como resultados da análise ótica feita no software, obtivemos as tabelas que relacionam os ângulos de azimute e elevação, com os ângulos de incidência e com as eficiências óticas.

Tabela 16 - Modificadores de ângulo de incidência longitudinal

Azimute (°)	Elevação (°)	Incidência Transversal (°)	Incidência Longitudinal (°)	Eficiência ótica	IAM Longitudinal
0	0	0	90	0	0
0	10	0	80	0	0
0	20	0	70	0	0
0	30	0	60	0	0
0	40	0	50	0	0
0	50	0	40	0,042	0.08
0	60	0	30	0.176	0.33
0	70	0	20	0.320	0.61
0	80	0	10	0.421	0.80
0	90	0	0	0.525	1.00

Tabela 17 - Modificadores de ângulo de incidência transversal

Azimute (°)	Elevação (°)	Incidência Transversal (°)	Incidência Longitudinal (°)	Eficiência ótica	IAM Transversal
90	0	90	0	0	0
90	10	80	0	0.104	0.20
90	20	70	0	0.253	0.48
90	30	60	0	0.391	0.74
90	40	50	0	0.508	0.96
90	50	40	0	0.467	0.90
90	60	30	0	0.514	0.98
90	70	0	0	0.479	0.91
90	80	10	0	0.520	0.99
90	90	0	0	0.525	1.00

A partir das tabelas, podemos obter uma dispersão de valores para os modificadores de inclinação e através de um ajuste de curva, encontramos os modificadores como polinômios de quinta ordem, sendo que o ajuste feito e seus coeficientes estão mostrados a seguir.

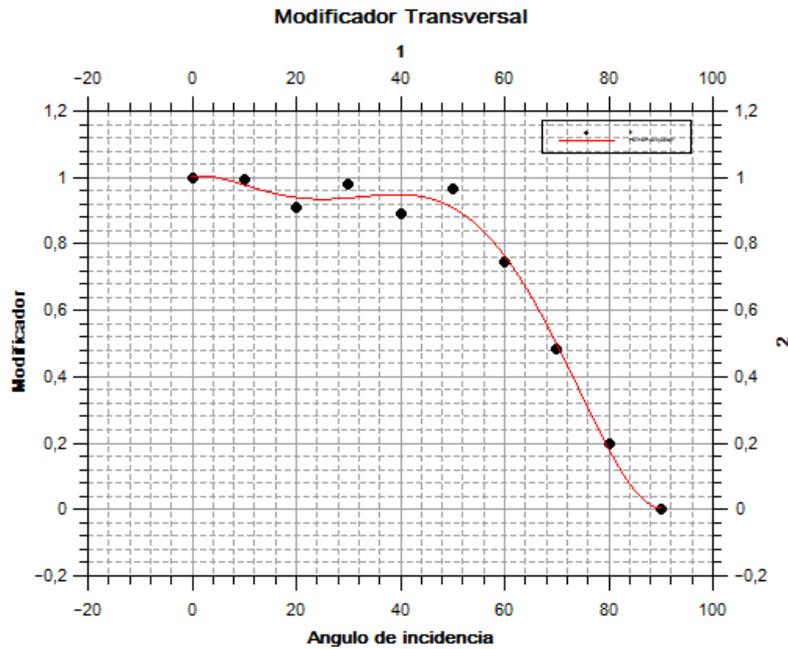


Figura 97- Modificador de angulo de incidência transversal

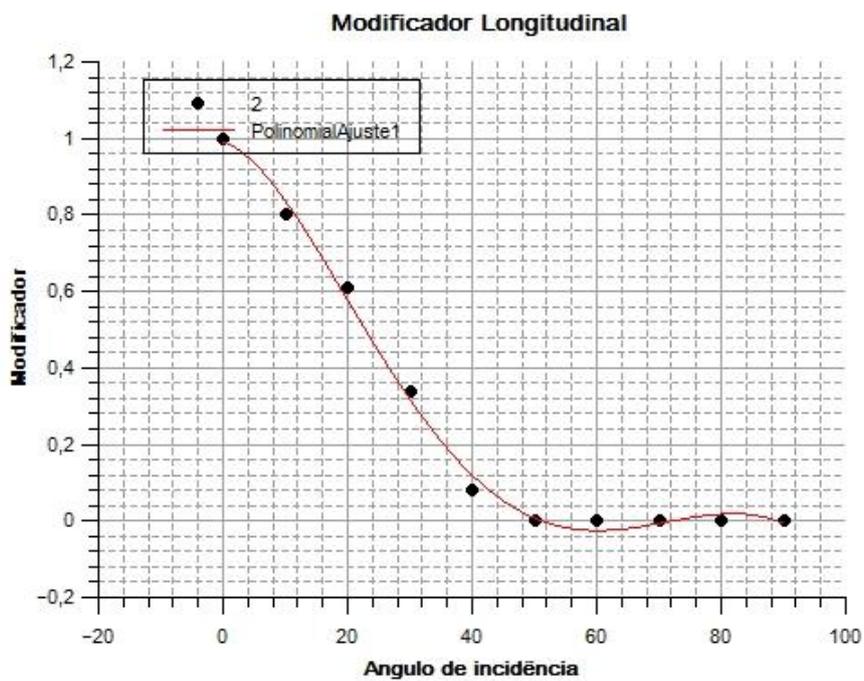


Figura 98- Modificador do ângulo de incidência longitudinal

Anexo IX – Programa motor de passo

```
clc
clear all
time_step = 75;
number_step = 100;
i = 0;
for i = 0:number_step

    digitalWrite(D2,1);
    digitalWrite(D3,0);
    digitalWrite(D4,1);
    digitalWrite(D5,1);
    digitalWrite(D6,0);
    digitalWrite(D7,1);

    pause(time_step);

    digitalWrite(D2,0);
    digitalWrite(D3,0);
    digitalWrite(D4,1);
    digitalWrite(D5,1);
    digitalWrite(D6,0);
    digitalWrite(D7,1);

    pause(time_step);

    digitalWrite(D2,0);
    digitalWrite(D3,1);
    digitalWrite(D4,1);
    digitalWrite(D5,0);
    digitalWrite(D6,0);
    digitalWrite(D7,1);

    pause(time_step);

    digitalWrite(D2,0);
    digitalWrite(D3,1);
    //digitalWrite(D4,1);
    digitalWrite(D5,0);
    digitalWrite(D6,1);
    //digitalWrite(D7,1);

    pause(time_step);
end
```