

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM SISTEMA
HELIOTÉRMICO-FOTOVOLTAICO**

Por,

Thiago Henrique Sanaiotto Schmidt

Brasília, 30 de novembro de 2016

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM SISTEMA
HELIOTÉRMICO-FOTOVOLTAICO**

Por,

Thiago Henrique Sanaiotto Schmidt

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico

Banca Examinadora

Prof. Taygoara Felamingo de Oliveira,
UnB/ ENM (Orientador) _____

Prof. Antônio César Pinho Brasil Júnior,
UnB/ ENM (Examinador Interno) _____

Prof. Antônio César Pinho Brasil Júnior,
UnB/ ENM (Examinador Interno) _____

Brasília, 30 de novembro de 2016

Agradecimentos

Agradeço a toda minha família pelo suporte que recebi e continuo recebendo em todos os momentos que precisei. Agradeço aos amigos de que fiz dentro e fora do curso de Engenharia Mecânica, amigos que tornaram o período de 7 anos de faculdade mais interessante e divertido. Agradeço ao professor Taygoara de Oliveira pela paciência e ajuda que recebi quando comecei meus estudos na área de transferência de calor e que continuei recebendo neste trabalho. Agradeço aos professores Antônio Brasil e Mario Siqueira pela oportunidade em realizar meu Projeto de Graduação na área de energia renovável e também pelo suporte e orientação durante os estudos. Agradeço aos amigos intercambistas, Victor Coupier e Thomas Martin, que estiveram presentes no início do trabalho e ao Caio Cavalcante que começou e terminou o Projeto comigo. Agradeço também ao governo brasileiro pela oportunidade em realizar um intercâmbio de 2 anos na Alemanha pelo programa Ciências Sem Fronteiras, pois além de aprender um novo idioma também me possibilitou crescer academicamente, pessoalmente e profissionalmente.

Um agradecimento especial ao CNPq que através do projeto "SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO OPERACIONAL DE UNIDADE DE GERAÇÃO DE VAPOR HÍBRIDA BAGAÇO DE CANA-HELIOTÉRMICA EM INSTALAÇÃO DE COGERAÇÃO DE USINA PRODUTORA DE ETANOL, Processo CNPq número 407076/2013-1" financiou a construção do protótipo do concentrador solar do tipo Fresnel, projetado e construído no decorrer deste trabalho em conjunto com os parceiros de equipe.



Resumo

O presente trabalho tem como finalidade o estudo numérico e experimental de um sistema heliotérmico-fotovoltaico CPV-T (do inglês, *Concentrated photovoltaic and thermal*) que consiste em utilizar células fotovoltaicas monocristalinas, resfriadas por um fluido que escoa por dentro do coletor solar, visando aproveitar ao máximo a energia fornecida pelo sol. Primeiramente foi feito um estudo numérico de transferência de calor no receptor através da modelagem do sistema célula-fluido para dois modelos diferentes, utilizando um código no *software* Matlab. Os resultados numéricos mostraram que o sistema tem melhor eficiência ao ser resfriado pela água ao invés do ar e também tem melhor aproveitamento térmico ao afastar a célula fotovoltaica do vidro, devido a presença de ar confinado entre as mesmas. Além de construir o protótipo do concentrador solar, também foram feitos estudos experimentais no protótipo construído. Apesar dos problemas técnicos ocorridos durante os ensaios experimentais, obteve-se 168°C na superfície da célula com aproveitamento térmico do ar de aproximadamente 40%, valores próximos aos calculados numericamente, 250°C e 55%, respectivamente.

Palavras-chaves: concentrador solar, fotovoltaico, térmico, híbrido, heliotérmico.

Abstract

This work involves a numerical and experimental study of a concentrated photovoltaic and thermal (CPV-T) system which incorporates the use of monocrystalline photovoltaic cells cooled by a fluid flowing inside a solar collector, as a means of absorbing optimal solar energy. As a first step, a numerical study of heat transfer in the receiver was conducted through modelling of the cell-fluid system for two distinct models, through the use of coding via *software* Matlab. Numerical results reflected that the system is more thermally efficient when cooled by water versus air. Further, numerical evidence indicated an even greater efficiency in the production of thermal energy when there was a presence of a gap between the cells and glass, due to the enclosure of air. In addition to constructing the prototype of the solar concentrator, experimental studies were carried-out using the corresponding prototype built. Despite technical glitches having occurred during the experimental tests, the prototype obtained a heat level of 168°C on the Surface of the pv cell and 40% in air thermal efficiency, values which were close to those calculated numerically, 250°C and 55%, respectively.

Key-words: solar concentrator, photovoltaic, thermal, hybrid, heliothermic.

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Variação do preço do valor do petróleo a partir de 1946 (INFLATION-DATA, 2016) - modificado.	1
Figura 1.2 – Distribuição da matriz energética brasileira (JORNAL, 2016) - modificado.	2
Figura 1.3 – Modelos de concentradores solares (IREA, 2013) - modificado.	5
Figura 1.4 – Queda no preço da energia fotovoltaica (BNEF, 2014) - modificado.	6
Figura 1.5 – Evolução da eficiência das células fotovoltaicas nos últimos anos (NREL, 2016) - modificado	7
Figura 1.6 – Variação diária da temperatura e da eficiência da célula fotovoltaica (TIWARI; MISHRA; SOLANKI, 2011) - modificado.	7
Figura 1.7 – Modelos de resfriamento (TARABSHEH et al., 2013) - modificado.	8
Figura 1.8 – Eficiência elétrica para cada célula e para as configurações dadas na figura 1.2 (TARABSHEH et al., 2013).	9
Figura 1.9 – Modelo de Micro-Concentrador Solar. (CHROMASUN, 2016) - modificado.	10
Figura 2.1 – Componentes da radiação solar (GULIN; VAŠAK; BAOTIC, 2013)- Modificado	13
Figura 2.2 – Exemplo de radiação total, direta e difusa em um dia sem nuvens (DUFFIE; BECKMAN, 2013). - Modificado	14
Figura 2.3 – Radiação anual global no planeta Terra (SOLARGIS, 2016).	15
Figura 2.4 – Radiação anual direta no planeta Terra (SOLARGIS, 2016).	15
Figura 2.5 – Radiação direta no território brasileiro (SOLARGIS, 2016).	16
Figura 2.6 – Insolação diária no território brasileiro (ANEEL, 2005)	17
Figura 2.7 – Radiação global média anual em Brasília (CRESESB, 2016) - modificado.	18
Figura 2.8 – Radiação global mensal em Brasília para diferentes inclinações (CRESESB, 2016) - modificado.	18
Figura 2.9 – Temperatura média anual em Brasília (SONDA, 2016) - modificado	20
Figura 2.10–Índice Pluviométrico em Brasília (INPE, 2016) - modificado.	21
Figura 2.11–Umidade relativa do ar em Brasília (SONDA, 2016) - modificado.	21
Figura 3.1 – Modelo do concentrador solar do tipo Fresnel (MARTIN, 2016).	22
Figura 3.2 – Modelo do absorvedor solar proposto	23

Figura 3.3 – Célula monocristalina utilizada no estudo. (ALANGARCIA, 2016) - modificado.	24
Figura 3.4 – Eficiência elétrica da célula Monocristalina (ALANGARCIA, 2016) - modificado.	24
Figura 3.5 – Gráfico de Corrente [A] x Voltagem [V] (ALANGARCIA, 2016) - modificado.	25
Figura 3.6 – Gráfico de resposta espectral (ALANGARCIA, 2016) - modificado.	26
Figura 3.7 – Vista frontal do sistema termo-fotovoltaico - Modelo 2.	27
Figura 3.8 – Sistema de movimentação dos espelhos (MARTIN, 2016).	28
Figura 3.9 – Área iluminada no coletor solar. (MARTIN, 2016).	29
Figura 3.10–Direcionamento dos raios solares pelos espelhos para o concentrador solar.	29
Figura 3.11–Reflexão do raio solar em um espelho.	30
Figura 3.12–Incidência da radiação solar concentrada na célula fotovoltaica.	30
Figura 3.13–Reflexão, Absorção e Transmissão dos raios solares no vidro.	31
Figura 3.14–Curvas de absortividade e transmissividade do vidro para diferentes comprimentos de onda. (NICOLAU; MALUF, 2001) - modificado.	32
Figura 4.1 – Transferência de calor no Modelo 1 do receptor solar.	35
Figura 4.2 – Transferência de calor no Modelo 2 do receptor solar.	37
Figura 4.3 – Balanço térmico na célula fotovoltaica.	38
Figura 4.4 – Balanço térmico no vidro.	38
Figura 4.5 – Balanço térmico na face inferior do duto.	39
Figura 4.6 – Volume de controle para balanço de energia no fluido de trabalho.	40
Figura 4.7 – Balanço térmico no isolante.	40
Figura 4.8 – Resistência térmica R_1	48
Figura 4.9 – Resistência térmica R_2	49
Figura 4.10–Resistência térmica R_3	49
Figura 4.11–Modelo esquemático do método de discretização aplicado.	55
Figura 5.1 – Bancada usada para receber os dados enviados pelos sensores presentes no concentrador solar.	57
Figura 5.2 – Placa de Orifício com tomada de pressão do tipo "Corner Taps"(FERREIRA, 2007).	58
Figura 5.3 – Gráfico representativo da diferença de pressão entre o manômetro digital e analógico.	60
Figura 5.4 – Gráfico representativo da diferença de pressão e a vazão mássica do ar.	61
Figura 5.5 – Gráfico da radiação no piranômetro calibrado [W/m^2] x piranometro 1 descalibrado [V]	62
Figura 5.6 – Gráfico da radiação no piranômetro calibrado [W/m^2] x piranometro 2 descalibrado [V]	62
Figura 6.1 – Medição de potencia da célula fotovoltaica.	64
Figura 6.2 – Medição da transmissividade do vidro.	65

Figura 6.3 – Adição de pasta térmica na face inferior da célula fotovoltaica	66
Figura 6.4 – Medição de voltagem da célula fotovoltaica em cima do duto de alumínio.	66
Figura 6.5 – Medição de voltagem da célula fotovoltaica entre o duto de alumínio e o vidro.	67
Figura 6.6 – Montagem do coletor solar parte 1.	68
Figura 6.7 – Montagem do coletor solar parte 2.	69
Figura 6.8 – Posicionamento dos termopares.	70
Figura 6.9 – Ajuste de angulação dos espelhos.	71
Figura 6.10–Pré-teste dos componentes do concentrador solar no bloco G, 07/08/2016.	71
Figura 6.11–1º teste dos componentes do concentrador solar, 08/08/2016.	72
Figura 6.12–Teste da bancada experimental.	73
Figura 6.13–Teste de medição da radiação.	73
Figura 6.14–Bancada experimental completa.	74
Figura 7.1 – Temperatura do sistema em resfriamento a ar - Δ Temperatura da célula fotovoltaica e \square Temperatura do fluido.	77
Figura 7.2 – Eficiência do sistema em resfriamento a ar - Δ Eficiência da célula fotovoltaica, \square Eficiência do fluido e x Eficiência do sistema.	78
Figura 7.3 – Temperatura do sistema em resfriamento a água - Δ Temperatura da célula fotovoltaica e \square Temperatura do fluido.	79
Figura 7.4 – Eficiência do sistema em resfriamento a água - Δ Eficiência da célula fotovoltaica, \square Eficiência do fluido e x Eficiência do sistema.	80
Figura 7.5 – Temperatura do sistema em resfriamento a ar - \square Temperatura da célula fotovoltaica, Δ Temperatura do fluido.	82
Figura 7.6 – Eficiência do sistema com resfriamento a ar - \square Eficiência da célula fotovoltaica, Δ Eficiência do fluido e x Eficiência do sistema.	82
Figura 7.7 – Distribuição da energia no sistema - Δ Energia total que o sistema recebe \square energia dissipada para o ambiente externo e x a energia que o fluido absorve do coletor.	83
Figura 7.8 – Variação da temperatura do fluido, T_f em linha contínua, e da tempe- ratura da superfície superior do duto, T_s em linha tracejada.	84
Figura 7.9 – Variação da temperatura com o aumento de radiação global - Tempe- ratura da célula fotovoltaica, Δ Temperatura do fluido.	84
Figura 7.10–Medição da radiação solar global na Universidade de Brasília.	85
Figura 7.11–Radiação global medida no dia 11/11/2016.	86
Figura 7.12–Gráfico da variação da energia elétrica [W/m^2] pela radiação global [W/m^2].	86
Figura 7.13–Gráfico da variação da temperatura [$^{\circ}C$] pela radiação global [W/m^2].	87
Figura 7.14–Desempenho real da célula fotovoltaica.	87
Figura 7.15–Gráfico da influência da transmissividade do vidro na medição da ra- dição global.	88
Figura 7.16–Utilização de fita isolante nos pontos de solda da célula.	90

Figura 7.17–Incidência de radiação solar concentrada no absorvedor.	90
Figura 7.18–Temperatura dos materiais durante o teste experimental.	91
Figura 7.19–Temperatura do fluido e do ar medidas experimentalmente com radiação concentrada.	92
Figura 7.20–Radiação global e difusa medida no dia 29/11/2016.	94
Figura B.1–Pasta térmica de silicone Implastec	141

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 – Matriz de Energia Elétrica atual ANEEL (2016) - modificado.	3
Tabela 2.1 – Tabela da média da irradiação solar para diferentes inclinações em Brasília (CRESESB, 2016) - modificado.	19
Tabela 5.1 – Dimensões da placa de orifício necessárias	59
Tabela 7.1 – Dimensões dos materiais usados no coletor solar	75
Tabela 7.2 – Distribuição da energia solar no estado inicial	76
Tabela 7.3 – Tabela de temperatura de saída no receptor solar para resfriamento a ar	77
Tabela 7.4 – Tabela de eficiência do receptor solar para resfriamento a ar	78
Tabela 7.5 – Tabela de temperatura de saída no receptor solar para resfriamento a água	79
Tabela 7.6 – Tabela de eficiência do receptor solar para resfriamento a água	80
Tabela 7.7 – Valores dos parâmetros usados no estudo do Modelo 2.	81
Tabela 7.8 – Temperaturas dos diferentes materiais na saída do coletor solar para duas diferentes vazões mássicas.	81
Tabela 7.9 – Dados registrados nos termopares em uma das medições.	91
Tabela 7.10 – Temperaturas máximas dos materiais da região estudada.	93
Tabela 7.11 – Energia aproveitada e dissipada no coletor.	93
Tabela A.1 – Resultados da primeira medição de pressão nos manômetros.	104
Tabela A.2 – Resultados da segunda medição de pressão nos manômetros.	104
Tabela A.3 – Valores da espessura e da condutividade térmica do materiais usados no estudo	105
Tabela A.4 – Valores da emissividade, absortividade e transmissividade dos materias usados no estudo	105
Tabela B.1 – Especificações da pasta térmica de silicone Implastec	141

Lista de Símbolos

Símbolos Latinos

A	Área superficial	$[m^2]$
A_g	Área da superfície do vidro	$[m^2]$
A_r	Área da superfície superior do duto	$[m^2]$
A_w	Área da superfície da madeira	$[m^2]$
$A_{espelho}$	Área superficial do espelho	$[m^2]$
A_t	Área da seção transversal do duto	$[m^2]$
Cp_a	Calor específico do ar	$[J/kg^\circ C]$
Cp_w	Calor específico da água	$[J/kg^\circ C]$
d	Diâmetro da seção 2 da placa de orifício	$[m]$
D	Diâmetro da seção 1 da placa de orifício	$[m]$
D_h	Diâmetro hidráulico	$[m]$
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
G_b	Radiação solar direta	$[Wm^{-2}]$
G_d	Radiação solar difusa	$[Wm^{-2}]$
G_g	Radiação solar global	$[Wm^{-2}]$
G_{sky}	Radiação emitida pelo céu	$[Wm^{-2}]$
h	Constante de transferência de calor por convecção	$[W/m^2K]$
$h_{i,f}$	Convecção interna no fluido	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$h_{e,g}$	Convecção externa na superfície do vidro	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$h_{e,w}$	Convecção externa na superfície da madeira	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$h_{PV,d}$	Constante de resistência térmica entre o duto e a célula fotovoltaica	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
H_{local}	Altitude local	$[m]$
i	Corrente elétrica	$[A]$
k	Condutividade térmica do material	$[W/mK]$
k_{ar}	Condutividade térmica do ar	$[W/mK]$
$k_{água}$	Condutividade térmica da água	$[W/mK]$
k_g	Condutividade térmica do vidro	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
k_i	Condutividade térmica do isolante	$[W/mK]$
k_m	Condutividade térmica da madeira	$[W/mK]$

k_w	Condutividade térmica da madeira	[W/mK]
L	Comprimento do duto	[m]
L_2	Altura do duto	[m]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
L_s	Comprimento da região da célula que não recebe radiação solar	[m]
P	Perímetro	[m]
P_1	Pressão a montante da placa de orifício	[Pa]
P_2	Pressão a jusante da placa de orifício	[Pa]
P_e	Potência elétrica	[W]
P_{local}	Pressão atmosféricas local	[kPa]
\dot{Q}_{sol}	Radiação solar	[W]
\dot{Q}_{global}	Energia solar global.	[W]
\dot{Q}_{sky}	Energia emitida pelo céu	[W]
$\dot{Q}_{sun,conc}$	Energia solar concentrada pelos espelhos	[W]
$\dot{Q}_{sun,s}$	Energia solar difusa refletida pelo solo	[W]
$\dot{Q}_{rad,g}$	Radiação emitida pela superfície do vidro	[W]
$\dot{Q}_{rad,pv,\alpha IR}$	Radiação infravermelha emitida pela célula fotovoltaica e absorvida pela superfície do vidro	[W]
$\dot{Q}_{rad,PV}$	Radiação infravermelha emitida pela célula fotovoltaica	[W]
$\dot{Q}_{rad,d}$	Radiação emitida pela superfície inferior do duto	[W]
$\dot{Q}_{rad,w}$	Radiação infravermelha emitida pela superfície da madeira	[W]
$\dot{Q}_{cond,g}$	Condução no vidro	[W]
$\dot{Q}_{cond,d}$	Condução no duto de alumínio	[W]
$\dot{Q}_{conv,g}$	Convecção externa na superfície externa do vidro	[W]
$\dot{Q}_{cond,i}$	Condução no material isolante	[W]
$\dot{Q}_{conv,w}$	Convecção externa na superfície da madeira	[W]
$\dot{Q}_{conv,bf}$	Convecção interna entre a parede inferior do duto e o fluido	[W]
$\dot{Q}_{conv,fd}$	Convecção interna entre o fluido e a parede inferior do duto	[W]
\dot{Q}_{joule}	Energia térmica dissipada na célula fotovoltaica	[W]
\dot{Q}_{α}	Energia térmica dissipada no vidro	[W]
\dot{Q}_{fluido}	Energia térmica absorvida pelo fluido	[W]
\dot{Q}_{ψ}	Energia térmica dissipada no espelho	[W]
$\dot{Q}_{sistema}$	Radiação solar que incide sobre o sistema híbrido	[W]
$\dot{Q}_{térmica}$	Energia térmica dissipada no sistema híbrido	[W]
\dot{Q}_{τ}	Energia térmica transmitida pelo vidro	[W]
S_1	Área da seção 1 da placa de orifício	[m ²]
R	Resistência térmica	[K/W]
R_{cond}	Resistência térmica de condução	[K/W]
R_{cond}^d	Resistência térmica de condução do duto	[K/W]
R_{cond}^m	Resistência térmica de condução da madeira	[K/W]
R_{cond}^v	Resistência térmica de condução do vidro	[K/W]

R_{conv}	Resistência térmica de convecção	[K/W]
R_{conv}^e	Resistência térmica de convecção externa	[K/W]
R_{conv}^i	Resistência térmica de convecção interna	[K/W]
R_{eq}	Resistência térmica equivalente	[K/W]
R_1	Resistência térmica entre o meio externo e as células fotovoltaicas	[K/W]
R_2	Resistência térmica entre o fluido e o meio externo	[K/W]
R_3	Resistência térmica entre o superfície superior do duto e a superfície externa da madeira	[K/W]
T_i	Temperatura do fluido	[K]
$T_i(x)$	Temperatura do fluido na posição x	[K]
T_{med}	Temperatura média	[K]
T_{ref}	Temperatura de referência	[K]
T_0	Temperatura em que a célula não gera energia elétrica	[K]
T_{sky}	Temperatura no céu	[K]
$T_{g,i}$	Temperatura na superfície interna do vidro	[K]
$T_{g,o}$	Temperatura na superfície externa do vidro	[K]
T_{PV}	Temperatura da célula fotovoltaica	[K]
T_d	Temperatura na superfície inferior do duto	[K]
T_I	Temperatura na superfície superior do duto	[K]
T_s	Temperatura do solo	[K]
T_w	Temperatura na superfície da madeira.	[K]
T_f	Temperatura do fluido	[K]
u_m	Velocidade de escoamento do fluido no duto	[m/s]
u_∞	Velocidade de escoamento do ar externamente	[m/s]
U	Vtagem	[V]
w	Largura da célula fotovoltaica	[m]

Símbolos Gregos

α	Absortividade do vidro	[%]
α_a	Coefficiente de dilatação térmica do alumínio	[°C ⁻¹]
α_g	Absortividade do vidro para comprimento de onda pequeno	
$\alpha_{g,IR}$	Absortividade do vidro para comprimento de onda grande	
α_w	Absortividade da madeira	
β_a	Coefficiente de expansão térmica do ar	[K ⁻¹]
$\beta_{água}$	Coefficiente de expansão térmica da água	[K ⁻¹]
β_{ref}	Coefficiente térmico de referência	[%/°C]
δ	Altura do duto	[m]
δ_g	Espessura do vidro	[m]
δ_d	Espessura do alumínio(duto)	[m]

δ_i	Espessura do isolante	[m]
δ_w	Espessura da madeira	[m]
η_e	Eficiência elétrica do sistema híbrido	[%]
$\eta_{geral}(x)$	Eficiência geral do sistema híbrido na posição x	[%]
η_{opt}	Eficiência óptica do vidro	[%]
η_{pv}	Eficiência elétrica da célula fotovoltaica	[%]
η_{ref}	Eficiência elétrica média de referência	[%]
$\eta_{sistema}$	Eficiência do sistema híbrido	[%]
η_t	Eficiência térmica do fluido	[%]
ε_d	Emissividade do alumínio	
ε_g	Emissividade do vidro	
ε_s	Emissividade do solo	
ε_{PV}	Emissividade da célula fotovoltaica	
ε_w	Emissividade da madeira	
μ_a	Viscosidade dinâmica do ar	[Pa.s]
μ_w	Viscosidade dinâmica da água	[Pa.s]
ν_a	Viscosidade cinemática do ar	[m ² /s ²]
ν	Viscosidade cinemática do fluido	[m ² /s]
ν_{agua}	Viscosidade cinemática da água	[m ² /s]
ω	Umidade relativa do ar	[%]
ϕ	Ângulo de incidência dos raios solares nos espelhos	[°]
ψ_m	Refletividade dos espelhos	[%]
ψ_s	Refletividade do solo	
ρ_a	Densidade do ar	[kg/m ³]
ρ_w	Densidade da água	[kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[Wm ⁻² K ⁻⁴]
τ_g	Transmissividade do vidro	[%]
θ	Ângulo de inclinação do sistema híbrido	[°]
φ	Transmissividade do vidro	[%]

Grupos Adimensionais

β	Razão entre os diâmetros da placa de orifício
B	Constante utilizada para cálculo da vazão interna do ar na placa de orifício
Bi	Número de Biot
C	Coefficiente de descarga
Δ	Varição entre duas grandezas similares
ϵ_1	Fator de expansão isentrópica do ar
ϵ	Emissividade do material
f	Fator de atrito do duto

$f(x_n)$	Função de x_n
$f'(x_n)$	Derivada da função $f(x_n)$
Gr_δ	Número de Grashof
K_s	Razão da radiação incidente na célula fotovoltaica
$N_{espelho}$	Quantidade de espelhos
Nu_m^δ	Número de Nusselt do fluido em convecção natural
Nu_m^i	Número de Nusselt do fluido
Nu_m^{for}	Número de Nusselt do fluido em convecção forçada
Pr	Número de Prandtl
Pr_w	Número de Prandtl da água
Pr_{ar}	Número de Prandtl do ar
π	Pi
R_g	Constante dos gases ideais
Ra	Número de Rayleigh
Re_i	Número de Reynolds do fluido
Hot	Número de Hottel

Subscritos

cos	Cosseno
C	Temperatura em Celsius
K	Temperatura em Kelvin
N	Na direção Norte
x	Na direção x
W	Watt

Siglas

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CPV	<i>concentrating photovoltaic</i>
CPV-T	<i>concentrated photovoltaic and thermal</i>
CSP	<i>concentrated solar power</i>
EERE	Energy Efficiency and Renewable Energy
FR	Fresnel Reflector
HCPV-	<i>high concentrating photovoltaic</i>
T	
LEA	Laboratório de Energia e Ambiente
LCPV-T	<i>low concentrating photovoltaic</i>
MME	Ministério de Minas e Energia
MTC	Micro-Concentrator

NREL	National Center for Photovoltaics
OIEE	Oferta Interna de Energia Elétrica
PV	Photovoltaic
PT	Parabolic Trough
SD	Solar Dish
ST	Solar TOWER
UnB	Universidade de Brasília

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Contextualização do tema	1
1.2	Estado da Arte	3
1.3	Objetivos	11
1.4	Organização	12
2	CONDIÇÕES DE OPERAÇÕES	13
2.1	Recurso solar	13
2.2	Pressão atmosférica local	19
2.3	Condições climáticas	19
2.3.1	Temperatura	19
2.3.2	Índice pluviométrico	20
2.3.3	Umidade relativa	21
3	SISTEMA TERMOFOTOVOLTAICO	22
3.1	Célula fotovoltaica	23
3.2	Sistema de resfriamento	27
3.3	Sistema de movimentação dos espelhos	28
3.3.1	Espelhos	29
3.4	Vidro	31
4	MODELO MATEMÁTICO	34
4.1	Balanco de energia	34
4.1.1	Modelo 1	34
4.1.2	Modelo 2	37
4.2	Transferência de calor	41
4.2.1	Condução	41
4.2.2	Radiação	41
4.2.3	Convecção	42
4.2.3.1	Convecção externa	43

4.2.3.2	Convecção interna	45
4.3	Resistências térmicas	48
4.3.1	Modelo 1	48
4.3.2	Modelo 2	49
4.4	Temperatura dos materiais e do fluido	50
4.4.1	Modelo 1	50
4.4.2	Modelo 2	51
4.5	Eficiência	53
4.6	Métodos Numéricos	53
	5 INSTRUMENTAÇÃO E SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS	56
5.0.1	Medição de Temperatura	57
5.0.2	Medição de Vazão	57
5.0.3	Medição de Pressão	59
5.0.4	Medição de Voltagem e Amperagem	61
5.0.5	Medição da Radiação Global	61
5.0.6	Medição da Inclinação	62
	6 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	63
6.1	Desempenho da célula fotovoltaica	63
6.2	Transmissividade do vidro	64
6.3	Teste de funcionamento da célula fotovoltaica com a aplicação de pasta térmica	65
6.4	Eficiência do concentrador solar	67
6.4.1	Montagem do coletor solar	67
6.4.2	Ajustes no concentrador solar	70
6.4.3	Funcionamento do coletor solar	71
	7 RESULTADOS	75
7.1	Resultados Numéricos	75
7.1.1	Modelo 1	76
7.1.2	Modelo 2	81
7.2	Resultados Experimentais	85
7.2.1	Radiação solar global na cidade de Brasília	85
7.2.2	Desempenho da célula fotovoltaica	85
7.2.3	Transmissividade do vidro	88
7.2.4	Eficiência do concentrador solar	88
	8 CONCLUSÕES	95
	REFERÊNCIAS	98

	APÊNDICES	103
	APÊNDICE A – PRIMEIRO APÊNDICE	104
A.1	CALIBRAÇÃO DO MANÔMETRO DIGITAL	104
A.2	CONSTANTES DE PROJETO	105
	APÊNDICE B – SEGUNDO APÊNDICE	106
B.1	TEMPERATURA DOS MATERIAIS E DO FLUIDO DO MODELO	
	2	106
	APÊNDICE C – TERCEIRO APÊNDICE	111
C.1	CÓDIGOS EM MATLAB	111
C.1.1	Modelo 1	111
C.1.2	Modelo 2	121
	ANEXOS	136
	ANEXO A – PRIMEIRO ANEXO	137
A.1	PROPRIEDADES DO AR	137
A.1.1	Coeficiente de expansão térmica	137
A.1.2	Calor específico	138
A.1.3	Densidade	138
A.1.4	Viscosidade	138
A.1.5	Condutividade térmica	139
A.1.6	Número de Prandtl	139
A.2	PROPRIEDADES DA ÁGUA	139
A.2.1	Calor específico	139
A.2.2	Densidade	139
A.2.3	Viscosidade	140
A.2.4	Condutividade térmica	140
A.2.5	Número de Prandtl	140
	ANEXO B – SEGUNDO ANEXO	141
B.1	ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DA PASTA TÉRMICA	141

INTRODUÇÃO

Contextualização do tema

Dirigir ao trabalho todos os dias, comprar carne no supermercado ou utilizar aparelhos de refrigeração nas residências durante o verão influenciam no aquecimento global? Esse assunto vem sendo discutido desde o século passado e muitos pesquisadores consideram que sim, pois essas atividades influenciam direta ou indiretamente na emissão de gases de efeito estufa. Por conta disso, um dos principais objetivos do século atual é encontrar soluções sustentáveis para reduzir as emissões de gases poluentes na produção de energia e a dependência em combustíveis fósseis; petróleo e carvão mineral, assunto discutido na Conferência das Nações Unidas realizada na França em dezembro de 2015 (INSTITUTE, 2016).

Aliado as crescentes preocupações com o aquecimento global, o valor do petróleo vem aumentando e oscilando desde os anos 70, como pode ser visto na figura 1.1.

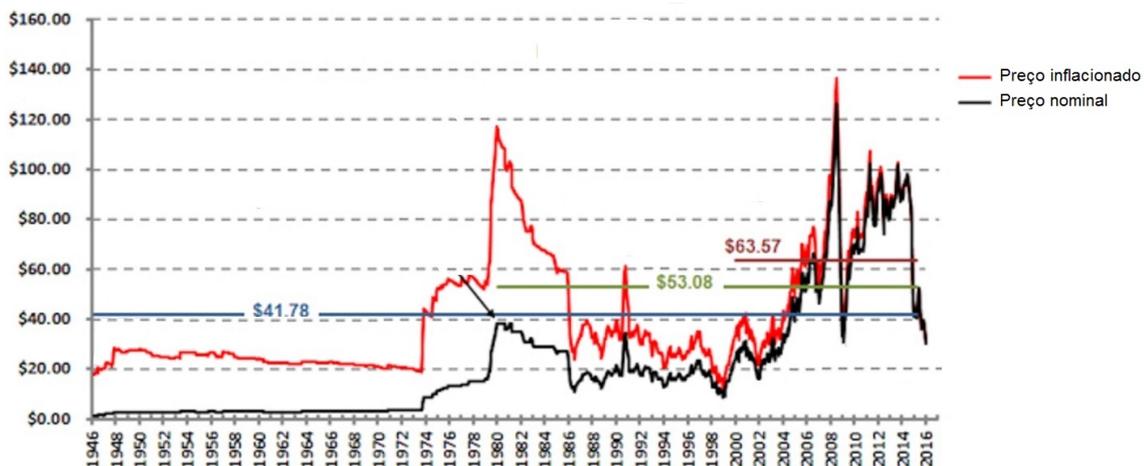


Figura 1.1: Variação do preço do valor do petróleo a partir de 1946 (INFLATIONDATA, 2016) - modificado.

Por causa da instabilidade no preço do óleo, muitas hidrelétricas foram criadas no Brasil para amenizar o aumento dos preços e por mais de 50 anos o país vem utilizando as forças dos rios para manter o crescimento econômico, devido ao seu grande custo benefício. Hoje em dia o país apresenta um esgotamento nessa fonte, principalmente de-

vido a resistência de ambientalistas e pela população, apesar de ainda existir um grande potencial hidroelétrico a ser explorado (SILVA, 2006).

Os períodos de secas, que ocorreram pelo país nas últimas décadas, mostraram que é necessário diversificar cada vez mais a malha energética brasileira para diminuir a sua dependência com as fontes hídricas. Hoje por exemplo, a energia eólica já representa quase 6% da energia produzida ANEEL (2016) . O governo brasileiro vem também incentivando aos poucos a produção de energia elétrica de fonte solar, como por exemplo na Resolução Normativa 482/2012 (ANEEL, 2012) que permite jogar a energia elétrica excedente para a rede e depois utilizá-la por meio do sistema de compensação.

A figura a seguir 1.2 ilustra a distribuição da malha energética no país e pode-se notar o peso que as hidrelétricas têm, sendo responsáveis por 61,3% da energia produzida, colaborando também por ser fonte de energia renovável.

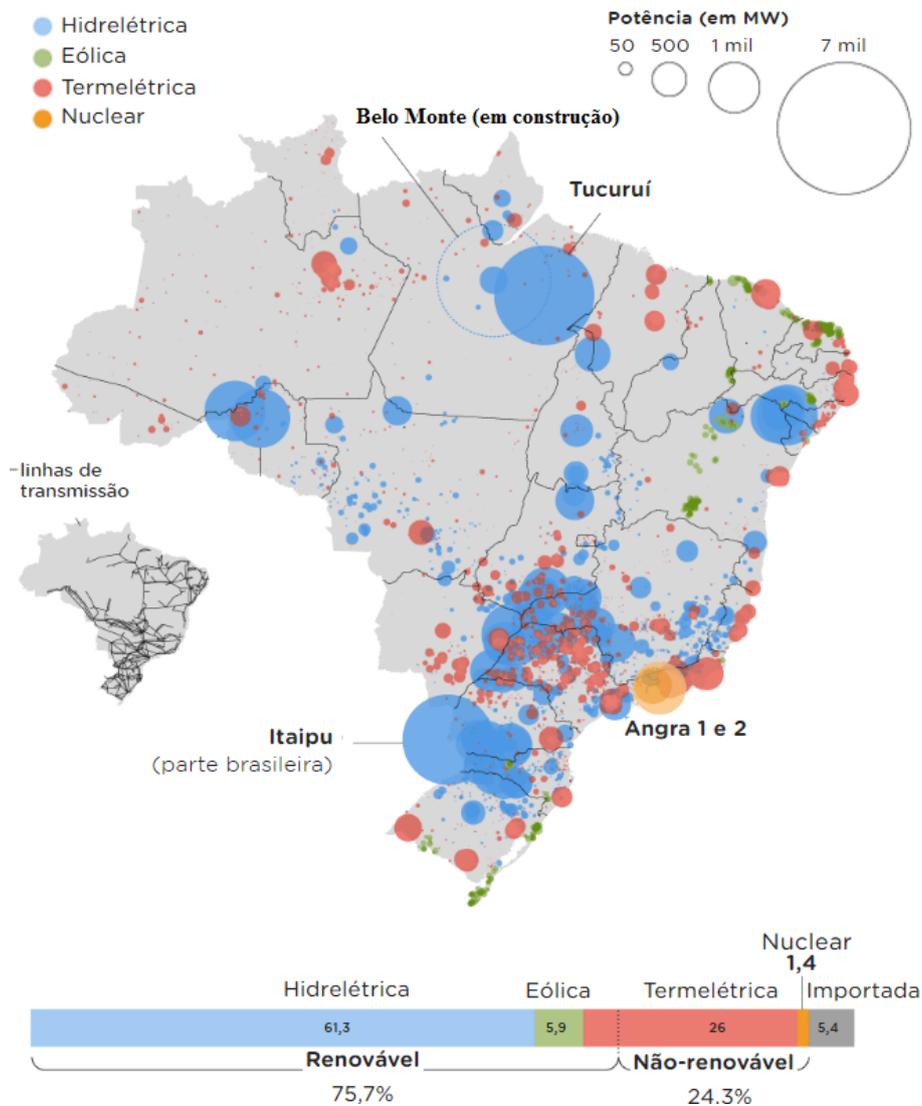


Figura 1.2: Distribuição da matriz energética brasileira (JORNAL, 2016) - modificado.

A energia solar, segundo MME (2014), era responsável por 0,001% da malha energética brasileira em 2013 e atualmente, segundo ANEEL (2016), já representa cerca de

0,015%. Apesar de ainda ser pouco expressiva, já possui capacidade instalada de 23MW, como pode ser visto na tabela 1.1. Percebe-se também que o país continua importando energia dos países vizinhos, cerca de 5,4%.

Tabela 1.1: Matriz de Energia Elétrica atual ANEEL (2016) - modificado.

	N° de Usinas	Capacidade Instalada [kW]	Percentual [%]
Biomassa	523	13425012	8,826
Eólica	368	8972545	5,8989
Fóssil	2371	26219252	17,2375
Hídrica	1224	93304105	61,342
Nuclear	2	1990000	1,3083
Solar	39	22952	0,015
Importação	-	8170000	5,3713
Total	4527	152103865	100

O Brasil apresenta um grande potencial de investimento na área de energia solar devido a alta incidência solar ao longo do ano, principalmente no Nordeste, região que também apresenta baixa presença de nuvens. Segundo HELIOTÉRMICA (2016a) cerca 0,5% da área do nordeste seria capaz de suprir a demanda elétrica nacional exclusivamente com energia heliotérmica.

O Laboratório de Energia e Ambiente (LEA) da Universidade de Brasília (UnB), visando aprofundar os estudos em energia renovável, construirá um protótipo de um sistema concentrado fotovoltaico e térmico CPV-T (*concentrated photovoltaic and thermal*, em inglês).

O sistema será constituído de placas fotovoltaicas monocristalina que vão receber energia solar concentrada através da utilização de espelhos, e devido ao aumento de temperatura das mesmas, serão resfriadas pelos fluidos que serão estudados, água e ar. Além de manter a eficiência das células alta, a utilização do fluido também absorve a energia térmica dissipada no sistema, com isso o sistema estudado produzirá energia elétrica e térmica.

O estudo numérico de transferência de calor no receptor será realizado através da modelagem do sistema célula-fluido, utilizando um código no *software* Matlab. Os resultados obtidos indicarão a capacidade de resfriamento dos fluidos utilizados e através da temperatura de saída dos fluidos, será analisado a área comercial viável para aproveitar a energia térmica absorvida.

Estado da Arte

Apesar da atual crescente procura por alternativas renováveis para substituir a utilização dos combustíveis fósseis, a energia solar vem sendo utilizada há milhares de

anos, em que se concentra a radiação solar com espelhos e vidros com a finalidade de aumentar a temperatura do material que recebe a radiação, como em situações em que os romanos utilizavam a energia concentrada para acender tochas para propósitos religiosos (EERE, 2016).

No início do século XX, Manuel António Gomes, conhecido como padre Hamalaya, desenvolveu o Pirelióforo (do inglês, *Pyrheliophero*). O aparelho concentrava os raios solares utilizando espelhos e diferente de outros cientistas da época, que também utilizaram a energia solar concentrada (*Concentrated Solar Power*, CSP, em inglês) para atingir temperaturas elevadas próximas de 1500°C , o Pirelióforo atigiu a temperatura de 3800°C (PEREIRA, 2004).

A energia Heliotérmica, utilização da energia solar concentrada para geração de energia térmica, vem recebendo atenção nos últimos anos. Os raios solares são concentrados em uma área pequena através da utilização de espelhos, elevando a temperatura do receptor. A energia térmica pode ser utilizada diretamente em processos que exigem temperaturas altas ou pode ser utilizada para aquecer a água e utilizar o vapor para movimentar as turbinas e conseqüentemente gerar energia elétrica (HELIOTÉRMICA, 2016b).

No mercado atual existem 4 modelos de CSP que visam produzir energia térmica através da energia solar concentrada, sendo eles o concentrador linear Fresnel (*Fresnel Reflector*, FR, em inglês) figura 3(a), calha parabólica (*Parabolic Trough*, PT, em inglês) figura 3(b), torre solar (*Solar Tower* figura 3(c), TS, em inglês) e disco parabólico (*Solar Dish*, SD, em inglês) figura 3(d), (IREA, 2013).

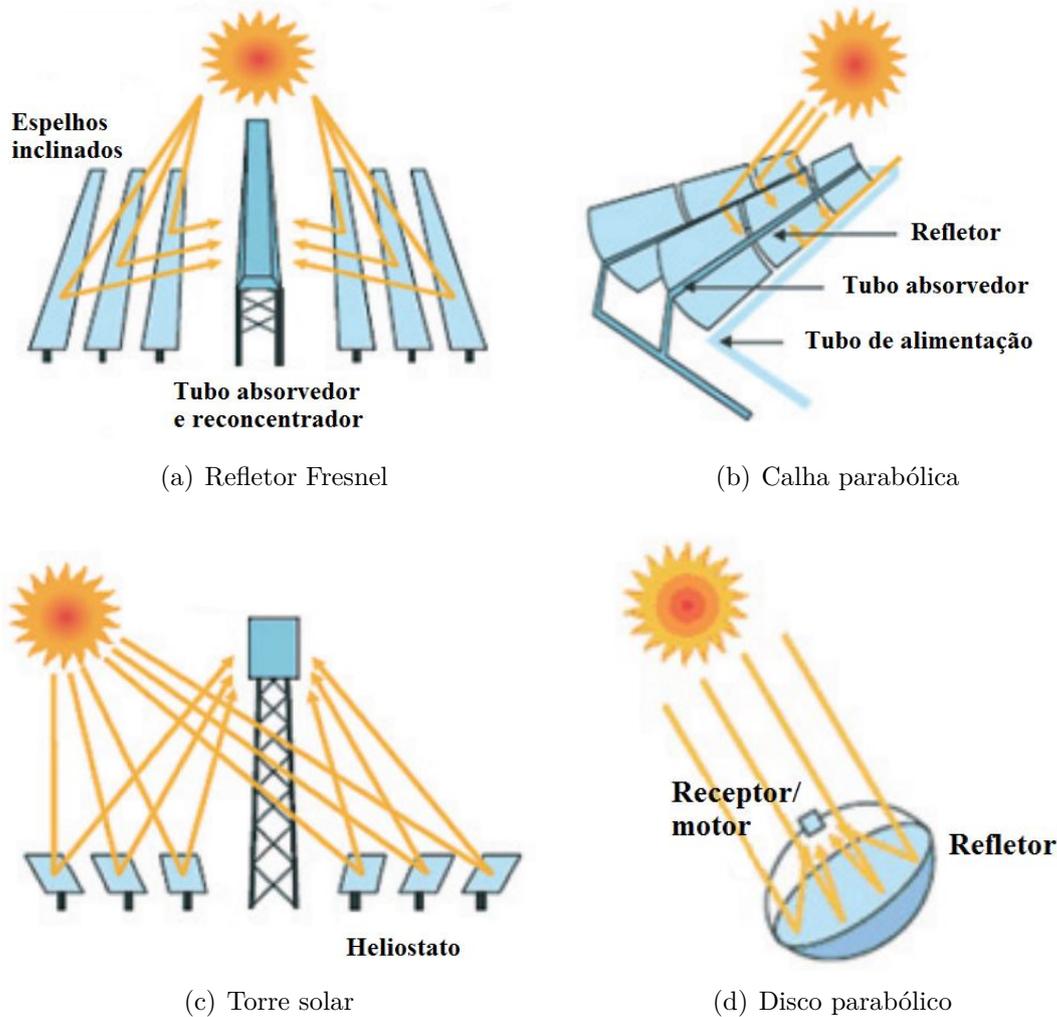


Figura 1.3: Modelos de concentradores solares (IREA, 2013) - modificado.

Segundo IREA (2013), atualmente o sistema de calha parabólica é o mais adotado e sua tecnologia já encontra-se bem difundida, diferente do refletor Fresnel que ainda está buscando seu espaço no mercado e exige um investimento inicial menor por conta de sua simplicidade, motivos que levaram a sua escolha para ser estudado neste trabalho.

Esse concentrador Fresnel é constituído de fileiras de tiras lineares de espelhos que refletem os raios solares para o coletor solar, com dimensões semelhantes aos espelhos utilizados. Com a ajuda de sensores para detectar a posição do sol, os refletores rotacionam durante o dia, garantindo que o receptor receba sempre o máximo de radiação possível (KALOGIROU, 2004).

Em alguns casos, concentram-se os raios solares em células fotovoltaicas, aumentando assim a energia elétrica produzida pelas mesmas. De acordo com Philipps et al. (2015), os sistemas concentrados em células fotovoltaicas CPV ((do inglês, *concentrating photovoltaic*)) podem ser classificados em baixa concentração LCPV-T ((do inglês, *low concentrating PV*)), até 100 vezes o raio de concentração, e em alta concentração HCPV-T ((do inglês, *high concentrating PV*)), entre 300 e 1000.

O efeito fotovoltaico foi descoberto pelo físico Alexandre Edmond Becquerel em 1839 enquanto realizava experimento com célula eletrolítica (EERE, 2016). Desde então foram realizados diversos estudos nessa área para entender melhor o fenômeno e torná-lo comercialmente viável.

A corrida espacial, durante a Guerra Fria, impulsionou estudos para tornar as células fotovoltaicas (*Photovoltaic*, PV, em inglês) cada vez mais eficientes e mais baratas, pois os satélites só tinham a energia solar como fonte de energia. Na metade do séculos XX, já era possível encontrar células com eficiência superior a 10% (EERE, 2016).

Apesar da energia elétrica de fonte solar ainda ser uma tecnologia cara, por conta dos preços das células fotovoltaicas quando comparada as outras formas de produção de energia, os preços vem caindo significativamente ao longo dos anos e atualmente custa menos de 1 dólar o kW/h produzido, como é apresentado no gráfico a seguir (BNEF, 2014).

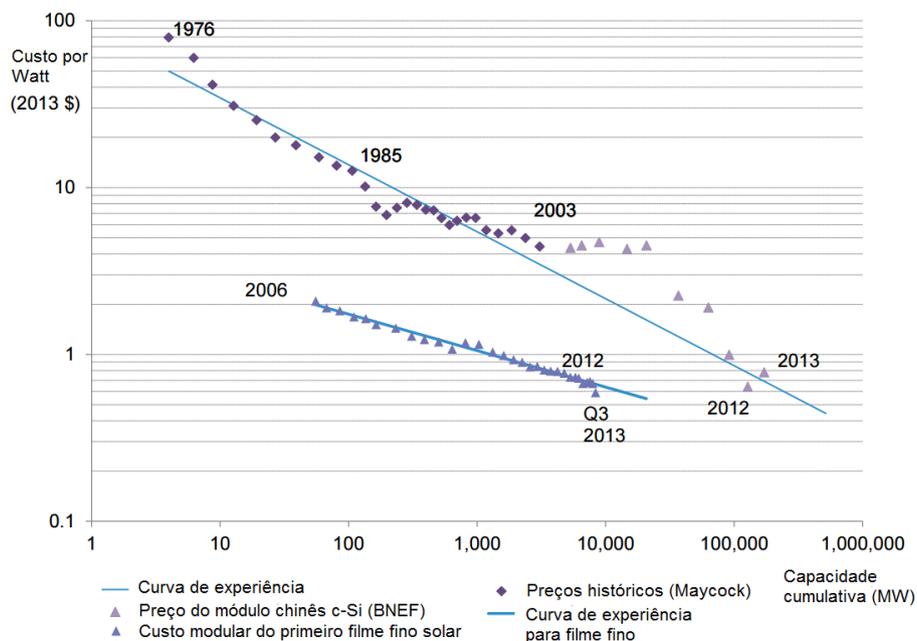


Figura 1.4: Queda no preço da energia fotovoltaica (BNEF, 2014) - modificado.

Segundo a "National Center for Photovoltaics"(NCPV) (NREL, 2016), as células também estão ficando cada vez mais eficientes, como é mostrado na figura 1.5. Hoje já é possível encontrar células Monocristalina com eficiência superior a 20% para ser utilizadas em residências e células com rendimento superior a 30% que operam com concentração solar elevada, superior a radiação fornecida pelo sol.

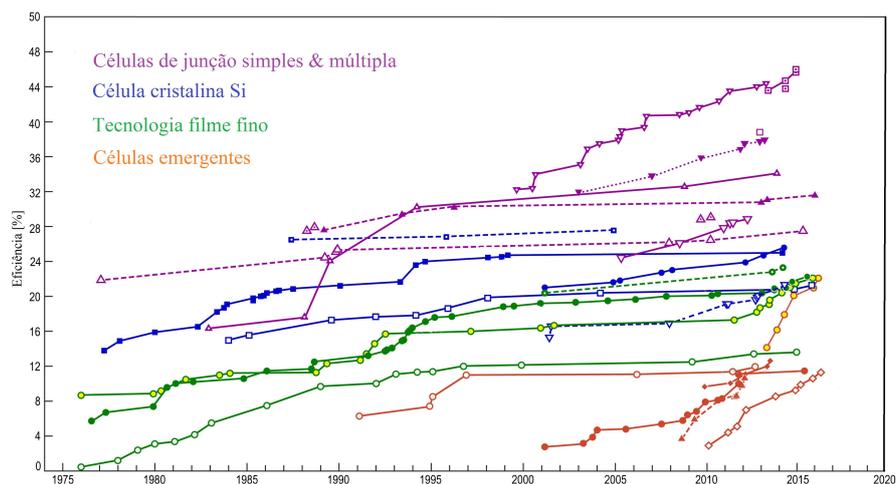


Figura 1.5: Evolução da eficiência das células fotovoltaicas nos últimos anos (NREL, 2016) - modificado

Nos últimos anos a procura por painéis solares para a produção de energia elétrica em grande escala ou residencial cresceu devido a diminuição dos preços, porém apenas cerca de 15% da radiação solar é convertida em energia elétrica e a outra fração é dissipada termicamente, o que diminui a eficiência das células devido ao aumento de temperatura. Para contornar essa situação, técnicas de resfriamento estão sendo utilizadas para manter a temperatura de operação das células o mais baixo possível, como por exemplo a utilização de ar ou água (TIWARI; MISHRA; SOLANKI, 2011).

A variação da temperatura e da eficiência nas células fotovoltaicas em um dia de verão é mostrada na figura 1.6. A figura mostra que o aumento da temperatura nas células provocado pelo aumento da radiação solar incidente ao longo do dia diminui a eficiência das mesmas.

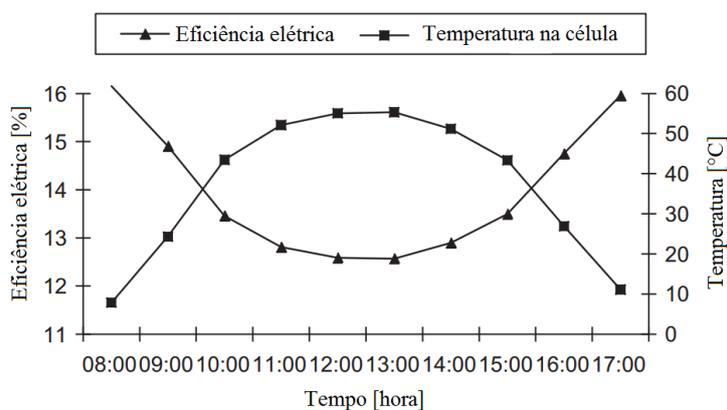


Figura 1.6: Variação diária da temperatura e da eficiência da célula fotovoltaica (TIWARI; MISHRA; SOLANKI, 2011) - modificado.

Com a finalidade de manter a temperatura das células o mais baixo possível para maximizar a eficiência das células, estudos na área de transferência de calor vêm sendo

feitos nos últimos anos. [Tarabsheh et al. \(2013\)](#) resfriaram o sistema de células PV em 3 configurações diferentes, como mostra na figura 1.2, e o resfriamento foi feito escoando um fluido no interior da tubulação.

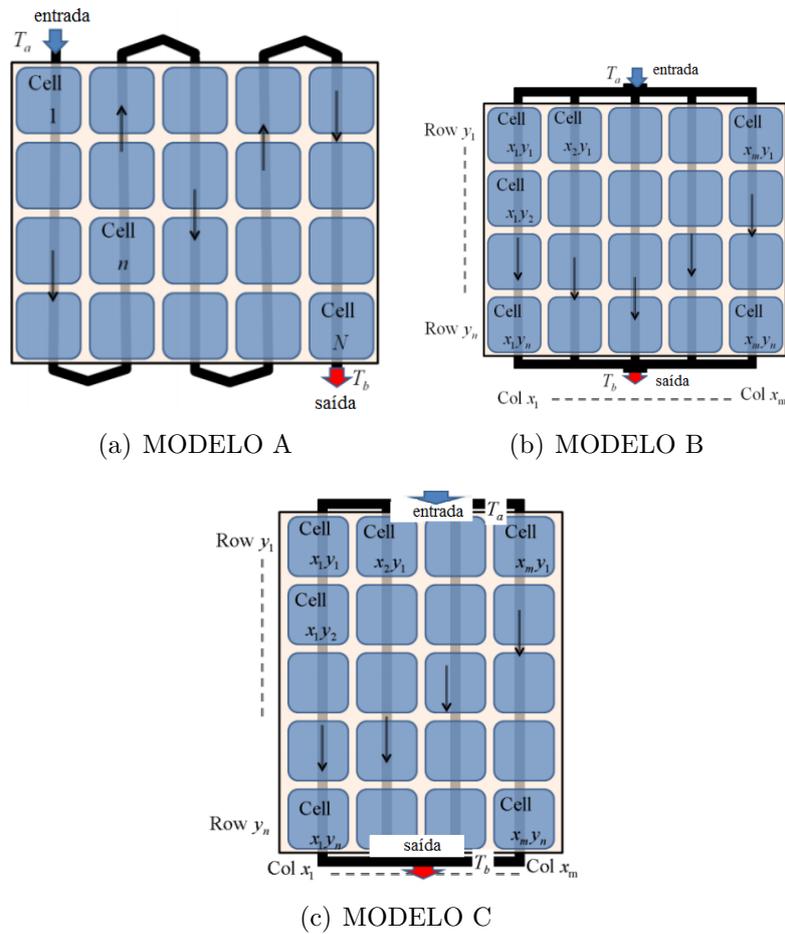


Figura 1.7: Modelos de resfriamento ([TARABSHEH et al., 2013](#)) - modificado.

Os resultados dos rendimentos de cada célula é mostrado na figura 1.8 e pode ser observado que o modelo B apresenta o melhor rendimento e com isso será adotado um estudo similar com essa configuração no Protótipo construído na Universidade de Brasília. Observa-se também no modelo A da figura 1.8 que quanto maior a quantidade de células em série, menor será a eficiência da ultima célula, pois a última célula apresenta uma temperatura maior que a primeira célula, já que o fluido vai esquentando ao longo do sistema.

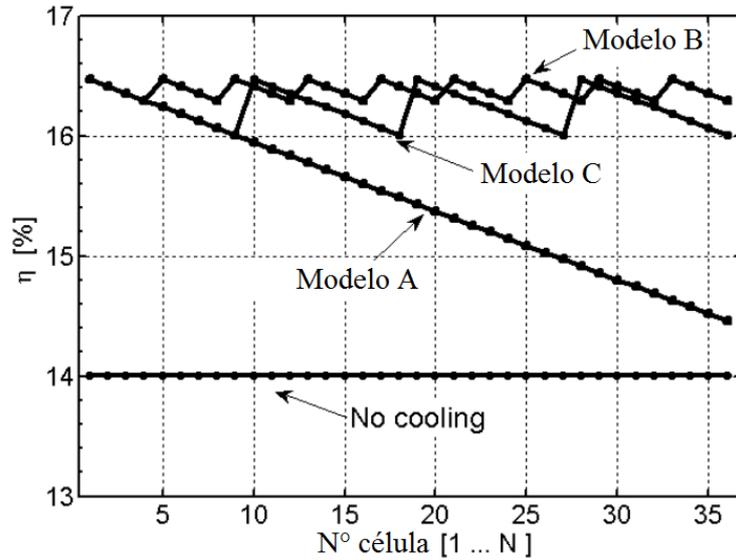
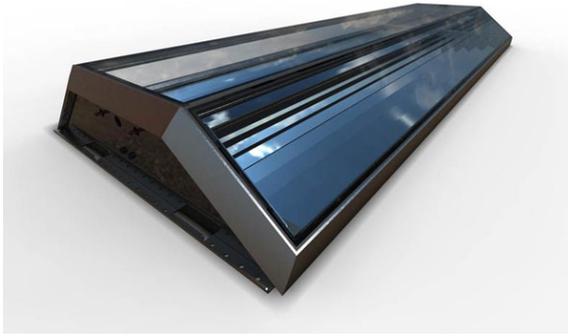


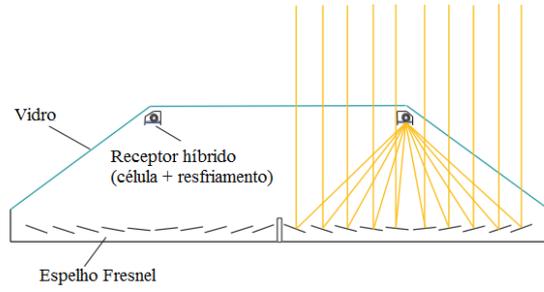
Figura 1.8: Eficiência elétrica para cada célula e para as configurações dadas na figura 1.2 (TARABSHEH et al., 2013).

A baixa eficiência das células, cerca de 15% em painéis residenciais, vem incentivando os estudos com sistemas híbridos, em que utiliza-se a tecnologia dos sistema CPV para concentrar energia solar disponível em placas fotovoltaicas, aumentando a produção de energia elétrica. Por conta da grande fração de energia concentrada ser dissipada nas células, é também utilizado um fluido que escoar por dentro do sistema para resfriar as células, absorvendo a energia térmica presente e aumentando a eficiência combinada do sistema híbrido termofotovoltaico (CPV-T) (PAPADOPOULOS et al., 2015). Papadopoulos et al. (2015) cita também a possibilidade do uso da água quente, 45-55°C, para uso doméstico.

A empresa Chromasun já comercializa um micro concentrador solar MTC (do inglês, *Micro-Concentrator*), como pode ser visto na figura 9(a). O sistema utilizado para concentrar os raios solares é o mesmo feito em concentradores do tipo Fresnel, como pode ser visto na figura 9(b), em que espelhos são utilizados na parte interna para refletir os raios solares em uma área bem pequena e com a utilização de espelhos Fresnel aumenta-se a energia concentrada nas células. O modelo também apresenta um sistema de resfriamento para maximizar eficiência elétrica, aproveitando indiretamente a energia térmica, água quente; e aumentando a eficiência geral do sistema. (CHROMASUN, 2016).



(a) Modelo vendido comercialmente



(b) Modelo exemplificado

Figura 1.9: Modelo de Micro-Concentrador Solar. (CHROMASUN, 2016) - modificado.

O estudo do concentrador MTC da figura 9(b) apresenta que a eficiência geral do sistema pode exceder aos 70%, operando com 20 vezes a concentração solar (VIVAR et al., 2013). A eficiência apresentada pela empresa serve de motivação para realizar o estudo com energia solar concentrada.

Objetivos

Com a finalidade de entender a tecnologia heliotérmica e fotovoltaica, o Laboratório de Energia e Ambiente da UnB desenvolverá um protótipo de um receptor solar para realizar estudos experimentais. Primeiramente será feito um estudo de transferência de calor no receptor solar para entender melhor como o aproveitamento da energia solar ocorre e como o restante da energia é dissipada para o meio externo e nas paredes do receptor. Após esse estudo será possível dimensionar o protótipo a ser usado nos estudos experimentais.

Por apresentar um sistema híbrido, será analisado preferencialmente a variação de temperatura das células e também a capacidade do fluido em resfriar o sistema.

Para as simulações numéricas será utilizado o método de Newton-Raphson e Runge Kutta para obter as temperaturas dos materiais presentes no coletor solar e do fluido para diferentes posições do coletor. As simulações serão feitas no *software* Matlab devido à familiaridade com a linguagem.

Os resultados serão analisados para decidir qual fluido será utilizado para resfriar o sistema e quais materiais serão utilizados na construção do protótipo.

Depois serão feitos ensaios experimentais e seus resultados serão comparados com os resultados numéricos visando validar as considerações feitas ao longo do Projeto.

De maneira direta e objetiva, os objetivos deste trabalho foram resumidos como:

- Realizar uma pesquisa sobre as condições climáticas da cidade de Brasília;
- Formular as equações governantes para a transferência de calor no receptor solar;
- Calcular as temperaturas e as eficiências das células fotovoltaicas e do fluido;
- Estimar as dimensões do coletor solar que será usado nos ensaios experimentais;
- Realizar ensaios experimentais com o concentrador solar e registrar os dados;
- Apresentar os resultados das simulações numéricas e experimentais em gráficos e tabelas, e analisar se os dados obtidos estão dentro da realidade de projeto;
- Analisar a viabilidade em usar ar ou água para resfriar o sistema;
- Verificar a possibilidade de aplicar esse Projeto em grande escala;

Organização

O presente trabalho será dividido em 8 capítulos para facilitar a compreensão e entendimento do estudo realizado.

No capítulo seguinte é feito um estudo sobre a cidade de Brasília para entender se as condições climáticas da cidade favorecem o estudo da energia Heliotérmica-fotovoltaica. Nesse estudo são apresentados as médias anuais da radiação solar, da temperatura, do índice pluviométrico e da umidade relativa.

Já o capítulo 3 é destinado a apresentação dos componentes presentes no concentrador solar. Será abordado a utilização dos espelhos para refletir os raios solares no receptor e do fluido que será utilizado para resfriar o sistema, e também será apresentado as propriedades físicas dos materiais utilizados no projeto.

Os fenômenos físicos de Transferência de Calor são explicados no capítulo 4. São apresentados também as equações governantes utilizadas na modelagem do balanço de energia térmica. Os Métodos Numéricos utilizados para calcular as temperaturas e eficiências em diferentes posições do coletor solar são apresentados no final do capítulo.

No quinto capítulo fala-se a respeito da instrumentação utilizada no estudo experimental, sobre o sistema de coleta de dados construído pelo aluno Caio Cavalcante e também acerca das calibrações realizadas.

Já o sexto capítulo explica os procedimentos experimentais realizados neste trabalho, abordando tanto a montagem quanto os ajustes feitos antes de iniciar os testes.

Os resultados, numéricos e experimentais, são abordados no capítulo 7 através de tabelas e gráficos.

E por último o capítulo 8 conclui a respeito dos resultados obtidos nesse projeto.

Condições de operações

O sistema termofotovoltaico será estudado para a cidade de Brasília - DF e seu protótipo instalado na Universidade de Brasília. Com o objetivo de modelar as condições de trabalho durante os estudos de transferência de calor necessita-se saber das condições climáticas de Brasília e da região.

Recurso solar

A radiação solar que chega à superfície terrestre é composta de radiação difusa e direta, sendo assim chamada de radiação global. Assim que os raios solares atingem a atmosfera terrestre, parte é refletida de volta para o espaço por conta da presença de nuvens e o restante é direcionado para o solo. Quando a luz mantém sua trajetória ao entrar na atmosfera sem sofrer mudança de direção, ela é conhecida por radiação direta, diferente da radiação difusa que é influenciada pela presença de nuvens e tem sua direção variada, como é ilustrado na figura 2.1.

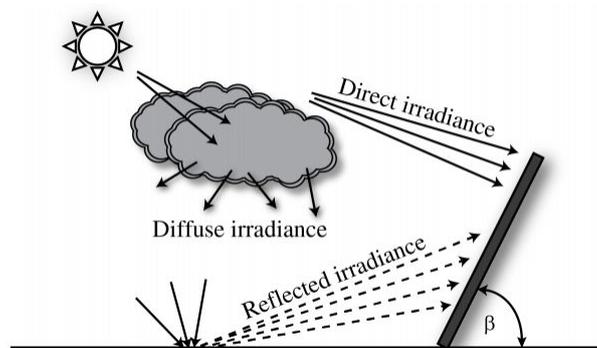


Figura 2.1: Componentes da radiação solar (GULIN; VAŠAK; BAOTIC, 2013)- Modificado

No concentrador solar estudado, o espelho reflete os raios solares para a célula fotovoltaica e por conta da angulação dos espelhos e da posição do coletor solar, somente a radiação direta é utilizada. Assim como mostra a figura 2.1, o solo também reflete parte da radiação recebida e também será considerada durante os estudos.

A luz solar é composta por diferentes comprimentos de onda e as radiações, direta

e difusa, têm valores distintos para cada faixa de comprimento, como é ilustrado na figura 2.2. Tanto a célula quanto o vidro operam de diferentes maneiras para cada situação, influenciando na quantidade de luz solar que atravessa o vidro e na quantidade de energia solar que é convertida para energia elétrica na célula.

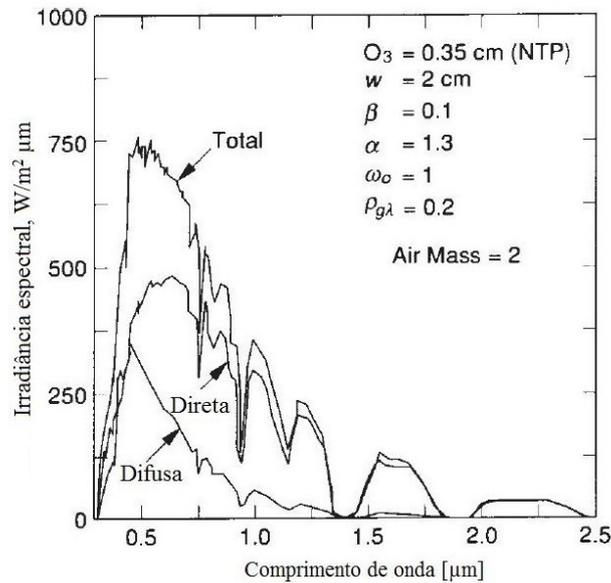


Figura 2.2: Exemplo de radiação total, direta e difusa em um dia sem nuvens (DUFFIE; BECKMAN, 2013). - Modificado

A energia solar chega à superfície terrestre nas formas térmica e luminosa e segundo Markandya e Wilkinson (2007), após parte da radiação solar ser refletida pela atmosfera, cerca de $3,9 \cdot 10^{24} J$ incidem na superfície terrestre a cada ano, sendo cerca de 10 mil vezes superior a energia consumida no mundo. Se menos de 1% da energia fornecida pelo sol fosse utilizada diretamente e indiretamente, já seria o suficiente para suprir todas as necessidades do homem.

As regiões que apresentam a maior incidência solar anual, e conseqüentemente as mais visadas pelos investidores, são as regiões tropicais ou as desérticas. Nessas áreas o potencial energético é maior e os investimentos apresentam um retorno mais rápido. A figura seguinte 2.3 revela o mapa da distribuição da irradiação solar global e as áreas que apresentam maior incidência.

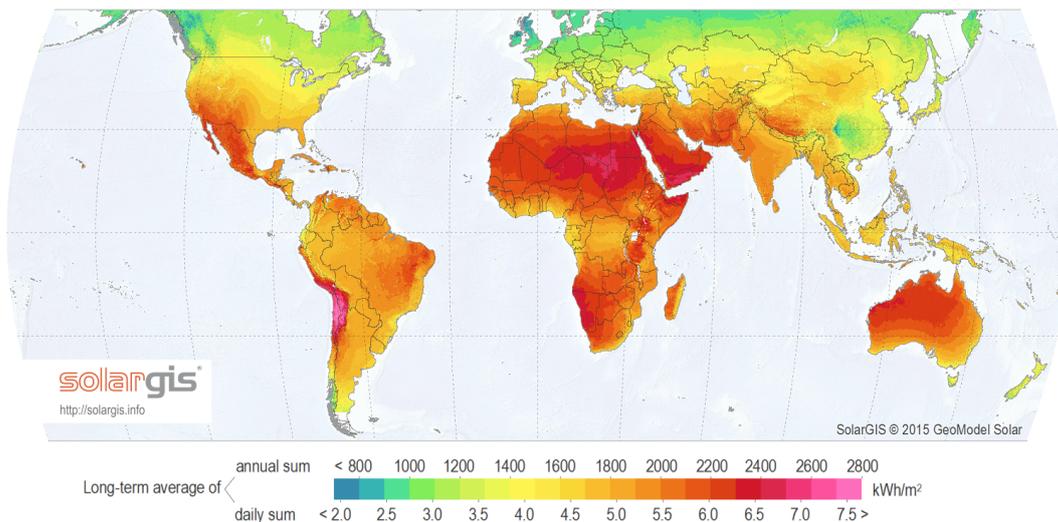


Figura 2.3: Radiação anual global no planeta Terra (SOLARGIS, 2016).

No caso dos coletores solares que operam com energia concentrada é importante saber as áreas em que a irradiação solar direta atua com mais intensidade. A figura 2.4 ilustra, em vermelho, a faixa brasileira entre o Nordeste e o Centro-Oeste em que a intensidade solar é mais concentrada.

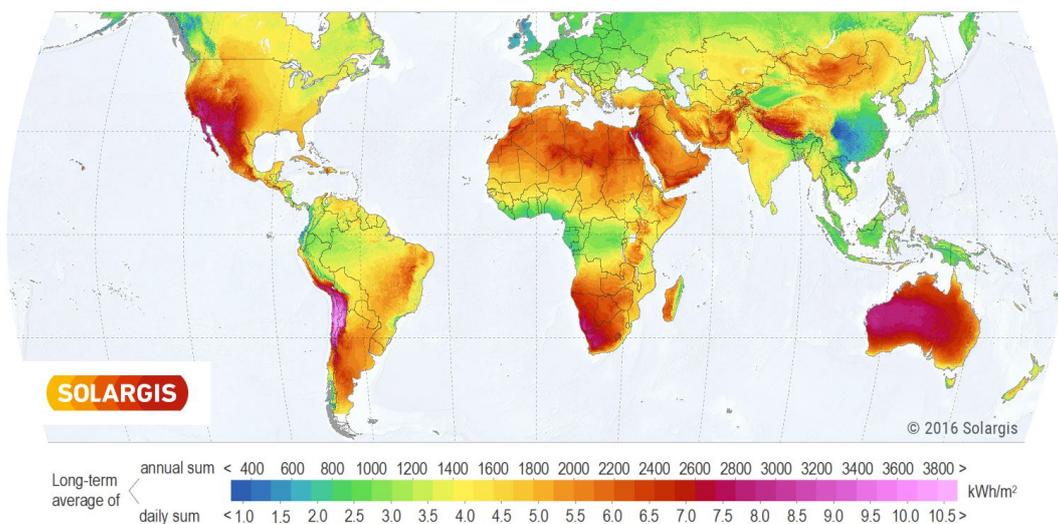


Figura 2.4: Radiação anual direta no planeta Terra (SOLARGIS, 2016).

O Brasil, por encontrar-se em uma região tropical, recebe radiação solar em grande quantidade o ano inteiro. As regiões Nordeste e Centro-Oeste são detentoras da maior incidência de radiação, como pode ser notado na figura 2.5. Nessas regiões o clima é mais seco e a presença de nuvens é menor, principalmente quando comparada com a região Amazônica, o que favorece a incidência da radiação direta e diminui presença da radiação difusa.

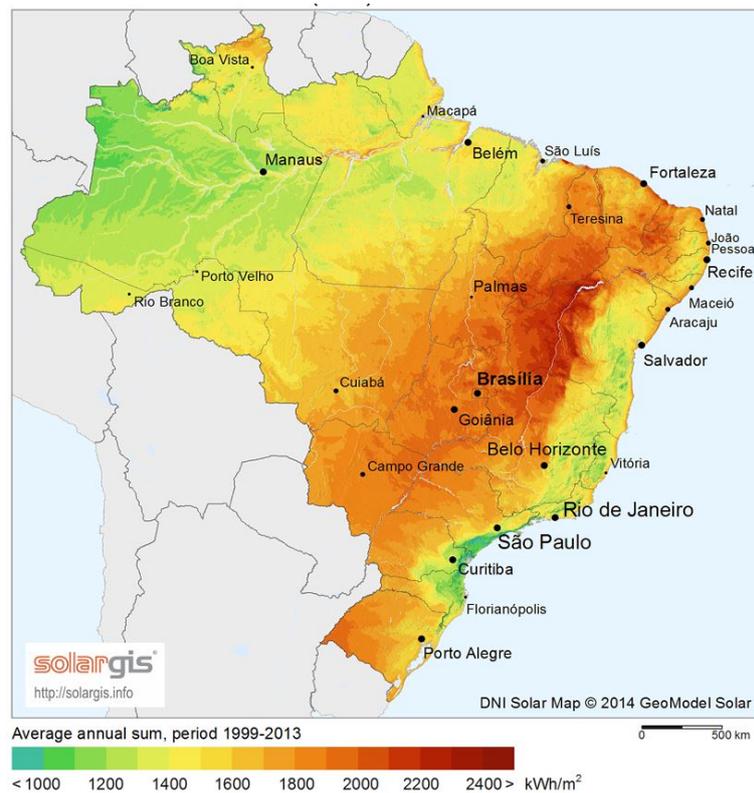


Figura 2.5: Radiação direta no território brasileiro (SOLARGIS, 2016).

A insolação diária no território brasileiro é outro parâmetro importante a ser considerado no projeto, pois ajuda a entender o local que está sendo estudado e como essa energia será utilizada da melhor forma para obter o melhor rendimento. A variação se dá de região para região, como apresentado na figura 2.6, e considerando a cidade de Brasília, no estado do Distrito Federal, temos que a insolação diária anual são de cerca de 6 horas.

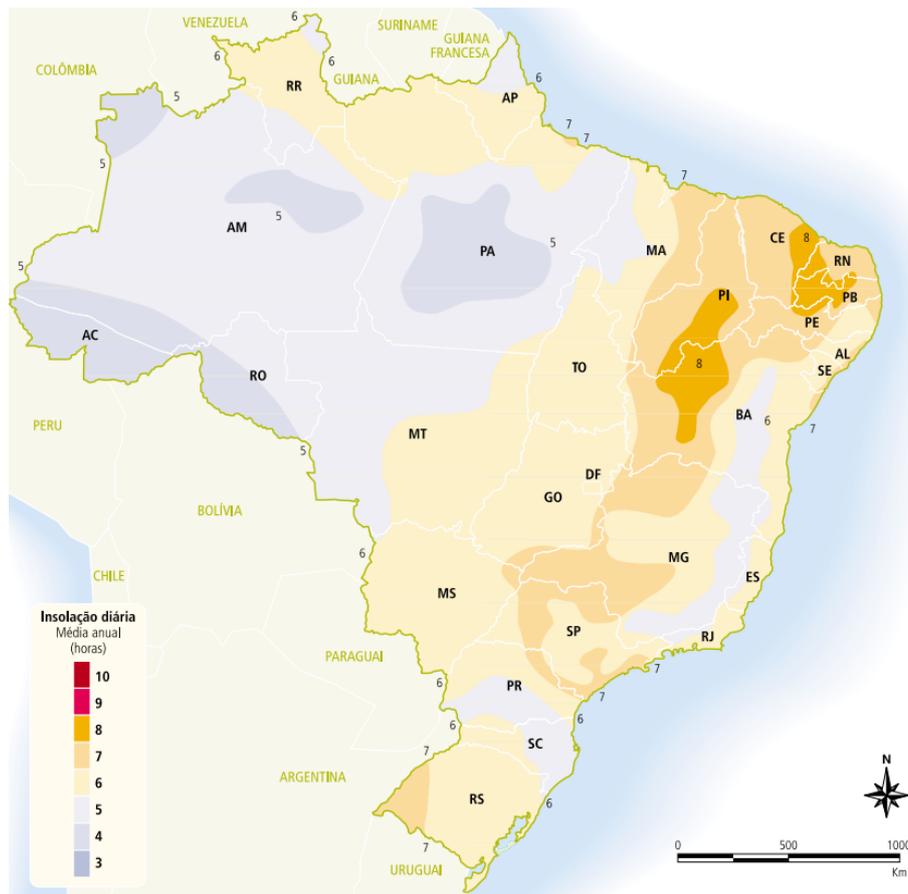


Figura 2.6: Insolação diária no território brasileiro (ANEEL, 2005) .

O coletor solar será construído e utilizado na Faculdade de Tecnologia, dentro da Universidade de Brasília. Utilizando o programa Google Earth, disponível gratuitamente em [http : //www.google.com.br/intl/pt - BR/earth/](http://www.google.com.br/intl/pt-BR/earth/) , obteve-se uma latitude de $15,765^{\circ}$ Sul e longitude de $47,87^{\circ}$ Oeste.

Para obter a radiação global anual na cidade de Brasília, foi feita uma pesquisa no sistema de dados SunData do Cresesb (2016) e foi encontrado 3 localidades próximas as coordenadas utilizadas: Brasília-DF, Formosa-GO e Goiânia-GO. A figura 2.7 apresenta as radiações solares diárias médias em um gráfico para cada cidade ao longo do ano. A cidade de Brasília apresenta uma média anual de $4,93kWh/m^2.dia$.

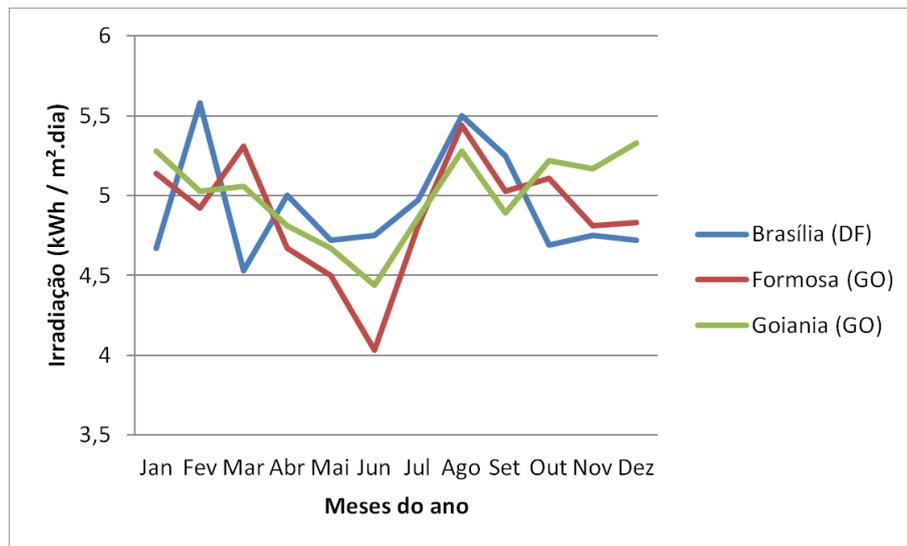


Figura 2.7: Radiação global média anual em Brasília (CRESESB, 2016) - modificado.

A cidade de Brasília encontra-se abaixo da linha do equador, com isso o sol apresenta variação na sua posição diária no decorrer do ano. A figura 2.8 ilustra a irradiação que pode ser utilizada no decorrer dos meses para diferentes angulações do receptor, dados obtidos no sistema de dados Sundata do Cresesb (2016).

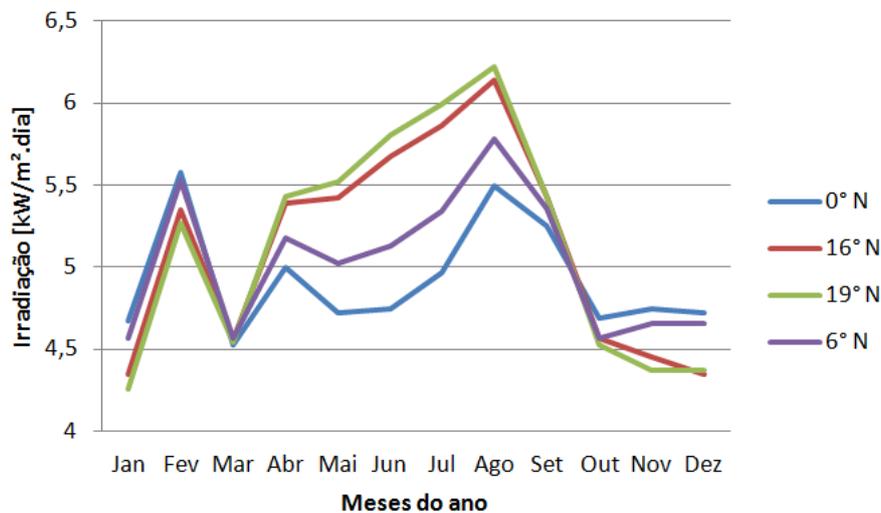


Figura 2.8: Radiação global mensal em Brasília para diferentes inclinações (CRESESB, 2016) - modificado.

Com a finalidade de maximizar a radiação incidente no receptor, a inclinação do coletor solar deve ser ajustada para cerca de 19° para o Norte, posição com maior incidência média anual $5,13kW/m^2$.

A tabela 2.1 também apresenta as médias das radiações para diferentes inclinações que foram dadas no gráfico da figura 2.8.

Tabela 2.1: Tabela da média da irradiação solar para diferentes inclinações em Brasília (CRESESB, 2016) - modificado.

	Inclinação	Irradiação global média anual [kW/m^2]
Plano Horizontal	0° N	4,93
Ângulo igual a latitude	16° N	5,13
Maior média anual	19° N	5,14
Maior mínimo mensal	6° N	5,04

Pressão atmosférica local

A pressão atmosférica varia de acordo com a variação da altitude, pois a força da gravidade fica menos intensa em altitudes elevadas e as moléculas de ar ficam mais distantes umas das outras, tornando o ar mais rarefeito em altitudes elevadas. Devido a isso, em altitudes elevadas, é necessário uma vazão de ar maior para resfriar as células que apresentam temperatura elevada, nas situações em que o ar é usado como fluido.

A relação entre a altitude e a pressão atmosférica de um local é dada pela equação 2.1, em que P_{local} é a pressão atmosférica que deseja-se calcular para uma altitude local H_{local} (ALLEN; ROBISON, 2007, p. 62).

$$P_{local} = 101,3 \left(\frac{293 - 0,0065H_{local}}{293} \right)^{5,26} \quad (2.1)$$

Brasília encontra-se a 1023m acima do nível do mar e utilizando a equação 2.1 obtem-se que P_{local} vale aproximadamente 89,8kPa (SONDA, 2016).

Condições climáticas

Além da radiação incidente sobre o sistema estudado, são também analisados as condições climáticas, pois afetam diretamente à incidência de energia sobre o sistema e também a dissipação de energia para o meio externo.

Temperatura

As células fotovoltaicas, por receberem grande incidência solar diariamente, trabalham em uma temperatura bem mais elevada que a ambiente, pois devido ao baixo rendimento, grande percentual da energia recebida é dissipada no sistema em forma de calor. Devido a esse excesso de calor, a temperatura ambiente exerce grande influência na dissipação de calor do concentrador solar, pois quanto maior a diferença entre a temperatura no concentrador e a ambiente, maior é a dissipação de calor por convecção e radiação.

Os dados disponibilizados para a cidade de Brasília são mostrados na figura 2.9 e abrangem as variações de temperatura que constam na base de dados meteorológicos para todos os meses do ano (SONDA, 2016). A temperatura média anual da cidade de Brasília é aproximadamente $21,3^{\circ}\text{C}$, a máxima é de cerca de 28°C no mês de setembro e a mínima de 13°C no mês de julho.

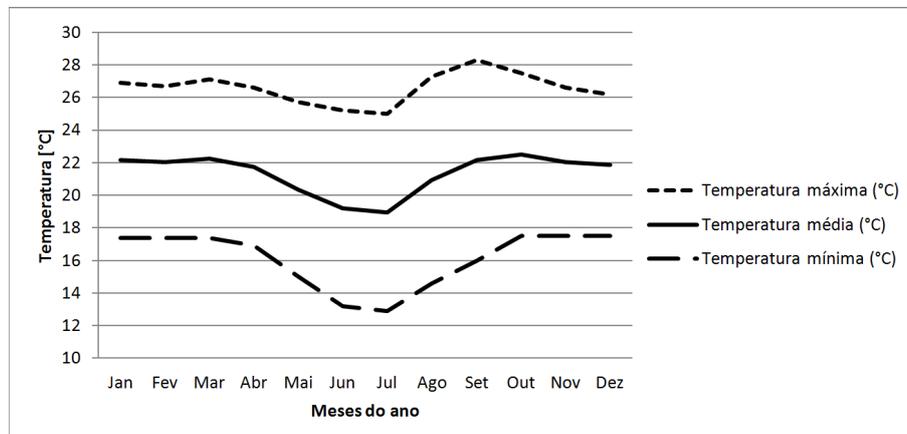


Figura 2.9: Temperatura média anual em Brasília (SONDA, 2016) - modificado

Índice pluviométrico

As chuvas que ocorrem durante o ano também são de grande influência no rendimento das células fotovoltaicas, pois devido a presença de nuvens, a radiação solar não chega as células e com isso não ocorre geração de energia elétrica. Os dados acumulados entre 1961 e 1990 para a frequência de precipitação e a quantidade de volume de chuva pode ser observado na figura 2.10. Nos períodos de seca entre maio e setembro, as chuvas na região diminuem significativamente, o que facilita os ensaios com o concentrador solar. A cidade apresenta 111 dias no ano com precipitação acima de 1mm e com uma média mensal de 130mm de chuva (INPE, 2016).

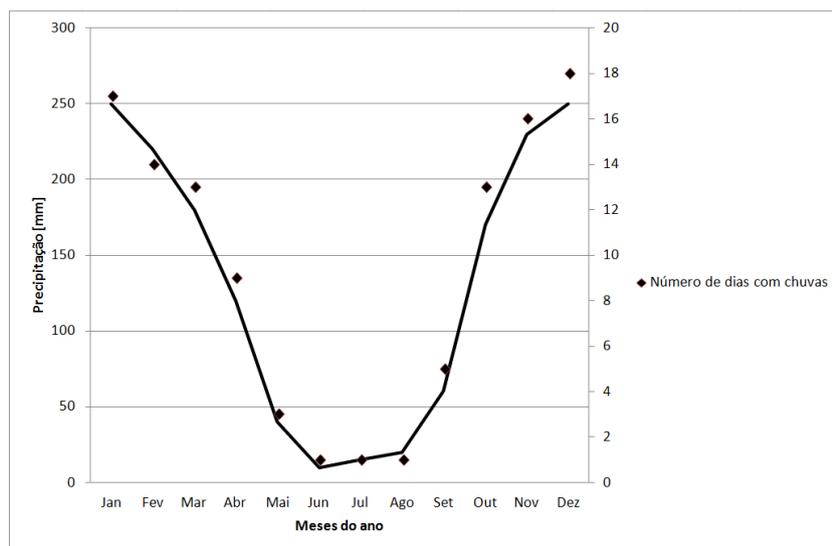


Figura 2.10: Índice Pluviométrico em Brasília (INPE, 2016) - modificado.

Umidade relativa

O ar atmosférico, diferente do ar seco, apresenta vapor de água em sua composição e a medida que a umidade relativa varia, as propriedades físicas do ar são alteradas, como por exemplo o Calor específico, C_p .

Os dados da umidade relativa do ar, ω , em Brasília, figura 2.11, também variam bastante durante o ano e acompanham as frequências pluviométricas 2.10. Na metade do ano a umidade fica menor que 50% e a média anual é de cerca de 67,6% (SONDA, 2016).

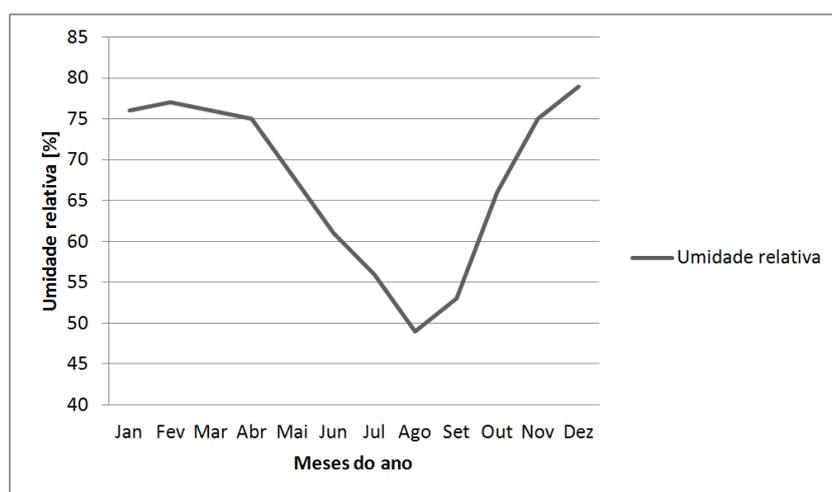


Figura 2.11: Umidade relativa do ar em Brasília (SONDA, 2016) - modificado.

Como foi observado neste capítulo, a cidade de Brasília apresenta condições favoráveis para o estudo em sistema heliotérmico-fotovoltaico (híbrido), por conta da boa incidência de radiação solar e a baixa frequência de chuvas.

Sistema termofotovoltaico

Com o objetivo de trabalhar com uma produção de energia elétrica alta, o sistema híbrido estudado deve maximizar a incidência solar nas células, operando assim em condições acima das situações convencionais, como em residências por exemplo.

A utilização de espelhos com um sistema de movimentação que acompanha o movimento do sol ao longo do dia é utilizado para garantir que independente do horário, os raios solares sejam direcionados para o concentrador solar, como ser visto na figura 3.1 a seguir.

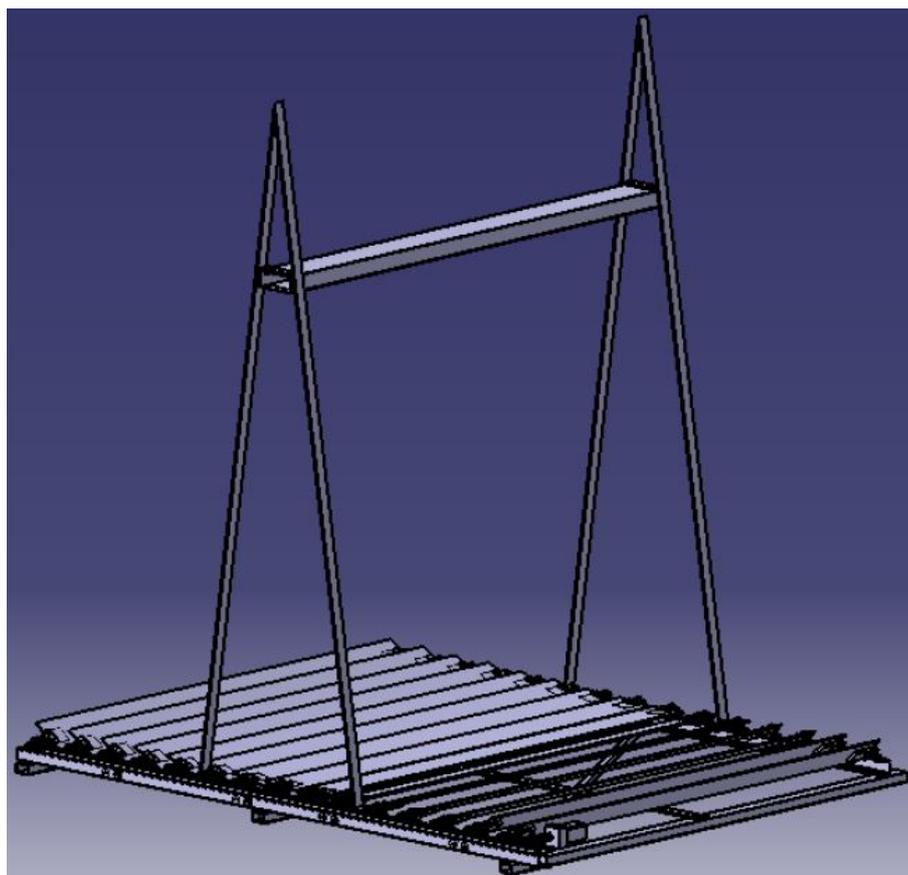


Figura 3.1: Modelo do concentrador solar do tipo Fresnel (MARTIN, 2016).

O dimensionamento do concentrador solar do tipo Fresnel pode ser obtido no trabalho realizado pelos intercambistas franceses Thomas Martin e Victor Coupier (MARTIN, 2016) e os dados referentes ao sistema de movimentação dos espelhos no Trabalho de

Graduação do aluno Caio Cavalcante (CAVALCANTE, 2016).

Durante a produção de energia elétrica, grande fração da energia solar é convertida em calor no receptor solar, o que eleva a temperatura das células, diminuindo a sua eficiência. Um sistema de resfriamento será utilizado para diminuir a temperatura superficial das células e manter sua eficiência elétrica elevada.

Com a finalidade de proteger o sistema do ambiente externo será utilizado uma camada de vidro na parte inferior e camadas de madeira nas laterais e na superfície superior. Será também utilizado internamente uma camada de isolante térmico para evitar que o calor seja dissipado para o ambiente externo. O sistema termofotovoltaico proposto é mostrado na figura 3.2.

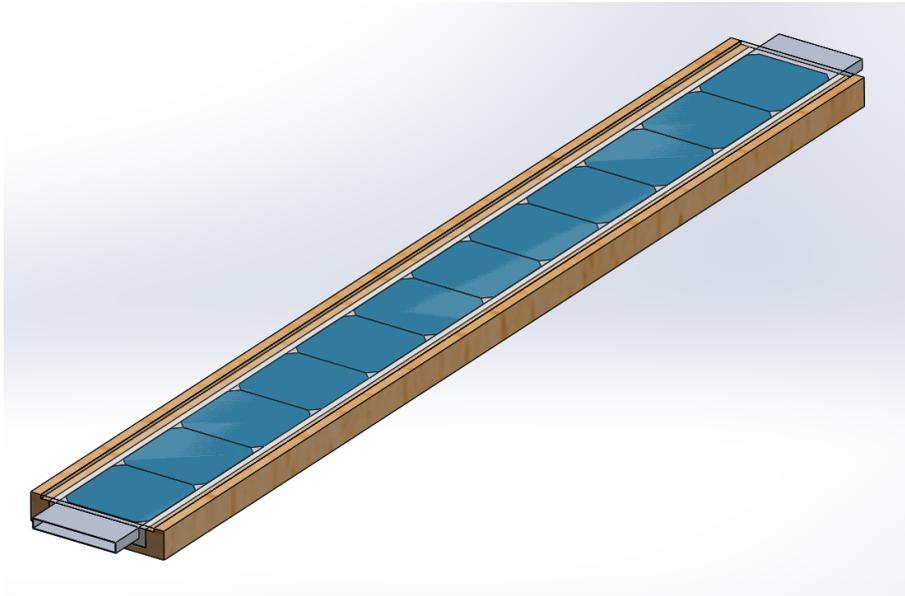


Figura 3.2: Modelo do absorvedor solar proposto

Célula fotovoltaica

O principal elemento do sistema híbrido, a célula fotovoltaica, tem como função a conversão da radiação solar em energia de alta qualidade, energia elétrica. A crescente variedade de painéis no mercado faz com que a escolha da célula não dependa apenas de sua eficiência, mas também do material que está sendo utilizado em sua produção, de como os raios solares estão atingindo as células e qual a concentração solar incidente. O sistema estudado opera com concentração solar superior a $1000W/m^2$, pois com a utilização dos espelhos a incidência solar é aumentada.

No mercado existem diversos tipos de células fotovoltaicas, sendo a Monocristalina, Policristalina e Amorfa, as principais (NEF, 2016). Neste trabalho é adotado a célula monocristalina da marca SunPower, figura 3(a), por apresentar eficiência elétrica superior as células policristalinas, amorfas e orgânicas. A sua eficiência elevada deve-se ao controle

das impurezas e também da temperatura durante a fabricação, o que também encarece o valor do produto. Sua área de absorção é próxima a de um quadrado 125mm x 125mm e com uma espessura de $165\mu m$, figura 3(b).

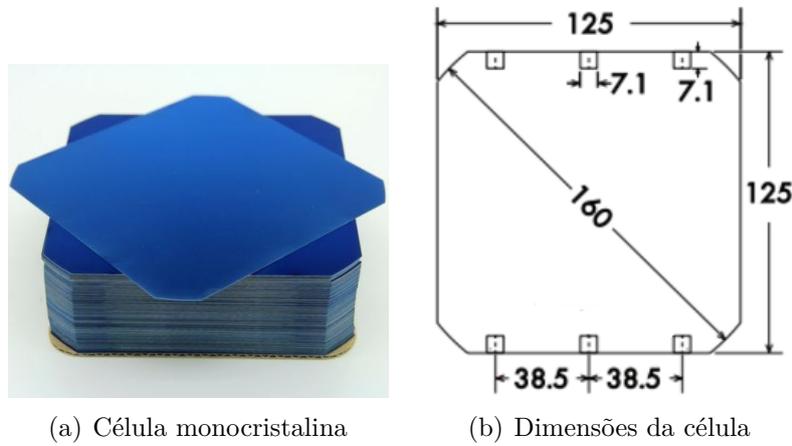


Figura 3.3: Célula monocristalina utilizada no estudo. (ALANGARCIA, 2016) - modificado.

Apesar de ser uma célula mais cara que as encontradas no mercado, por conta dos custos mais altos de fabricação, a célula apresenta uma eficiência média, η_{ref} , de laboratório próxima de 22%, como pode ser visto na figura 3.4.

Os dados fornecidos pelo fabricante são estimados em estudos realizados em laboratórios a uma temperatura T_{ref} de $25^{\circ}C$ com uma radiação de $1000W/m^2$. A potência elétrica da célula decai com a taxa de $-0,32\%/^{\circ}C$ e o potencial elétrico em $-1.8mV/^{\circ}C$, figura 3.4.

Característica elétrica da célula em condições de testes						
STC: 1000W/m ² , AM 1.5g e temp.cel. 25°C						
Bin	Pmpp (Wp)	Eff.	Vmpp (V)	Impp (A)	Voc (V)	Isc (A)
G	3.34	21.8	0.574	5.83	0.682	6.24
H	3.38	22.1	0.577	5.87	0.684	6.26
I	3.40	22.3	0.581	5.90	0.686	6.27
J	3.42	22.5	0.582	5.93	0.687	6.28
Todas as características elétricas são nominais						
Voltage: -1.8 mV/°C		Potência: -0.32%/°C				

Figura 3.4: Eficiência elétrica da célula Monocristalina (ALANGARCIA, 2016) - modificado.

A variação da eficiência elétrica de uma célula é diretamente proporcional à variação térmica (EVANS; FLORSCHUETZ, 1977).

$$\eta_{pv} = \eta_{ref}[1 - \beta_{ref}(T_w - T_{ref})] \quad (3.1)$$

em que T_{pV} é a temperatura superficial da célula, T_{ref} é a temperatura de referência usada pelo fabricante e β_{ref} o coeficiente térmico que representa o decaimento eficiência da célula pelo aumento de temperatura, dependendo do material da célula, e é normalmente fornecido pelo fabricante.

Pelas informações do fabricante da figura 3.1, a eficiência elétrica da célula pode ser simplificada para:

$$\eta_{pv} = 0,22 - 0,000704(T_{pV} - 25) \quad (3.2)$$

Na falta de informações, a constante pode ser calculada pelo inverso da diferença da temperatura de referência, T_{ref} , e da temperatura T_0 , temperatura que a eficiência da célula cai para 0, sendo medida experimentalmente. (GARG; AGARWAL; JOSHI, 1994).

$$\beta_{ref} = \frac{1}{(T_0 - T_{ref})} \quad (3.3)$$

Para células com eficiência de aproximadamente 15%, o coeficiente β_{ref} vale cerca de 0,004 (EVANS; FLORSCHUETZ, 1977).

Na figura 3.5 mostra as curvas de potência elétrica, P_e , da célula para diferentes radiações solares. Devido a utilização dos espelhos para aumentar a incidência solar local, a radiação incidente é superior a 1000 W/m^2 e com isso a determinação da potência elétrica é dificultada.

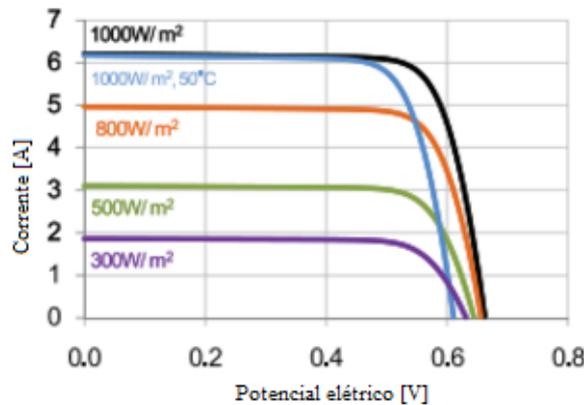


Figura 3.5: Gráfico de Corrente [A] x Voltagem [V] (ALANGARCIA, 2016) - modificado.

$$P_e = U i \quad (3.4)$$

sendo U a voltagem [V] de saída e i a corrente elétrica [A].

No estudo a eficiência das células serão estimadas através da razão entre a potência elétrica [W] e a radiação incidente no coletor, I [W/m^2].

$$\eta_{PV} = \frac{P_e}{I} \quad (3.5)$$

em que a radiação incidente é a soma da radiação concentrada pelos espelhos com a radiação difusa refletida pelo solo.

A figura 3.6 retrata a resposta espectral da célula utilizada para diferentes comprimentos de onda. O intervalo de 0,4 até 1,1 microns apresenta a melhor faixa de eficiência de absorção das ondas eletromagnéticas pelas células. Esse intervalo é relevante na escolha dos espelhos e do vidro que serão utilizados, pois a luz primeiramente é refletida pelos espelhos e depois devem ser transmitidas para as células através do vidro. Sabendo quais os comprimentos de onda que realmente chegam nos painéis fotovoltaicos, sabe-se a eficiência da célula estudada.

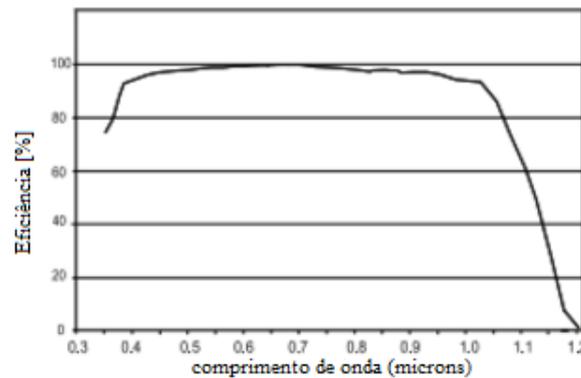


Figura 3.6: Gráfico de resposta espectral (ALANGARCIA, 2016) - modificado.

O principal material da célula fotovoltaica é o silício e devido a isso, Lee et al. (2008) usa em seu estudo a condutividade térmica da célula fotovoltaica igual a $148 [W.m^{-1}.K^{-1}]$, valor também considerado neste trabalho.

Para evitar o contato direto entre as células fotovoltaicas e o duto de alumínio, o que causaria um curto-circuito no sistema e danificariam as células, é utilizado uma pasta térmica de silicone. Essa pasta, além de possuir uma alta rigidez dielétrica, também auxilia na troca de calor entre os mesmos, pois sua condutividade térmica é de $0,8 [W.m^{-1}.K^{-1}]$, valor superior ao do ar. As informações sobre a pasta encontram-se em anexo.

Outro parâmetro importante é a emissividade da célula, pois por conta do seu aumento de temperatura ocorre troca de calor com o solo através da radiação. Acciani, Falcone e Vergura (2010) mostra em seu trabalho uma tabela com os valores de emissividade para célula policristalina, 0,85, e para célula amorfa, entre 0,82 e 0,96. No projeto foi adotado o valor de 0,85, buscando aproximar para a emissividade da célula monocristalina utilizada.

Sistema de resfriamento

O sistema de resfriamento será utilizado para manter a temperatura de trabalho das células o mais próximo da temperatura ambiente e com isso manter a sua eficiência o mais constante possível, convertendo assim mais radiação em elétrica e utilizando o fluido para absorver o máximo possível de energia térmica.

Inicialmente será feito um estudo para verificar a viabilidade em resfriar o sistema com ar, devido ao fácil bombeamento, pois se encontra no ambiente externo.

O ar apresenta características de material isolante, pois sua condutividade térmica é muito baixa, cerca de $0,012W/m^2$. Uma outra solução é a utilização de água para resfriar o sistema, pois apresenta uma condutividade bem mais alta que o ar, cerca de $0,58W/m^2$ e também é de fácil acesso.

Devido à dificuldade em trabalhar com a água, por conta da possibilidade de vazamentos, será utilizado um duto de alumínio por onde a água escoará. Para maximizar a transferência de calor entre as células e o fluido, as células serão posicionadas em cima do duto, como pode ser visto na figura 3.2.

Com a finalidade de isolar o sistema e evitar que o calor seja dissipado para o meio externo, será utilizado um molde de madeira de 10mm de espessura que abrigará o duto de alumínio e também um material isolante de 20mm de espessura para minimizar as trocas de calor entre o fluido e a parede de madeira. A figura 3.7 ilustra o Modelo 2 adotado na construção do protótipo.

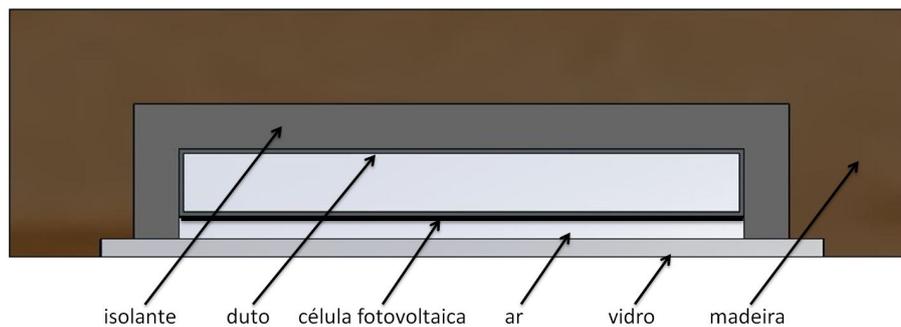


Figura 3.7: Vista frontal do sistema termo-fotovoltaico - Modelo 2.

A dilatação do material do duto é diretamente proporcional ao aumento da temperatura, T .

$$\Delta L = L\alpha_a\Delta T \quad (3.6)$$

sendo o coeficiente de dilatação do alumínio, α_a [$^{\circ}C^{-1}$], de aproximadamente 22.10^{-6} e considerando uma situação extrema em que a variação de temperatura, ΔT ,

igual a $100^{\circ}C$, para o comprimento do duto, L , de 125mm; a dilatação térmica máxima do duto será de 0,275mm. A presença de material isolante entre o duto e o suporte de madeira ameniza a expansão térmica, pois atua amortecendo a expansão, garantindo a confiabilidade do sistema.

O Poliestireno, também conhecido como Isopor^o, é utilizado como isolante no coletor, pois sua condutividade térmica é baixa, além de ser um material leve e barato. Segundo FENILLI (2008) a condutividade térmica do Isopor^o, k_i , é de $0,028 W/mK$.

O suporte externo do coletor é feito de madeira com emissividade de cerca de 0.90 e condutividade térmica k_w de $0,3 W/mK$ (BOLZ, 1973).

Sistema de movimentação dos espelhos

Para acompanhar o movimento que o sol realiza durante o dia, escolheu-se utilizar o concentrador solar do tipo Fresnel em que o sistema que movimenta os espelhos ocorre quando o motor realizar torque na cremalheira que está em contato com as engrenagens de cada espelho, como pode ser visto na figura 3.8. Martin (2016) cita em seu relatório informações mais detalhadas sobre o sistema.

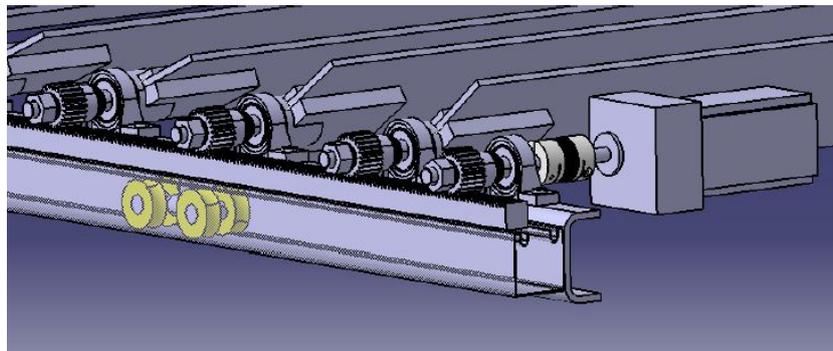
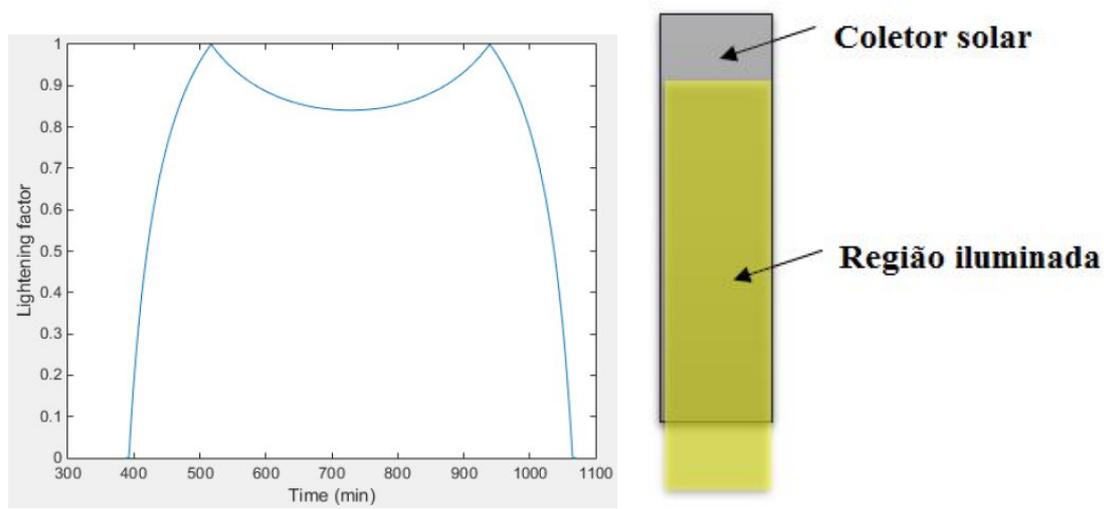


Figura 3.8: Sistema de movimentação dos espelhos (MARTIN, 2016).

O sistema adotado possui movimentação em um único sentido, excluindo a possibilidade de aproveitar 100% dos raios solares, pois o movimento do sol ao longo do dia tem trajetória elíptica e cada dia possui uma trajetória diferente. Devido ao alto custo para implementar um sistema de movimentação de 2 eixos, Martin (2016) elaborou um código em Matlab para calcular a posição do sol para qualquer dia do ano bem como a sua trajetória. A figura 9(a) exhibe o aproveitamento do sol em um dia arbitrado. Sabe-se assim com esse resultado quanto de energia solar está entrando no sistema.



(a) Gráfico da variação da razão da área iluminada durante o dia (b) Região iluminada pelos espelhos

Figura 3.9: Área iluminada no coletor solar. (MARTIN, 2016).

Espelhos

Com a finalidade de aproveitar a maior área possível de radiação solar, os espelhos são utilizados para concentrar uma grande área de radiação em uma área menor, como pode ser visto na figura 3.10 a seguir. Cada espelho possui uma angulação diferente, o que aumenta a eficiência do sistema, pois o sol não possui posição fixa durante o dia.

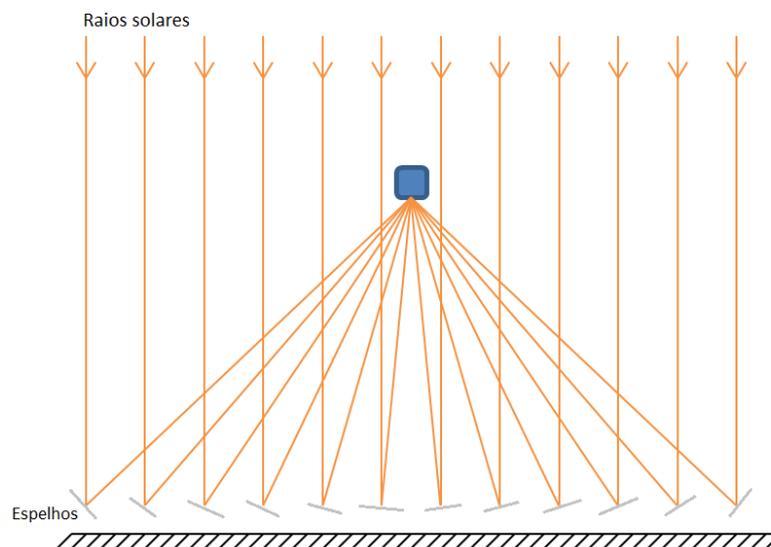


Figura 3.10: Direcionamento dos raios solares pelos espelhos para o concentrador solar.

Uma das características importantes dos espelhos é a sua alta refletividade. Como pode ser visto na figura 3.11, os raios solares quando atingem a superfície do espelho com uma angulação ϕ são refletidos de com a mesma angulação para o ambiente externo,

porém pequena fração dos raios incidentes são absorvidas pelo espelho na forma de energia térmica, \dot{Q}_ψ . A presença de metais na composição material do espelho ajuda na reflexão dos raios solares, porém também aumentam a dissipação térmica, com isso o material utilizado deve ser estudado com cuidado.

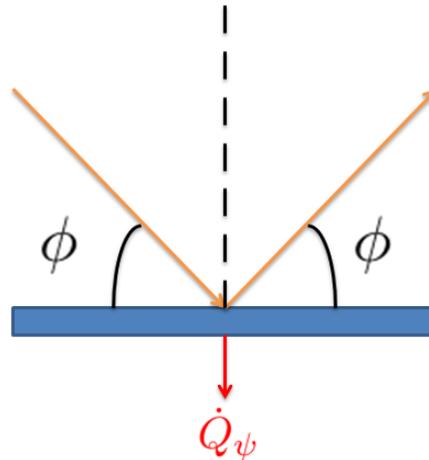


Figura 3.11: Reflexão do raio solar em um espelho.

No projeto serão utilizados espelhos de 4mm de espessura e revestidos com prata que apresentam refletividade, ψ , aproximada de 0,94, segundo o fabricante.

O sistema de movimentação dos espelhos utilizado para explorar o potencial máximo do sistema foi projetado em paralelo pelo aluno Caio Cavalcante, estudante de Engenharia Mecatrônica da UnB. O sistema conta com 15 espelhos em paralelo que mudam de angulação ao longo do dia, com a utilização de um motor, para acompanhar a mudança de posição do sol (CAVALCANTE, 2016).

No Modelo 2 adotado neste trabalho, optou-se em aumentar o espaçamento entre o vidro e a célula fotovoltaica, provocando assim uma pequena perda de aproveitamento da radiação concentrada, pois os raios solares incidem com uma angulação ϕ , como pode ser visto na figura 3.12, em que uma pequena parcela atinge o coletor e não a célula.

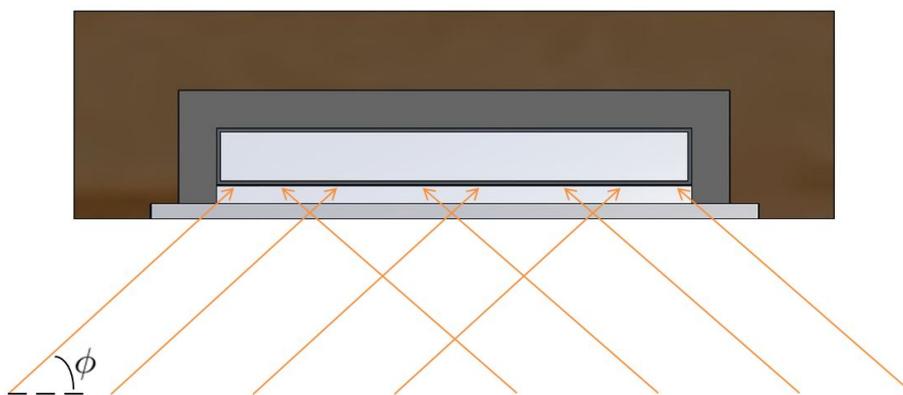


Figura 3.12: Incidência da radiação solar concentrada na célula fotovoltaica.

O comprimento da região da célula que não recebe energia, L_s , varia de espelho para espelho, dependendo também do espaçamento entre o vidro e a célula δ_{conf} .

$$L_s = \frac{\delta_{conf}}{\text{tg}(\phi)} \quad (3.7)$$

O valor aproximado da região aproveitada do concentrador solar, K_s , é dado como:

$$K_s = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n \frac{d_s^n}{w}}{n} \quad (3.8)$$

sendo n a quantidade de espelhos e w o comprimento da célula. O coletor recebe radiação dos dois lados, logo deve-se considerar que o bloqueio dos raios acontecem nos dois lados da célula. Sabendo que δ_{conf} vale 5mm, K_s é de aproximadamente 0,97, logo apenas 3% da área não recebe radiação, em média.

Vidro

A utilização de uma camada de vidro em cima das células fotovoltaicas tem como principal função de protegê-las do meio externo, como por exemplo em dias de chuva. Outra característica vantajosa do vidro é que o vidro mantém o calor preso dentro do coletor, efeito presente também nas estufas.

Os raios que chegam na superfície do vidro apresentam angulação diferente devido à diferente angulação dos espelhos o que diminui a eficiência do vidro em absorver os raios solares.

Como mostra na figura 3.13, pequena fração da radiação que chega na superfície é refletida para o meio externo e o resto entra no vidro. Dentro do material ocorrem reflexões novamente e parte da energia é absorvida pelo vidro e a parcela restante é transmitida para dentro do sistema (NICOLAU; MALUF, 2001).

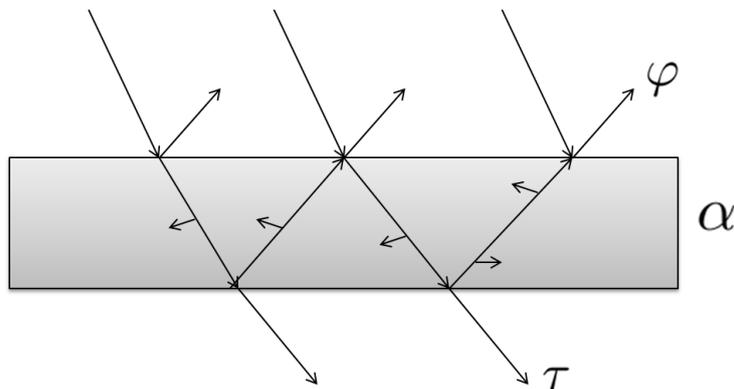


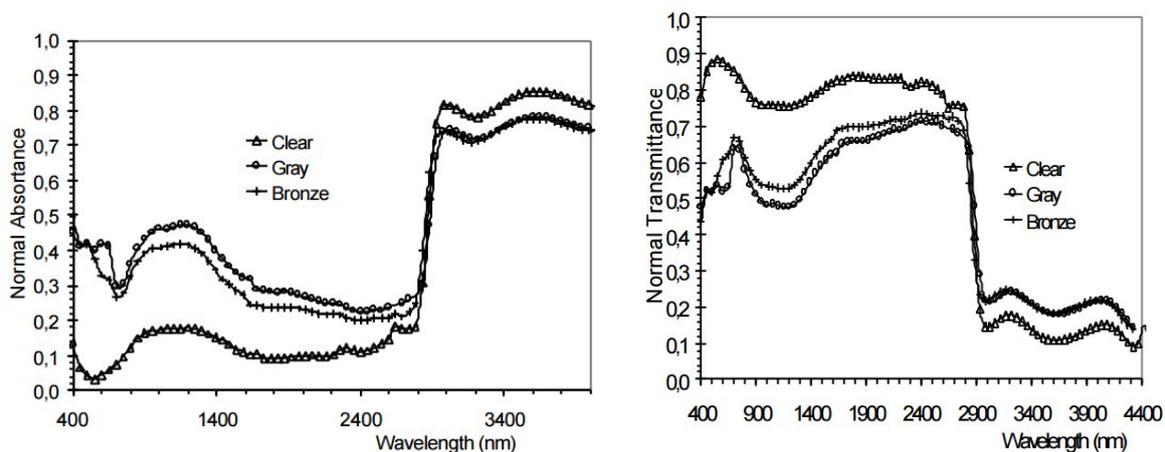
Figura 3.13: Reflexão, Absorção e Transmissão dos raios solares no vidro.

Em estudo com vidro comercial transparente de 4mm de espessura, apresentam que a transmissividade (τ) vale 0,82, a absortividade (α) 0,11, e refletividade (φ) 0,07, para luz visível e infravermelha.

Com isso as células recebem apenas 82% da luz incidente sobre o vidro para gerar energia elétrica, sendo 7% refletida para o meio externo e 11% é dissipada como energia térmica no vidro, \dot{Q}_ξ .

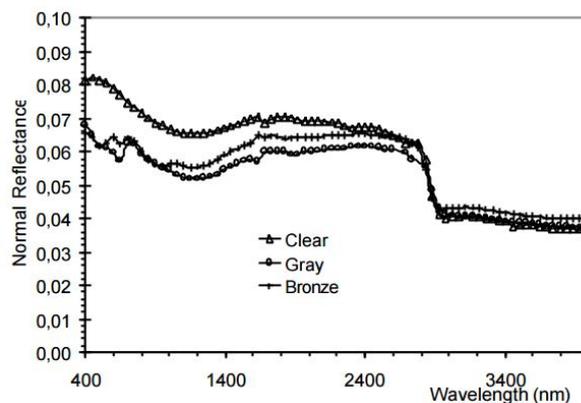
Nicolau e Maluf (2001) apresentam em seu estudo o comportamento da luz ao entrar em contato com o vidro comercial. A figura 3.4 ilustra os resultados para vidros de 3 diferentes cores: transparente, cinza e bronze. O vidro usado no coletor solar é transparente e como observa-se no gráfico 14(b) abaixo, este possui alta transmissividade para pequenos comprimentos de onda, o contrário do que acontece com o aumento do comprimento de onda. Logo para comprimentos de onda superiores à 2900nm o vidro tem característica "opaca", pois sua transmissividade cai de aproximadamente 0,8 para 0,2.

A mudança de característica também está presente na absortividade, como mostrado na figura 14(a), em que seu valor cresce com o aumento do comprimento de onda, subindo de 0,15 para 0,9 para comprimento de onda superior à 3000nm.



(a) Absortividade do vidro

(b) Transmissividade do vidro



(c) Refletividade do vidro

Figura 3.14: Curvas de absortividade e transmissividade do vidro para diferentes comprimentos de onda. (NICOLAU; MALUF, 2001) - modificado.

Esses comportamentos apresentados pelo vidro são de extrema importância para o projeto, pois primeiramente os raios solares concentrados são transmitidos através do vidro para as células fotovoltaicas com um comprimento de onda pequeno, logo cerca de 80% dos raios chegam às células. Após as células solares converterem a energia solar em elétrica, o restante da energia é dissipada na célula e é radiada para o ambiente externo, porém com um comprimento de onda superior à 3000nm, logo a maior parte dessa energia é absorvida pelo vidro e não é transmitida para o ambiente externo. Esse fenômeno é conhecido como efeito estufa.

Modelo Matemático

O sistema termofotovoltaico estudado recebe radiação solar, \dot{q}_{sun} [W/m^2], ao longo do dia e somente pequena fração dessa energia é convertida em energia elétrica nas células fotovoltaicas, com isso a conversão em energia térmica é elevada.

Inicialmente adotou-se um modelo simplificado para estudar o problema de transferência de calor no coletor solar, Modelo 1 - figura 4.1, e depois adotou-se um segundo modelo, Modelo 2 - figura 4.2, mais refinado para aproximar os resultados calculados com os obtidos experimentalmente.

Balço de energia

Modelo 1

No primeiro modelo, figura 4.1, adotou-se que apenas a radiação solar direta $\dot{Q}_{sun,conc}$, concentrada pelos espelhos, atinge o coletor solar, sendo então transmitida através do vidro para as células. A troca de calor nas células se dá com o meio externo por convecção natural, $\dot{Q}_{conv,g}$, e por radiação, $\dot{Q}_{rad,g}$, e também por convecção forçada com o fluido que escoar por dentro do duto, $\dot{Q}_{conv,df}$. Devido ao aumento de temperatura do fluido, uma pequena fração da energia é dissipada através de convecção natural, $\dot{Q}_{conv,w}$ na superfície da madeira, a radiação, $\dot{Q}_{rad,w}$ é desprezada neste caso.

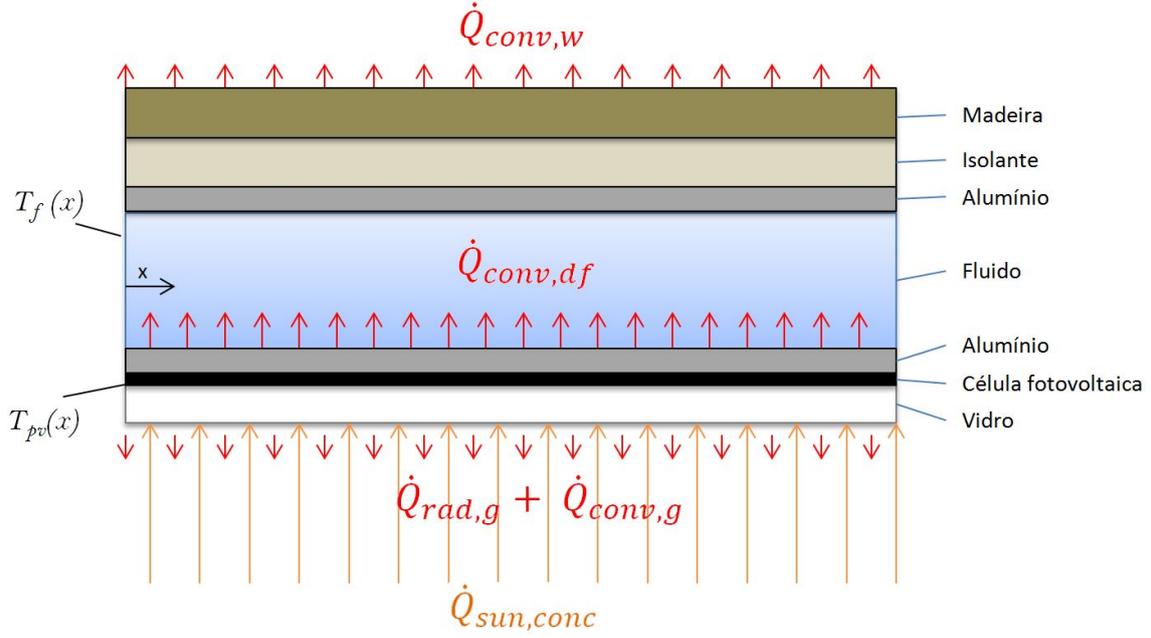


Figura 4.1: Transferência de calor no Modelo 1 do receptor solar.

A radiação solar direta, $\dot{Q}_{sun,conc}$ [W/m^2], que chega às células fotovoltaicas para ser convertida em energia elétrica depende da quantidade de espelhos, $N_{espelho}$, da refletividade dos espelhos, ψ_m , e também da área da superfície do espelho, $A_{espelho}$, sendo essa área igual a área da superfície do vidro.

A transmissividade do vidro, τ_g , é também de grande relevância, pois permite a entrada de luz no sistema, sendo uma fração refletida de volta para o meio externo e o restante é dissipado no vidro como energia térmica, \dot{Q}_α .

A energia que chega entra no sistema, $\dot{Q}_{sistema}$ [W], para ser convertida em energia elétrica e térmica é dada como:

$$\dot{Q}_{sistema} = \dot{Q}_{sun,conc} \psi_m N_{espelho} A_{espelho} \alpha_{PV} (\tau_g + \alpha_g) \quad (4.1)$$

sendo α_{PV} a absorvidade da célula fotovoltaica, cerca de 92%, logo 8% é refletido de volta para o ambiente externo. porém a energia que é transmitida para as células, \dot{Q}_τ , após os raios passarem pelo vidro é dada como:

$$\dot{Q}_\tau = \dot{Q}_{sun,conc} \psi_m N_{espelho} A_{espelho} \tau_g \quad (4.2)$$

em que a energia dissipada por absorvidade vale $\dot{Q}_\alpha = \dot{Q}_{sistema} - \dot{Q}_\tau$ [W].

Após a energia chegar as células somente uma pequena parcela é convertida em energia elétrica $\eta_e = 22\%$, segundo o fabricante, a uma temperatura de $25^\circ C$. Porém essa eficiência varia ao longo do concentrador, pois cada célula apresenta uma temperatura superficial diferente, apresentando assim uma eficiência diferente. A energia térmica que

é absorvida no concentrador solar, $\dot{Q}_{t\acute{e}rmica}$ [W], é dada como a soma da energia dissipada pelas células e a energia dissipada no vidro, Q_{α} :

$$\dot{Q}_{t\acute{e}rmica}(x) = \dot{Q}_{\tau}(1 - \eta_e(x)) + \dot{Q}_{\alpha} \quad (4.3)$$

Nesse modelo, o balanço de energia é dividido em duas partes, a primeira em que a energia térmica, $\dot{Q}_{t\acute{e}rmica}$, é transferida para o meio externo e para o fluido, e a segunda em que é feito o balanço de energia do fluido, \dot{Q}_{fluido} .

Uma fração da energia térmica é transmitida para o interior do absorvedor por condução no vidro, $\dot{Q}_{cond,g}$, e no duto, $\dot{Q}_{cond,d}$, e depois será absorvida pelo fluido por convecção, $\dot{Q}_{conv,df}$, com a finalidade de resfriar a célula, visando manter sua eficiência elétrica elevada.

O restante flui para o ambiente externo por convecção natural, $\dot{Q}_{conv,g}$, e radiação, $\dot{Q}_{rad,g}$. A equação abaixo, 4.4, mostra o balanço térmico para a energia térmica.

$$\dot{Q}_{t\acute{e}rmica} = \dot{Q}_{cond,g} + \dot{Q}_{cond,d} + \dot{Q}_{conv,df} + \dot{Q}_{rad,g} + \dot{Q}_{conv,g} \quad (4.4)$$

A energia de convecção externa, $\dot{Q}_{conv,g}$, e a energia de condução no vidro, \dot{Q}_{vidro}^c , e no duto, \dot{Q}_{cond}^d , são simplificadas através da razão da resistência térmica R1 4.8 e da diferença de temperaturas $T_{PV} - T_{\infty}$.

$$\dot{Q}_{t\acute{e}rmica} = \dot{Q}_{conv}^i + \dot{Q}_{rad} + \frac{T_{PV} - T_{\infty}}{R1} \quad (4.5)$$

em que T_{PV} é a temperatura da célula e T_{∞} a temperatura do meio externo.

O fluido escoia por dentro do coletor solar e absorve parte do calor, resfriando assim o sistema. A energia que o fluido absorve, $\dot{Q}_{fluido}(x)$, em cada seção x é dada como:

$$\dot{Q}_{fluido}(x) = \dot{m}C_p\Delta T \quad (4.6)$$

em que \dot{m} é a vazão mássica do fluido [kg/s] e C_p o calor específico do fluido [J/kg°C].

Parte dessa energia térmica que o fluido absorve por convecção forçada, $\dot{Q}_{conv,df}$, é transmitida para a parede do isolante, sendo então dissipado para o meio externo por condução e depois por convecção natural, $\dot{Q}_{conv,w}$. Simplificando a troca de calor entre o fluido e o ambiente externo como resistência térmica, R2, temos que o balanço de energia do fluido vale:

$$\dot{Q}_{fluido}(x) = \dot{Q}_{conv,fd} - \frac{T_{PV} - T_{\infty}}{R2} \quad (4.7)$$

Modelo 2

Já no segundo modelo, figura 4.2, considera-se que além da radiação solar direta, $\dot{Q}_{sun,conc}$, a radiação solar difusa, que é refletida pelo solo, também atinge as células fotovoltaicas, $\dot{Q}_{sun,s}$. Considera-se também que a superfície da madeira recebe radiação solar global, pois encontra-se exposta ao meio externo. Acrescenta-se também a troca de calor por radiação entre as paredes do duto.

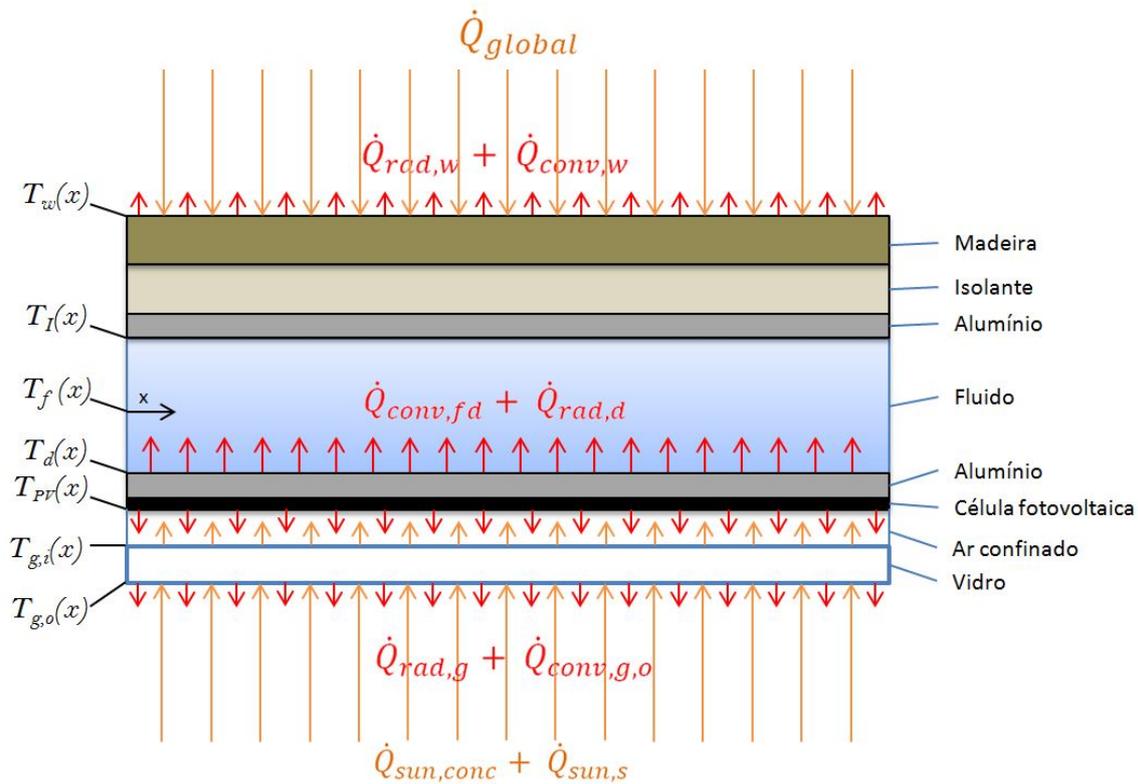


Figura 4.2: Transferência de calor no Modelo 2 do receptor solar.

Nesse modelo, 4.2 , retirou-se o contato entre a superfície do vidro e das células de modo que a transferência de calor entre essas superfícies se dá por convecção natural em espaço confinado, $\dot{Q}_{conv,conf}$, e também por radiação, $\dot{Q}_{rad,PV}$.

Para facilitar o entendimento da transferência de calor, os materiais utilizados são analisados separadamente.

- Balanço térmico na célula fotovoltaica

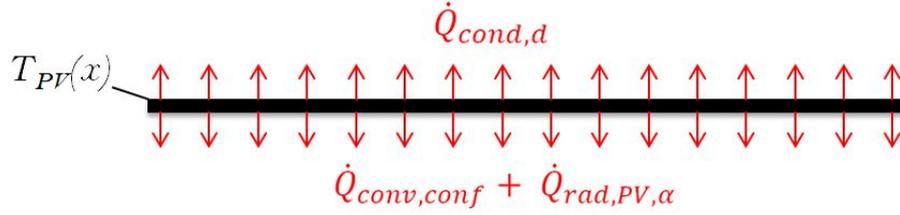


Figura 4.3: Balanço térmico na célula fotovoltaica.

A radiação solar que chega à superfície do vidro, sendo então transmitida para a célula, é composta da soma da radiação solar concentrada pelo espelhos, $\dot{Q}_{sun,conc}$, da radiação solar refletida pela superfície do solo, $\dot{Q}_{sun,s}$.

Os raios solares chegam às células fotovoltaicas para serem convertidos em energia elétrica, porém grande fração dessa energia é dissipada nas células, \dot{Q}_{joule} , elevando assim a sua temperatura, T_{PV} .

$$\dot{Q}_{joule} = (\psi_m n G_b + \psi_s G_{global}) [\tau_g A_g (1 - \eta_{PV})] \alpha_{PV} \quad (4.8)$$

A energia térmica, \dot{Q}_{joule} , é transmitida por convecção natural $\dot{Q}_{conv,conf}$, e por radiação, $\dot{Q}_{rad,PV}$, para o vidro; e por condução, $\dot{Q}_{cond,d}$, para o duto. Somente uma fração da radiação será absorvida pelo vidro, pois por ser um material transparente, a absorvidade depende do comprimento de onda, que nesse caso vale $\alpha_{g,IR}$ por ser radiação infravermelha, comprimento de onda superior a da luz solar.

$$\dot{Q}_{cond,d} + \dot{Q}_{conv,conf} + \dot{Q}_{rad,PV} - \dot{Q}_{rad,g,i} = \dot{Q}_{joule} \quad (4.9)$$

$$\dot{Q}_{cond,d} + \dot{Q}_{conv,conf} + \dot{Q}_{rad,PV} = \dot{Q}_{joule} \quad (4.10)$$

- Balanço térmico no vidro

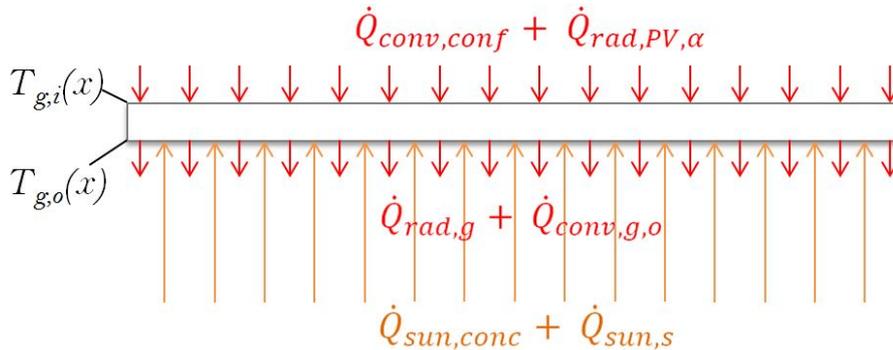


Figura 4.4: Balanço térmico no vidro.

Antes de chegar às células fotovoltaicas, uma pequena fração da radiação solar é absorvida no vidro devido à sua absorvidade α_g . Depois de aquecer o vidro, a energia é transmitida para o meio externo por convecção, $\dot{Q}_{conv,g}$, e por radiação, $\dot{Q}_{rad,g,o}$, como ilustra a figura 4.4. A radiação emitida pela célula fotovoltaica também é absorvida pelo vidro, porém depende da absorvidade do vidro, $\alpha_{g,IR}$, para radiação infravermelha.

$$\dot{Q}_{sun,conc} + \dot{Q}_{sun,s} + \dot{Q}_{rad,PV\alpha} + \dot{Q}_{conv,conf} - \dot{Q}_{conv,g} - \dot{Q}_{rad,g,o} = 0 \quad (4.11)$$

em que $\dot{Q}_{rad,soil}$ é a radiação que o solo emite para a superfície do vidro e $\dot{Q}_{rad,g,i}$ a radiação que a superfície interna do vidro emite para a célula fotovoltaica.

O vidro, por possuir condutividade térmica baixa, cerca de $1,4 [W/m.K]$, provoca um salto de temperatura entre as superfícies, devido a sua alta resistência térmica, dificultando assim transferência de calor por condução. Com isso o segundo balanço de energia para o vidro pode ser obtido como:

$$\dot{Q}_{cond,g} = \dot{Q}_{conv,conf} + \dot{Q}_{rad_{PV,\alpha}} \quad (4.12)$$

- Balanço térmico na face inferior do duto

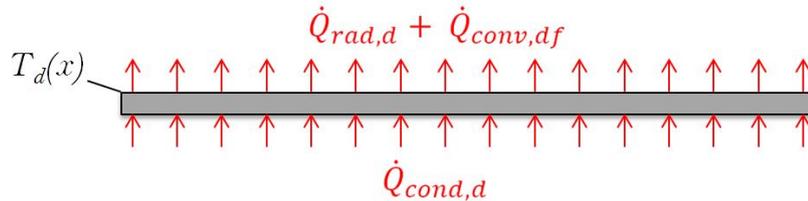


Figura 4.5: Balanço térmico na face inferior do duto.

A energia térmica transmitida por condução para o duto, $\dot{Q}_{cond,d}$, é depois transmitida para o fluido por convecção, $\dot{Q}_{conv,df}$, e para a parede superior do duto por radiação, $\dot{Q}_{rad,d}$.

$$\dot{Q}_{cond,d} = \dot{Q}_{conv,df} + \dot{Q}_{rad,d} \quad (4.13)$$

- Balanço térmico no fluido de trabalho

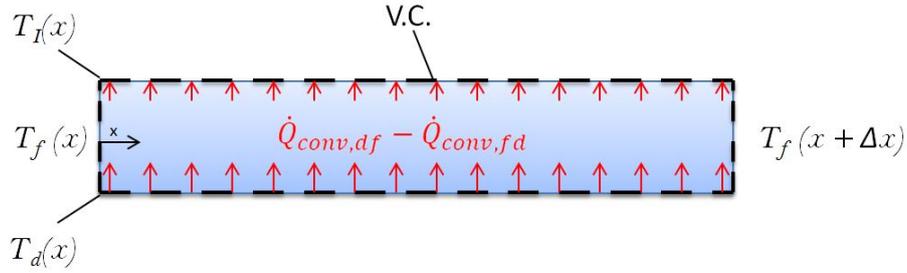


Figura 4.6: Volume de controle para balanço de energia no fluido de trabalho.

A temperatura do fluido altera-se ao longo do sistema, pois vai resfriando as células. Uma fração mínima é transmitida para o material isolante por convecção $\dot{Q}_{conv,f,d}$.

$$\dot{Q}_{fluido}(x) = \dot{m}C_p\Delta T = \dot{Q}_{conv,bf} - \dot{Q}_{conv,f,d} \quad (4.14)$$

- Balanço térmico no isolante

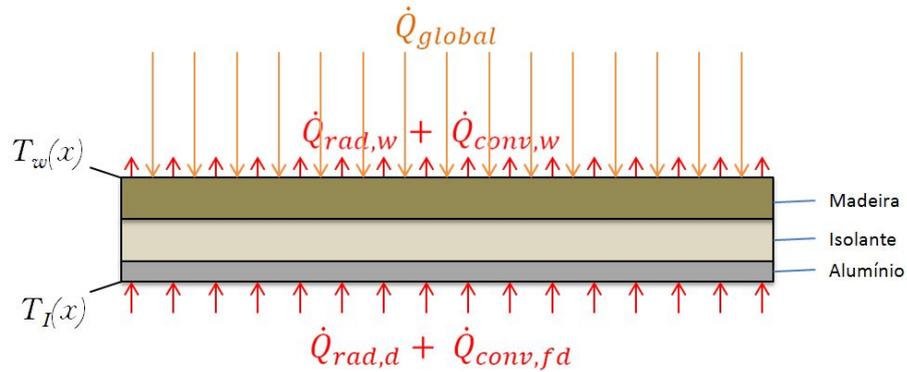


Figura 4.7: Balanço térmico no isolante.

A energia que chega à parede superior do duto, é transmitida por condução, $\dot{Q}_{cond,i}$ para a superfície externa da madeira, sendo assim dissipada para o meio externo por convecção natural, $\dot{Q}_{conv,w}$, e por radiação, $\dot{Q}_{rad,w}$. A superfície externa do coletor recebe radiação solar global, \dot{Q}_{global} e também a radiação emitida pelo céu, \dot{Q}_{sky} . O balanço de energia é dado como:

$$\dot{Q}_{sky} + \dot{Q}_{global} - \dot{Q}_{conv,w} - \dot{Q}_{rad,w} = -\dot{Q}_{cond,i} \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_{global} - \dot{Q}_{conv,w} - \dot{Q}_{rad,w} = -\dot{Q}_{cond,i} \quad (4.16)$$

A presença do material isolante provoca um salto de temperatura, devido a transferência de calor por condução. Com isso o segundo balanço de energia para as camadas de materiais vale:

$$\dot{Q}_{rad,d} + \dot{Q}_{conv,fd} + \dot{Q}_{sky} + \dot{Q}_{global} - \dot{Q}_{conv,w} - \dot{Q}_{rad,w} = 0 \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_{rad,d} + \dot{Q}_{conv,fd} + \dot{Q}_{global} - \dot{Q}_{conv,w} - \dot{Q}_{rad,w} = 0 \quad (4.18)$$

Transferência de calor

Como já citado neste capítulo, a transferência de calor entre nos modelos estudados se dá por condução, radiação e convecção.

Condução

A energia térmica presente nas células fotovoltaicas é transmitida para o vidro e para o duto por condução devido ao contato entre as duas superfícies e pela diferença de temperatura. O mesmo ocorre na superfície superior do duto que transfere a energia interna do sistema por condução através do isolante e da madeira para o ambiente externo. A taxa de calor transmitida por condução, \dot{Q}_{cond} [W], é dada pela lei de Fourier (HOLMAN, 1983, p. 2).

$$\dot{Q}_{cond} = -\frac{kA\Delta T}{e} \quad (4.19)$$

em que e é a espessura do material [m], k a condutividade térmica [W/mK], A a área superficial [m^2] e ΔT a diferença de temperatura entre as paredes do material [K].

No estudo, a área superior do duto, A_r , e a área superior da madeira, A_w , possuem valores diferentes, porém no estudo foi considerado que a condução ocorre de maneira linear. Com isso, apenas o material e a espessura variam.

No caso do vidro e da face inferior do duto a área é a mesma que a da célula fotovoltaica, usando assim a área do vidro como base A_g .

Radiação

O coletor solar apresenta temperatura de trabalho mais elevada que a do ambiente, com isso parte de sua energia é dissipada para o meio externo na forma de radiação por conta dessa diferença de temperatura. A Lei de Stefan-Boltzmann estabelece que a energia

radiada é proporcional a emissividade do material ϵ , a área em contato com o meio externo e a quarta potência da temperatura da superfície T. (HOLMAN, 1983, p. 14).

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon\sigma AT^4 \quad (4.20)$$

em que σ é a constante de Stefan-Boltzmann [$Wm^{-2}K^{-4}$], A é a área superficial do corpo.

A transferência de calor por radiação se dá pela diferença entre a radiação emitida do corpo quente pela radiação emitida pelo corpo mais frio.

Na superfície inferior do coletor, a transferência de calor por radiação ocorre entre a superfície externa do vidro, $\dot{Q}_{rad,g,o}$ e o solo $\dot{Q}_{rad,soil}$. No modelo 2, devido a presença de ar confinado, a radiação flui entre a célula fotovoltaica, $\dot{Q}_{rad,pv}$ e a superfície interna do vidro $\dot{Q}_{g,i}$.

Já na superfície superior do coletor, a troca de calor por radiação se dá entre a superfície da madeira, $\dot{Q}_{rad,w}$, e o céu, \dot{Q}_{sky} , pois a atmosfera emite ondas de radiação com comprimento entre $5\mu m$ e $100\mu m$ em todas as direções (ADELARD et al., 1998). Como a radiação emitida pelo céu é concentrada em aproximadamente na mesma região espectral que a superfície da madeira, é razoável assumir $\alpha_{sky} \approx \epsilon_w$ (YUNUS et al., 2003).

Garde (1997) obteve uma aproximação para a temperatura T_{sky} sendo $T_{sky} = T_a - 6$, em que T_a é a temperatura de ar seco do local. Adelard et al. (1998) realizou um estudo com diferentes aproximações para T_{sky} e concluiu que o modelo proposto por Garde (1997) resulta na melhor aproximação.

Por conta da diferença de temperatura das superfícies do duto, sendo a superfície inferior com a de maior temperatura, por estar em contato com a célula fotovoltaica, ocorre também transferência de calor por radiação dentro do duto, $\dot{Q}_{rad,d}$. Nesse caso, a área inferior A_g é diferente da área superior A_I , com isso a radiação é regida pela seguinte equação (YUNUS et al., 2003):

$$\dot{Q}_{rad,d} = \frac{\sigma}{\frac{1-\epsilon_d}{\epsilon_d A_g} + \frac{1}{A_g} + \frac{1-\epsilon_d}{\epsilon_d A_I}} (T_d^4 - T_I^4) \quad (4.21)$$

Devido à geometria simplificada do sistema foi considerado também que o fator de forma do concentrador estudado é igual a 1, com isso a geometria não interfere significativamente no valor da radiação.

Convecção

Outra forma de dissipação do calor presente no concentrador solar é por convecção, tanto externamente quanto internamente. Na convecção externa a troca de calor ocorre

com o meio ambiente e na convecção interna com o fluido que está sendo utilizado para resfriar o sistema.

A lei de resfriamento de Newton diz que a taxa de perda de calor de um sistema para o meio externo é proporcional à diferença de temperaturas entre o sistema e o meio (HOLMAN, 1983).

$$\dot{Q}_{conv} = hA\Delta T \quad (4.22)$$

em que h é o coeficiente de transferência de calor [W/m^2K], A é a área do sistema [m^2] que está em contato com o meio em que a troca de calor ocorre e ΔT a diferença de temperatura entre os meios [K]. Em condições climáticas com temperaturas muito frias, a troca de calor por convecção torna-se mais significativa.

A principal dificuldade no estudo de convecção é encontrar na literatura uma aproximação do coeficiente de transferência de calor, h , para a geometria usada bem como para o fluido. Na grande maioria das vezes encontra-se na literatura aproximações para o número de Nusselt médio, Nu , e a partir dele pode-se obter o coeficiente h (INCROPERA; DEWITT, 2008, p. 577):

$$h = \frac{Nu_L k}{L} \quad (4.23)$$

sendo k a condutividade térmica do fluido [W/mK] e L o comprimento da seção do material [m] que encontra-se em contato com o fluido.

Convecção externa

Externamente a dissipação de energia pode ocorrer de forma natural, com a ausência de ventos ou com ventos de baixíssima intensidade, ou de forma forçada com ventos de média ou alta intensidade.

A convecção natural no coletor solar ocorre tanto na superfície inferior do vidro, quanto na superfície superior da madeira, assim como na lateral. As flutuações presentes no ar devido ao aquecimento do mesmo são caracterizadas pelo número de Grashof, Gr_L , (MACGREGOR; EMERY, 1969).

$$Gr_L = \frac{g\beta_{ar}(T - T_\infty)L^3}{\nu_{ar}^2} \quad (4.24)$$

em que g [m/s^2] é a aceleração da gravidade, L é o perímetro [m] da seção do material em contato com o meio externo, β_{ar} é o coeficiente de expansão térmica, $T - T_\infty$ a diferença de temperatura entre a parede aquecida, T [K], e a temperatura do ambiente T_∞ [K], e ν_{ar} a viscosidade cinética do ar [m/s^2].

O número de Rayleigh, Ra_L , é definido como o produto entre o número de Grashof Gr_δ e o número de Prandtl (BEJAN; KRAUS, 2003, p. 567):

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (4.25)$$

sendo o escoamento laminar caracterizado para $10^3 < Ra < 10^9$, a região de transição para o escoamento turbulento $10^9 < Ra < 10^{12}$ e escoamento turbulento para valores superiores (BEJAN; KRAUS, 2003).

O número de Nusselt pode ser obtido a partir de uma relação com o número de Rayleigh e também com o número de Prandtl. Na superfície vertical aquecida (madeira), Nusselt vale (INCROPERA; DEWITT, 2008, p. 573):

$$Nu_L = \left[0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{ar}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (4.26)$$

Na superfície horizontal, existem dois casos a serem considerados: a superfície superior aquecida (madeira) e a superfícies inferior aquecida (vidro). No caso da superfície superior aquecida o valor de Nu_L vale (INCROPERA; DEWITT, 2008, p. 577):

$$\begin{aligned} Nu_L &= 0,54 Ra_L^{1/4} & 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7 \\ Nu_L &= 0,15 Ra_L^{1/3} & 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11} \end{aligned} \quad (4.27)$$

Já para a superfície inferior aquecida (INCROPERA; DEWITT, 2008, p. 577):

$$Nu_L = 0,27 Ra_L^{1/4} \quad 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10} \quad (4.28)$$

McAdams (1954) sugere utilizar o comprimento característico L_c no cálculo do número de Rayleigh da convecção natural, diminuindo assim a margem de erro.

$$L_c = \frac{A}{P} \quad (4.29)$$

sendo A a área superficial e P o perímetro.

Já na presença de ventos com intensidade elevada a convecção é dada de maneira forçada, aumentando a transferência de calor entre o material e o meio externo.

Devido à dificuldade em obter precisamente o coeficiente de convecção externa média, h_m^e , por conta da mudança de direção que o vento sopra, Duffie e Beckman (1991)

sugerem utilizar a seguinte expressão simplificada para obter um valor aproximado da constante de convecção externa.

$$h_{conv}^e = 5,67 + 3,86u_\infty \quad (4.30)$$

sendo u_∞ a velocidade de escoamento do vento [m/s].

Assim como todas as aproximações baseadas em estudos experimentais a presença de erro é alta, porém para um primeiro estudo a aproximação da equação 4.30 é válida.

Em situações reais a presença de convecção natural e forçada podem ocorrer simultaneamente, com isso deve-se analisar qual o tipo de escoamento é predominante e assim tomar as devidas considerações. Para escoamento em que $(Gr/Re^2 \ll 1)$ a convecção natural é desprezível e quando $(Gr/Re^2 \gg 1)$ a convecção forçada pode ser desprezada. Para escoamentos em que $(Gr/Re^2 \approx 1)$ ocorre o regime de convecção natural e forçada, sendo assim considerado um sistema misto. (INCROPERA; DEWITT, 2008, p. 373).

O número de Nusselt combinado para escoamento transversal envolvendo placa horizontal é obtido pela seguinte expressão (INCROPERA; DEWITT, 2008, p. 374):

$$Nu_{conv}^e = (Nu_L^{3,5} + Nu_{for}^{3,5})^{1/3,5} \quad (4.31)$$

Convecção interna

Diferente da troca de calor com o meio externo, a troca de calor nesse caso ocorre em regime fechado e de seção retangular, o que dificulta o seu estudo, pois a distribuição do escoamento não é uniforme, como ocorre em tubos circulares.

A grande maioria dos estudos de transferência de calor por convecção em regimes fechados foram feitos para seções circulares e são encontrados nas mais diversas literaturas. Para auxiliar os estudos, Nikuradse (1930) sugere a utilização do diâmetro hidráulico, uma aproximação de uma seção não circular para uma seção circular, e é dado como:

$$D_h = \frac{4A_t}{P} = \frac{4L_1L_2}{2(L_1 + L_2)} = \frac{2L_1L_2}{L_1 + L_2} \quad (4.32)$$

sendo A_t a área da seção retangular do duto [m^2] e P o perímetro molhado.

O número de Reynolds para o escoamento interno depende do diâmetro hidráulico, D_h , (BEJAN; KRAUS, 2003), sendo assim obtido como:

$$Re_i = \frac{u_m D_h}{\nu} \quad (4.33)$$

em que u_m é a velocidade do fluido [m/s] e ν é a viscosidade cinemática do fluido [m^2/s]. O escoamento é considerado laminar para $Re_i < 2000$, para valores superiores o escoamento pode ser caracterizado como turbulento (BEJAN; KRAUS, 2003, p. 403).

A grande dificuldade nesse estudo é determinar o número de Nusselt médio, Nu_{conv}^i , para então definir a constante de convecção interna do fluido, h_{conv}^i , sabendo assim qual a taxa de energia que o fluido consegue absorver do sistema.

Primeiramente será feito um estudo utilizando o ar, porém devido a "pobre" propriedade do ar em absorver calor, deve-se aumentar a área molhada do sistema, área entre o fluido e a superfície resfriada. Para um escoamento turbulento e com número de Nusselt fixado, o coeficiente de transferência de calor da água é cerca de 50 vezes maior que o do ar. (GOSWAMI; KREITH; KREIDER, 2000, p. 110)

Em um coletor solar de seção retangular resfriado a ar, o número de Nusselt pode ser calculado para uma superfície lisa de acordo com (MALIK; BUELOW, 1976a; MALIK; BUELOW, 1976b):

$$Nu_{conv}^i = \frac{0.0192 Re_i^{3/4} Pr_{ar}}{1 + 1.22 Re_i^{-1/8} (Pr_{ar} - 2)} \quad (4.34)$$

em que as propriedades do ar, número de Prandtl do ar, Pr_{ar} , e o coeficiente de condutividade térmica, k_{ar} , são obtidos a partir da temperatura média de filme, ou seja, a média da temperatura de entrada do concentrador e da temperatura de saída. O número de Reynolds 4.33 e o coeficiente convectivo são calculados baseado no perímetro da seção retangular do duto, sendo o coeficiente de convecção médio para a seção retangular (GOSWAMI; KREITH; KREIDER, 2000):

$$h_{conv}^i = \frac{Nu_{conv}^i k_{ar}}{D_h} \quad (4.35)$$

Se a superfície interna do duto for rugosa, o número de Nusselt encontrado deve ser multiplicado pelo fator de atrito f (GOSWAMI; KREITH; KREIDER, 2000, p. 110):

$$f = 0,079 * Re_i^{-1/4} \quad (4.36)$$

Na região entre a célula e o vidro, o ar encontra-se confinado e a troca de calor entre as superfícies se dá por convecção e radiação. Hollands, Raithby e Konicek (1975) realiza um estudo experimental de convecção natural em regime confinado entre duas placas horizontais, sendo a superfície inferior aquecida, e obtêm o número de Nusselt médio aproximado para $Ra > 1708$:

$$Nu_{conf} = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_\delta} \right] + \left[\left(\frac{Ra_\delta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (4.37)$$

Já para a água por apresentar um coeficiente de condutividade térmica superior ao do ar, sua utilização é estudada como uma solução viável para o resfriamento do concentrador solar, porém deve-se tomar o devido cuidado com a temperatura de trabalho, evitando assim sua evaporação.

Devido a baixa vazão de água no sistema para maximizar a absorção de calor presente nas células, como ocorre em coletores solares, o escoamento apresenta convecção natural e convecção forçada em regime de escoamento laminar.

A convecção natural apresentada dentro do duto pode ser aproximada para um sistema confinado. As flutuações presentes no fluido são caracterizadas pelo número de Grashof, Gr_δ , (MACGREGOR; EMERY, 1969).

$$Gr_\delta = \frac{g^* \beta_{agua} (T_d - T_I) \delta^3}{\nu_{agua}^2} \quad (4.38)$$

em que a aceleração da gravidade, g , é corrigida pela inclinação θ do sistema, $g^* = g \cos(\theta)$, δ é a altura do duto [m], β_{agua} é o coeficiente de expansão térmica, $T_d - T_I$ a diferença de temperatura entre a parede aquecida T_w e a parede superior T_{w2} [K], e ν_{agua} a viscosidade cinética da água [m/s^2].

O número de Nusselt para convecção natural em regime confinado depende do valor do número de Rayleigh para escoamento laminar $10^4 < Ra < 10^7$ e da razão entre o comprimento do duto, L , pela altura do duto, δ , $10 < L/\delta < 40$ (MACGREGOR; EMERY, 1969):

$$Nu_\delta = 0.42 (Gr_\delta Pr_w)^{1/4} Pr_w^{0.012} \left(\frac{L}{\delta} \right)^{-0.30} \quad (4.39)$$

Para escoamento laminar com número de Rayleigh $10^6 < Ra < 10^9$ e $1 < L/\delta < 40$ (MACGREGOR; EMERY, 1969):

$$Nu_\delta = 0,046 Ra^{1/3} \quad (4.40)$$

No duto estudado, apenas uma das faces apresenta fluxo de calor, sendo a outra isolada. Em dutos que apresentam escoamento laminar e uma das paredes isoladas, o número de Nusselt pode ser simplificado como uma constante (BEJAN; KRAUS, 2003, p. 403) :

$$Nu_{for} = 5,385 \quad (4.41)$$

Sendo assim o número de Nusselt também calculado de maneira combinada, como citada anteriormente no caso da convecção externa.

$$Nu_{conv}^i = (Nu_\delta^{3,5} + Nu_{for}^{3,5})^{1/3,5} \quad (4.42)$$

Resistências térmicas

Assim como em circuitos elétricos, pode-se considerar a dificuldade em transferir calor como uma resistência térmica, R [K/W], sendo diretamente proporcional a diferença de temperatura, ΔT [K], e indiretamente proporcional ao fluxo de calor, \dot{Q} [K], (INCROPERA; DEWITT, 2008, p. 64).

$$R = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} \quad (4.43)$$

Pela lei de Fourier 4.19, a resistência térmica de condução pode ser obtida pela razão entre a espessura do material e $[m]$ e o produto da condutividade térmica do material, k [W/mK], e sua área, A [m^2], (INCROPERA; DEWITT, 2008, p. 64).

$$R_{cond} = \frac{e}{kA} \quad (4.44)$$

De maneira similar, a resistência convectiva pode ser obtida pela lei de resfriamento de Newton 4.22, sendo indiretamente proporcional pelo produto do coeficiente convectivo do fluido, h [W/m^2K], e a área de contato, A [m^2], (INCROPERA; DEWITT, 2008, p. 64).

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (4.45)$$

Assim como em circuitos elétricos, a resistência equivalente, R_{eq} , pode ser calculada como a soma das resistências, R_i , (INCROPERA; DEWITT, 2008, p. 64).

$$R_{eq} = \sum_0^i R_i \quad (4.46)$$

Modelo 1

A resistência térmica, R_1 , entre o meio externo e a parede da célula fotovoltaica é dada pela soma da resistência de convecção externa, $R_{conv,g}$, com a resistência térmica do vidro, R_{cond}^g , e do duto, R_{cond}^d ,



Figura 4.8: Resistência térmica R_1

$$R_1 = R_{conv,g} + R_{cond,g} + R_{cond,d} \quad (4.47)$$

A resistência térmica, R_2 , entre fluido e o meio externo é obtida pela soma da resistência de convecção interna do fluido, $R_{conv,f}$, as resistências de condução do isolante, $R_{cond,i}$ e da madeira, $R_{cond,w}$, e de convecção externa, $R_{conv,w}$.

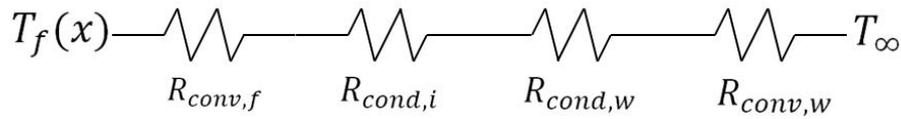


Figura 4.9: Resistência térmica R_2

$$R_2 = R_{conv,f} + R_{cond,i} + R_{cond,w} + R_{conv,w} \quad (4.48)$$

Modelo 2

Assim como no Modelo 1, utiliza-se a resistência térmica de condução entre as superfícies do duto e da madeira.



Figura 4.10: Resistência térmica R_3

$$R_3 = R_{cond,d} + R_{cond,i} + R_{cond,w} \quad (4.49)$$

No segundo modelo foi estudado também o contato entre a superfície da célula fotovoltaica e o duto de alumínio e entre a célula e o vidro. Devido à rugosidade dos materiais a presença de ar entre os materiais deve ser considerada, pois diminui o fluxo de calor devido a baixa condutividade térmica do ar.

Reddy, Chikkanna e Gowd (2012) recomendam a utilização de graxas ou finas folhas metálicas para diminuir a presença de gases entre as superfícies de contato. Por conta da produção da energia elétrica na célula fotovoltaica, conduzindo assim eletricidade, o material usado entre a célula fotovoltaica e o duto de alumínio não pode ser eletricamente condutivo, porém deve conduzir energia térmica. No mercado existem pastas térmicas que realizam esse papel de maneira satisfatória e com condutividade térmica de aproximadamente $0,4W/mK$. Apesar de ser um valor muito inferior ao do alumínio, $207W/mK$, a pasta tem condutividade térmica mais elevada que o ar. Considerando uma espessura de 1mm da pasta térmica, a resistência de contato entre a célula fotovoltaica e o duto, $h_{pv,d}$, vale $400 W/m^2K$.

Devido a problemas com pressão que o vidro exercia na célula, pressionando os pontos de solda no duto, retirou-se o contato entre a superfície do vidro e da célula, tendo assim a presença de ar confinado.

Temperatura dos materiais e do fluido

Substituindo as equações de condução, convecção e radiação nos balanços de energia para cada Modelo estudado, obteve-se o balanço térmico em função das temperaturas dos materiais e da posição do coletor.

Modelo 1

Substituindo as equações 4.22 e 4.20 em 4.5, tem-se as temperaturas das células, T_{PV} , podem ser obtidas pela fórmula 4.50. Como a temperatura varia para cada posição x do receptor solar, devido ao resfriamento realizado pelo fluido, é calculado a temperatura superficial das células, $T_{PV}(x)$, ao longo da posição x no receptor.

$$\epsilon\sigma T_{PV}^4(x) + \left(\frac{1}{R_1 A_g(x)} + h_{conv}^i \right) T_{PV}(x) - \left[h_{conv}^i T_f(x) + \epsilon\sigma T_\infty^4 + \frac{T_\infty}{R_1 A_g(x)} + \frac{\dot{Q}_{t\u00e9rmica}(x)}{A_g(x)} \right] = 0 \quad (4.50)$$

sendo a temperatura do fluido, $T_f(x)$, a energia térmica, $\dot{Q}_{t\u00e9rmica}(x)$, e a área superficial, $A_g(x)$, também dependentes da posição x . Como as propriedades do fluido variam muito pouco entre a entrada e saída do duto, suas propriedades são consideradas constantes.

Similarmente, substituindo as equações 4.22 e 4.6 em 4.7, obtem-se a equação 4.51:

$$T_{f,o} = T_{f,i} + \frac{1}{\dot{m}C_p} \left[h_{df} A_g T_{PV} - \left(h_{df} A_g + \frac{1}{R_2} \right) T_f + \frac{T_\infty}{R_2} \right] \quad (4.51)$$

em que $T_{f,o}$ é a temperatura do fluido na saída do coletor e $T_{f,i}$ na entrada do coletor.

Para entender o comportamento da variação da temperatura do fluido ao longo da posição x do coletor, a temperatura do fluido T_f é calculada da seguinte forma:

$$T_f(x+i) = T_f(x) + \frac{1}{\dot{m}C_p} \left[h_{df} A_g T_{PV}(x) - \left(h_{df} A_g + \frac{1}{R_2} \right) T_f(x) + \frac{T_\infty}{R_2} \right] \quad (4.52)$$

sendo o i a quantidade de passos que o *software* Matlab realiza durante o processo iterativo.

Modelo 2

O balanço de energia foi feito para cada material no Modelo 2 e obteve-se 7 equações e 7 diferentes temperaturas. As equações de cada balanço de energia foi adimensionalizada para facilitar o entendimento da influência de cada parâmetro de projeto nos valores de temperatura.

A temperatura adimensional, \tilde{T} , é dada como a razão entre a temperatura T com a temperatura ambiente T_∞ :

$$\tilde{T} = \frac{T}{T_\infty} \quad (4.53)$$

A razão entre a área da superfície do isolante, A_I , e a área do vidro, A_g , é dada como r_I , e r_w é a razão entre a área da superfície da madeira com a do vidro.

O número de Biot, Bi , é um parâmetro adimensional obtido através da razão entre o fluxo convectivo na superfície do sólido pelo fluxo condutivo do material analisado (CATCHPOLE; FULFORD, 1966):

$$Bi = \frac{h\delta}{k} \quad (4.54)$$

Segundo Hottel e Sarofim (1967), a razão entre o fluxo convectivo pelo fluxo radiativo é conhecida pelo parâmetro adimensional Hot , número de Hottel:

$$Hot = \frac{h}{\sigma T_\infty^3} \quad (4.55)$$

A razão entre a radiação solar, G , e σT_∞^4 foi considerada sendo Π_{sun}

$$\Pi_{sun} = \frac{G}{\sigma T_\infty^4} \quad (4.56)$$

O processo de adimensionalização das equações 4.57, 4.58, 4.59, 4.60, 4.61, 4.62 e 4.63, e também suas constantes encontram-se em Anexo.

- Balanço de energia correspondente à superfície externa do vidro:

$$\begin{aligned} \alpha_{IR} \varepsilon_{PV} \tilde{T}_{PV}^4(x) - \varepsilon_g \tilde{T}_{g,i}^4(x) - \varepsilon_g \tilde{T}_{g,o}^4(x) - Hot_{e,g} \tilde{T}_{g,o}(x) + Hot_{conf} \tilde{T}_{PV}(x) \\ - Hot_{conf} \tilde{T}_{g,i}(x) + \varepsilon_s \tilde{T}_s^4 + Hot_{e,g} + \alpha_g \psi_s \Pi_{sun}^d + \alpha_g \psi_M n \Pi_{sun}^b = 0 \end{aligned} \quad (4.57)$$

- Salto de temperatura entre as superfícies do vidro:

$$\varepsilon_g \tilde{T}_{g,i}^4(x) - \alpha_{IR} \varepsilon_{PV} \tilde{T}_{PV}^4(x) + \left(Hot_{conf} + \frac{Hot_{e,g}}{Bi_g} \right) \tilde{T}_{g,i} - \frac{Hot_{e,g}}{Bi_g} \tilde{T}_{g,o}(x) - Hot_{conf} \tilde{T}_{PV}(x) = 0 \quad (4.58)$$

- Balanço de energia correspondente à célula fotovoltaica:

$$\varepsilon_{PV} \tilde{T}_{PV}^4(x) - \varepsilon_g \tilde{T}_{g,i}^4(x) + \left[\frac{Hot_{e,g}}{Bi_{PV,d}} + Hot_{conf} - (\psi_m n \Pi_{sun}^b + \psi_s \Pi_{sun}^d) \tau_g \alpha_{PV} \eta_{ref} \beta_{ref} T_\infty \right] \tilde{T}_{PV}(x) - Hot_{conf} \tilde{T}_{g,i}(x) - \frac{Hot_{e,g}}{Bi_{PV,d}} \tilde{T}_d(x) - \tau_g \alpha_{PV} (\psi_m n \Pi_{sun}^b + \psi_s \Pi_{sun}^d) (1 - \eta_{ref} - \eta_{ref} \beta_{ref} T_{ref}) = 0 \quad (4.59)$$

- Balanço de energia correspondente ao duto:

$$\frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \tilde{T}_d^4(x) - \frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \tilde{T}_I^4(x) + \left(Hot_{i,f} + \frac{Hot_{e,g}}{Bi_{PV,d}} \right) \tilde{T}_d(x) - \frac{Hot_{e,g}}{Bi_{PV,d}} \tilde{T}_{PV}(x) - Hot_{i,f} \tilde{T}_f(x) = 0 \quad (4.60)$$

- Balanço de energia correspondente ao fluido:

$$\frac{d\tilde{T}_f}{d\tilde{x}} = \tilde{T}_d(\tilde{x}) - [1 + r_I] \tilde{T}_f(\tilde{x}) + r_I \tilde{T}_I(\tilde{x}) \quad (4.61)$$

- Balanço de energia correspondente à superfície externa da madeira:

$$\frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \tilde{T}_d^4(x) - \frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \tilde{T}_I^4(x) - r_w \varepsilon_w \tilde{T}_w^4(x) - r_I Hot_{i,f} \tilde{T}_I(x) - r_w Hot_{e,w} \tilde{T}_w(x) + r_I Hot_{i,f} \tilde{T}_f(x) + r_w Hot_{e,w} + r_w \alpha_{sky} \tilde{T}_{sky}^4 + r_w \alpha_w \Pi_{sun}^g = 0 \quad (4.62)$$

- Salto de temperatura entre a parede interna do duto e a externa da madeira:

$$\varepsilon_w \tilde{T}_w^4(x) + \left(Hot_{e,w} + \frac{r_I}{r_w} \frac{Hot_{e,w}}{Bi_I} \right) \tilde{T}_w(x) - \frac{r_I}{r_w} \frac{Hot_{e,w}}{Bi_I} \tilde{T}_I(x) - Hot_{e,w} - \alpha_{sky} \tilde{T}_{sky}^4 - \alpha_w \Pi_{sun}^g = 0 \quad (4.63)$$

Eficiência

A eficiência térmica do fluido no receptor para cada posição x , $\eta_t(x)$, é dada como a razão da energia térmica que o fluido consegue absorver, $\dot{Q}_{fluido}(x)$, 4.6 pela energia disponível no sistema híbrido, $\dot{Q}_{sistema}(x)$, 4.1 :

$$\eta_t(x) = \frac{\dot{Q}_{fluido}(x)}{\dot{Q}_{sistema}(x)} \quad (4.64)$$

A eficiência η_{pv} 3.2 de cada células fotovoltaica é diretamente proporcional a variação da temperatura das células:

$$\eta_{pv}(x) = 0,22 - 0,000704 * (T_{PV}(x) - T_{ref}) \quad (4.65)$$

como parte da energia é dissipada no vidro antes de chegar nas células, a eficiência elétrica, η_e , da célula em relação a energia que entra no sistema é dada como:

$$\eta_e(x) = \frac{\eta_{pv}\dot{Q}_\tau}{\dot{Q}_{sistema}} \quad (4.66)$$

Com isso a eficiência do sistema, $\eta_{sistema}(x)$, que o coletor consegue operar, sendo a soma entre a eficiência elétrica, $\eta_e(x)$, 4.66 e a térmica, $\eta_t(x)$, 4.64, é dada por:

$$\eta_{sistema}(x) = \eta_e(x) + \eta_t(x) \quad (4.67)$$

A eficiência óptica, η_{opt} , do coletor é dada como:

$$\eta_{opt} = \psi_m \tau_g \alpha_{PV} \quad (4.68)$$

A eficiência geral do sistema híbrido, η_{geral} , é dada como o produto da eficiência do sistema pelas perdas de reflexão nos espelhos, ψ_m , e no vidro, ψ_g :

$$\eta_{geral}(x) = \psi_m \psi_g \eta_{sistema}(x) \quad (4.69)$$

Métodos Numéricos

Devido à dificuldade em obter um valor exato para as temperaturas de entrada e saída do fluido e todas as outras presentes no coletor solar, são utilizados neste trabalho os métodos numéricos para facilitar e agilizar os cálculos.

Como já foi citado anteriormente, o sistema de equações dos balanços de energia do Modelo 2 não tem linearidade, por conta da presença da radiação, já que a temperatura dos

materiais (vidro, madeira e alumínio) tem potência a 4. Por conta dessa característica, o sistema não pode ser resolvido de maneira linear, necessitando assim ser resolvido através de método numérico Newton-Raphson.

Tanto no Modelo 1, quanto no Modelo 2 o método numérico Newton-Raphson, proposto por Isaac Newton e Joseph-Raphson, é usado para determinar as raízes algébricas de equações não lineares através de interação linear. O método baseia-se na derivada das funções $f'(x)$ e existindo uma raiz do sistema próxima ao valor inicial arbitrado, o método irá convergir as raízes para a solução do problema, logo deve-se inicialmente estimar o x_n para começar o processo iterativo. O valor de x_{n+1} será obtido pela intercessão da reta tangente $f'(x_n)$ (ou seja, da derivada da função $f(x_n)$ com o eixo x (HOFFMAN; FRANKEL, 2001, p. 146-147).

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (4.70)$$

Portanto, a cada iteração realizada, o valor de x_{n+1} aproxima-se da raiz da função $f(x)$.

Adotando um critério de parada no processo iterativo, adota-se que a diferença entre x_n e x_{n+1} não deve exceder o valor do erro considerado.

$$|x_{n+1} - x_n| \leq \text{erro} \quad (4.71)$$

sendo o erro adotado na ordem de 10^{-8} , garantido assim a precisão dos resultados.

No sistema de equações estudado, as funções dependem de mais de uma variável $f_n(T_{g,o}, T_{g,i}, T_{pV}, T_d, T_I, T_w)$, logo foram usadas 6 funções com 6 incógnitas, ou seja, cada função para cada balanço de energia.

No modelo 1, optou-se em discretizar a equação do fluido, calculando de forma mais simples os valores da temperatura do fluido, T_f . O único valor conhecido neste caso é o valor da temperatura de entrada do fluido, $T_{f,i}$, e a partir deste, calcula-se a temperatura T_{pV} na entrada do coletor pelo método numérico Newton-Raphson e em seguida calcula-se a temperatura do fluido para uma posição seguinte no coletor, assim como mostra a figura 4.11.

Já para o Modelo 2, a temperatura do fluido, T_f , por encontrar-se em uma equação diferencial, utilizou-se o método de Runge Kutta de 4 ordem para calcular o valor da temperatura do fluido para diferentes posições dentro do coletor solar.

O método de Runge Kutta de 4 ordem resolve também por processo iterativo, em que o primeiro "chute" inicial y_n é usado para calcular os valores de k_1, k_2, k_3 e k_4 , calculando assim o valor de y_{n+1} em seguida (VALLE, 2012).

$$y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \quad (4.72)$$

em que as constantes são calculadas por:

$$k_1 = hf(x_n, y_n)$$

$$k_2 = hf(x_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{1}{2}k_1)$$

$$k_3 = hf(x_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{1}{2}k_2)$$

$$k_4 = hf(x_n + h, y_n + k_3)$$

A temperatura de cada célula é diferente para cada posição do receptor solar, pois a temperatura do fluido, $T_f(x)$, também varia dentro do concentrador, pois está resfriando o sistema. Inicialmente só se sabe a temperatura de entrada do fluido no receptor, $T_f(0) = T_\infty$, e a partir dela obtêm-se a temperatura da 1ª célula pelo método de Newton-Raphson e logo em seguida é calculado a temperatura do fluido para a posição 2 (segunda célula) pelo método Runge Kutta e assim sucessivamente, como ilustrada a figura 4.11. Através da combinação dos dois métodos, pode-se calcular a temperatura de qualquer material ou fluido para qualquer posição x do coletor solar.

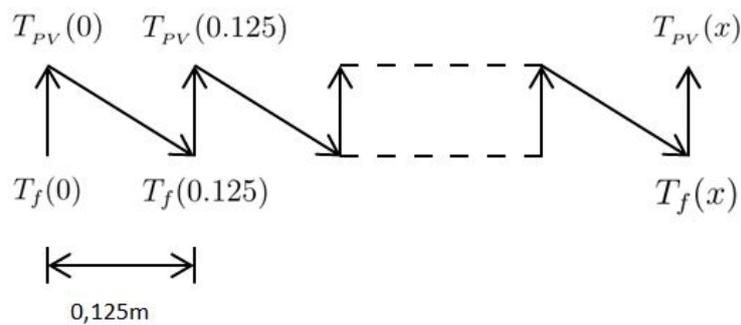


Figura 4.11: Modelo esquemático do método de discretização aplicado.

Lembrando que cada célula tem 125mm de largura, logo cada ponto no processo iterativo é feito variando esse comprimento. Como o concentrador tem 1,5m de comprimento, será determinado a temperatura da célula e do fluido para as 12 diferentes posições.

Instrumentação e Sistema de Aquisição de Dados

Para caracterizar a bancada do coletor solar e avaliar o seu desempenho é necessário mensurar os parâmetros relevantes do projeto e também garantir que a instrumentação utilizada está calibrada propriamente. Os parâmetros relevantes no projeto foram:

- Temperatura: Ambiente, no solo, no vidro, na célula fotovoltaica, nas paredes inferior e superior do duto, na madeira e no fluido(entrada e saída do coletor).
- Vazão: Vazão de ar que escoar dentro do duto de alumínio.
- Pressão: Diferença de pressão dentro da Placa de Orifício.
- Amperagem: Amperagem que sai das células fotovoltaicas.
- Voltagem: Diferença de potencial elétrica das células fotovoltaicas.
- Radiação: A radiação global local no decorrer do experimento.
- Inclinação: A inclinação de cada espelho.

Um sistema de aquisição de dados foi desenvolvido para realizar a leitura dos parâmetros citados e seus dados foram coletados tanto manualmente quanto por rotinas desenvolvidas no programa *Arduino* ou armazenadas no *Data Logger*. Além de tabelas, também foram criados gráficos com os resultados obtidos para facilitar o entendimento. A figura a seguir ilustra a bancada feita pelo aluno Caio Cavalcante usada para receber e armazenar os dados experimentais. Para mais informações a respeito da instrumentação usada para a aquisição de dados, o seu Trabalho de Graduação deve ser consultado.



Figura 5.1: Bancada usada para receber os dados enviados pelos sensores presentes no concentrador solar.

Os ensaios, tanto de ajustes quanto de calibrações dos equipamentos foram feitos em conjunto com o aluno Caio Cavalcante.

Medição de Temperatura

Para as medidas de temperatura foram utilizados termopares do tipo J do fabricante Baed Automação e que operam entre 0 e 500 °C, com uma resolução de 0,2°C (CAVALCANTE, 2016).

Medição de Vazão

A Placa de Orifício utilizada consiste de um disco com um orifício central e com duas tomadas de pressão, uma jusante e outra a montante do disco, como é ilustrado na figura 5.2. O ar escoar por dentro da tubulação e cria um diferencial de pressão, sendo proporcional ao quadrado da vazão. Com a leitura correta e calibrada da pressão, pode-se mensurar e controlar a vazão do fluido.

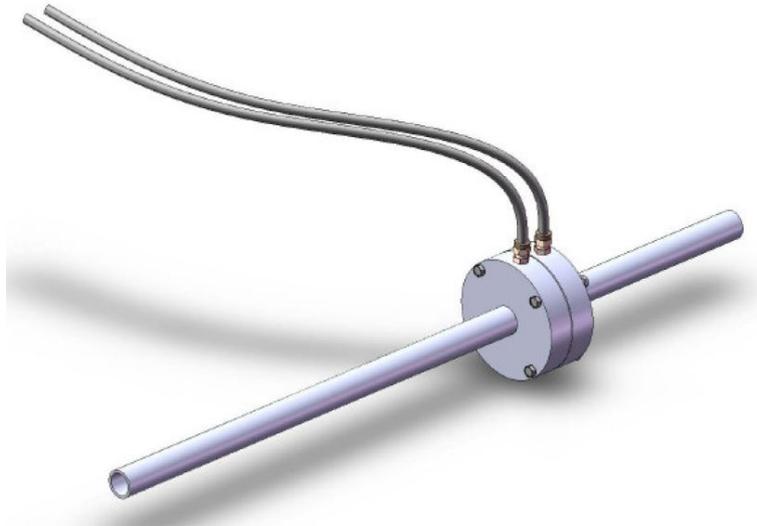


Figura 5.2: Placa de Orifício com tomada de pressão do tipo "Corner Taps" (FERREIRA, 2007).

Ferreira (2007) realizou um estudo em uma câmara de combustão e além de utilizar, também calibrou a Placa de Orifício, a mesma usada nesse Projeto. Por esse motivo, as curvas de vazão pela variação da pressão dentro da placa de orifício foram feitas seguindo os mesmos moldes.

Além de aplicar a equação da continuidade e a equação de Bernoulli para estimar a vazão interna do fluido através do diferencial de pressão, deve-se também introduzir um coeficiente de descarga C e um fator de expansão isentrópica ε , assim como é citado na ISO 5167-1 (1991), isso deve-se ao fato que em escoamentos reais os valores encontrados devem ser corrigidos. De acordo com essa norma, a equação 5.1 abaixo estima a vazão que escoar dentro da placa de orifício.

$$Q_v = \frac{C}{\sqrt{(1 - \beta^4)}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta P \cdot \rho} \quad (5.1)$$

onde: $\beta = d/D$, D o diâmetro do tubo por onde escoar o fluido antes de chegar na placa de orifício [mm], d o diâmetro dentro da placa de orifício [mm], ΔP é a variação de pressão medida entre as placas [Pa] e ρ a densidade do ar [kg/m^3].

De acordo com a norma ISO 5167-1 (1991), a equação empírica para o cálculo de ε é obtida como:

$$\varepsilon = 1 - \left(0,351 + 0,256\beta^4 + 0,93\beta^8\right) \left[1 - (P_2/P_1)^{1/k}\right] \quad (5.2)$$

em que P_2 é a pressão a jusante e P_1 a montante da Placa.

Segundo MFC (2004), a equação de Reader-Harris Gallagher calcula o coeficiente de descarga C e é dada como:

$$\begin{aligned}
C = & 0.5961 + 0,0261\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521 \left(\frac{10^6\beta}{Re_D} \right)^{0,7} \\
& + (0,0188 + 0,0063A)\beta^{3,5} \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3} \\
& + (0,043 + 0,080e^{-10L_1} - 0,123e^{-7L_1})(1 - 0,11A) \frac{\beta^4}{1 - \beta} \\
& - 0,031(M_2 - 0,8M_2^{1,1})\beta^{1,3}
\end{aligned}$$

onde R_D é o número de Reynolds, A é função de β e Re_D , $A = \left(\frac{19000\beta}{Re_D} \right)^{0,8}$, e M_2 é função de β e L_2 , $M_2 = \frac{2L_2}{1-\beta}$.

A vazão foi calculada através do processo iterativo usando o software Matlab, rotina que encontra-se em anexo.

Segundo o desenho técnico presente no trabalho do [Ferreira \(2007\)](#) para a placa de orifício, as dimensões necessárias para o cálculo da vazão encontram-se na tabela 5.1 a seguir.

Tabela 5.1: Dimensões da placa de orifício necessárias

L1	400,0 mm
L2	200,0 mm
d	21,44 mm
D	45,44 mm

Medição de Pressão

O manômetro digital da marca *Dwyer*, modelo 477-1-FM, com intervalo de operação de 0 a 5 kPa e incerteza de medição de $\pm 0,5\%$ foi utilizado para ler a diferença de pressão diferencial na Placa de Orifício.

Com a finalidade de verificar os dados que o manômetro digital do medidor de vazão fornece, foi conectado o manômetro no tubo de Pitot do túnel de vento que encontra-se no bloco B da Universidade de Brasília. O túnel de vento encontrava-se calibrado e com um manômetro analógico acoplado. Variou-se a velocidade do ventilador e os valores de pressão do manômetro digital e analógico foram registrados. A seguinte curva representa a diferença de valores de pressão [mm c.a.] entre os aparelhos.

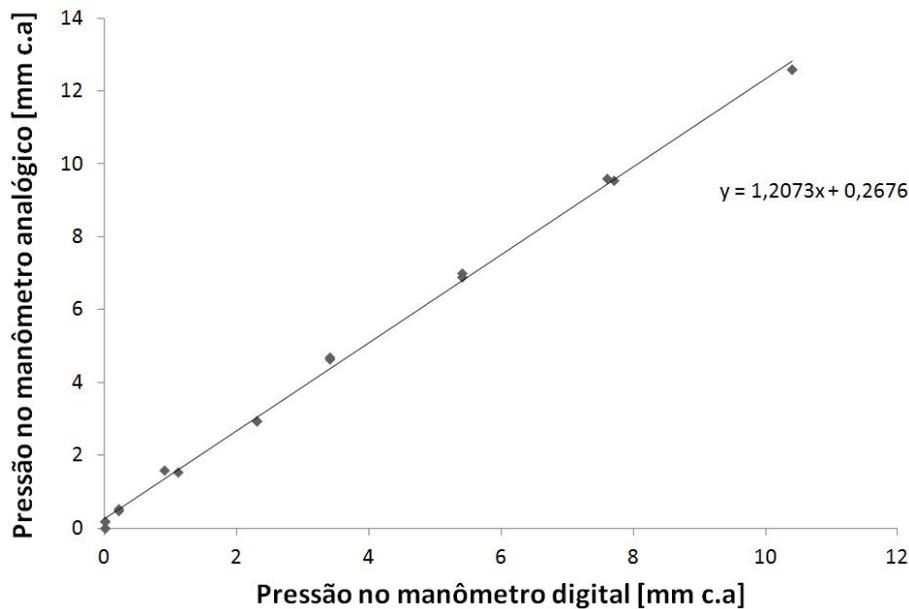


Figura 5.3: Gráfico representativo da diferença de pressão entre o manômetro digital e analógico.

A curva do gráfico 5.3 é representada por uma reta, o que indica que o manômetro digital está registrando valores com certa linearidade, porém com uma diferença considerável, pois a inclinação da reta é menor que 45° . Para obter o valor real de pressão do manômetro digital, deve-se utilizar a equação da reta presente no gráfico, em que o valor de x representa o valor do manômetro digital e y o do manômetro analógico ou o valor calibrado.

Em seguida foram realizados testes na placa de orifício em que variou-se a velocidade do ventilador e registrou-se a diferença de pressão, ΔP , [Pa] e através da equação 5.1 mediu-se a vazão mássica para cada condição. O gráfico a seguir 5.4 ilustra a variação da vazão mássica do fluido (ar) com o aumento da diferença de pressão, e sua equação relaciona essas duas variações.

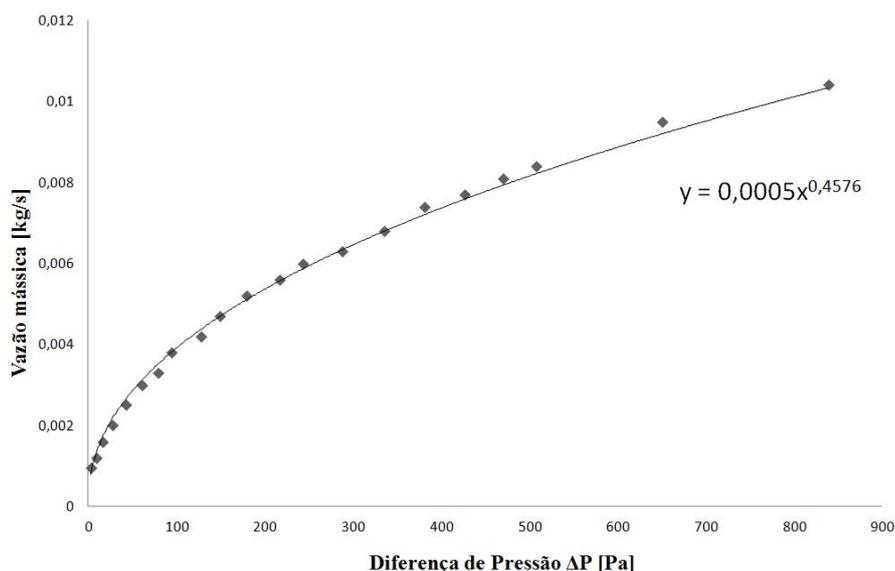


Figura 5.4: Gráfico representativo da diferença de pressão e a vazão mássica do ar.

Medição de Voltagem e Amperagem

Durante os ensaios com as células fotovoltaicas utilizou-se o Multímetro MAS830L da marca Mastech para medir a voltagem e amperagem. Nesses ensaios a célula foi testada para garantir o seu funcionamento.

Durante os ensaios com radiação concentrada no coletor, utilizou-se os sensores...e os dados foram coletados através do Dataloger, facilitando assim o registro dos dados.

Medição da Radiação Global

Durante os testes com as células fotovoltaica e também com o concentrador solar, utilizou-se dois piranômetros que encontravam-se no laboratório, ambos sem identificação, sabendo apenas que o sinal de saída é entre 0 e 25mV. Por esse motivo utilizou-se um terceiro piranômetro calibrado, modelo LI200X com faixa de operação entre 0 e 3000 W/m^2 e sensibilidade $0,2 kW/m^2/mV$, para estabelecer as curvas correspondentes para a radiação e também para corrigir o erro presente nos equipamentos.

Os ensaios foram realizados no dia 13/09/2016 entre as 10:00 e 13:00 horas, e com o céu claro e pouca presença de nuvens.

Os gráficos a seguir mostram as curvas que relacionam o piranômetro calibrado com o piranômetro 1 descalibrado, 5.5, e com o piranômetro 2 descalibrado, 5.6.

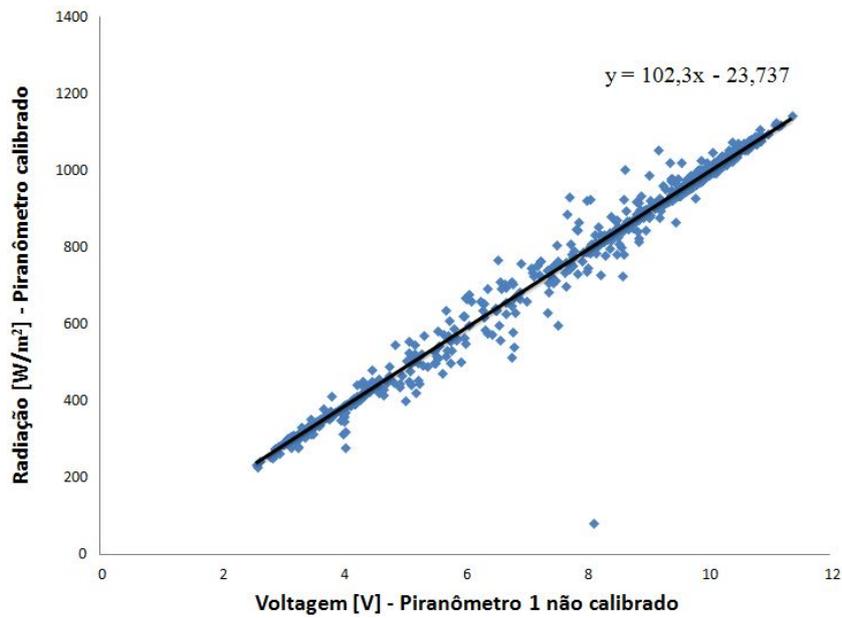


Figura 5.5: Gráfico da radiação no piranômetro calibrado [W/m^2] x piranometro 1 descalibrado [V]

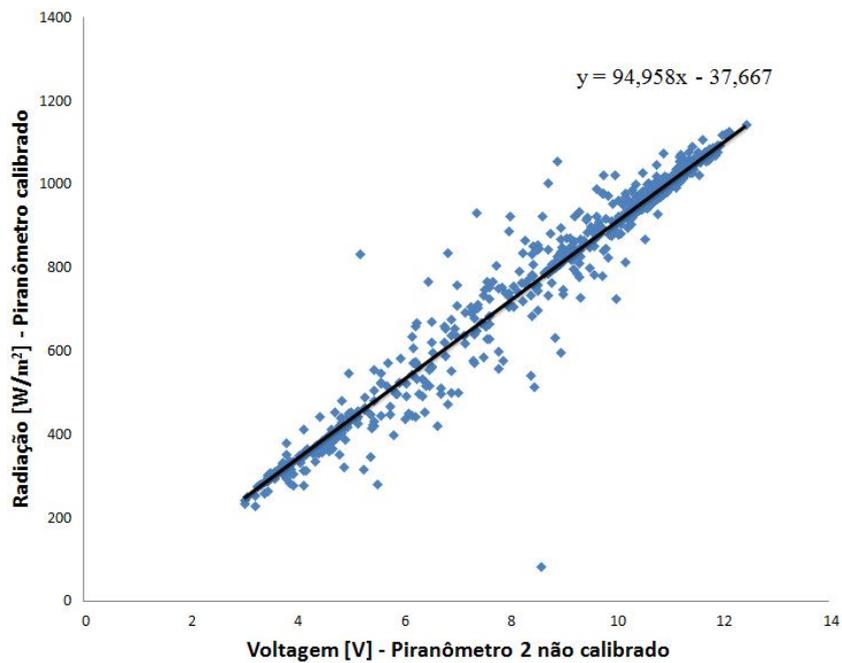


Figura 5.6: Gráfico da radiação no piranômetro calibrado [W/m^2] x piranometro 2 descalibrado [V]

Medição da Inclinação

Durante a calibragem dos espelhos utilizou-se um inclinômetro para posicionar cada espelho do protótipo de acordo com os valores calculados no Trabalho do aluno Caio Cavalcante (CAVALCANTE, 2016).

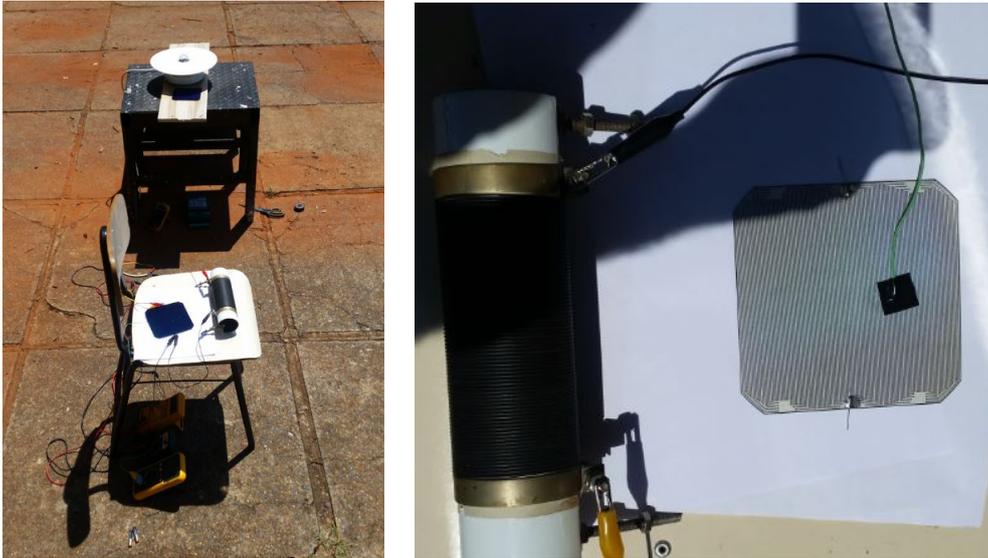
Procedimentos Experimentais

A bancada do coletor solar desenvolvida objetivou avaliar o desempenho das células fotovoltaicas em condições de concentração solar maior que 1000 W (1 sol) e também a eficiência do ar em absorver o calor que é dissipado pelas células no absorvedor. Desta forma, alguns parâmetros foram medidos e os instrumentos utilizados foram também calibrados, garantindo assim a confiabilidade nos dados apresentados.

Desempenho da célula fotovoltaica

A célula fotovoltaica, assim como já comentado no capítulo 4, perde eficiência elétrica com o aumento da temperatura. Com isso, mediu-se a temperatura superficial da célula, assim como a corrente [mA] e a voltagem [V] em um período de tempo, visando assim calcular a potência elétrica de saída da célula para temperatura superior à de laboratório, $25^{\circ}C$.

Utilizou-se nesse experimento um piranômetro, para medir a radiação local; 4 multímetros, para medir a corrente ou tensão de saída dos equipamentos; uma célula fotovoltaica; um termopar, para medir a temperatura superficial da célula; e um resistor de 3Ω . Na figura 1(a) nota-se os equipamentos em funcionamento e na figura 1(b) a posição em que o termopar foi preso à célula, em sua face inferior.



(a) Posicionamento do piranômetro e da célula fotovoltaica. (b) Posicionamento do termopar na célula fotovoltaica.

Figura 6.1: Medição de potencia da célula fotovoltaica.

Utilizou-se um resistor de 3Ω , pois a resistência da célula é muito pequena e desconhecida, e com o sistema elétrico ligado em série, anotou-se os valores de tensão e corrente a cada 1 minuto durante 1 hora.

Transmissividade do vidro

Assim como foi esclarecido no capítulo 4, o vidro possui transmissividade alta para comprimentos de onda pequenos, entre 400 e 3000 nm. Para estimar a transmissividade do vidro utilizado no Projeto, foi utilizado 2 Piranômetros calibrados para medir a radiação global local, sendo que um deles encontrava-se dentro de uma caixa revestida com tecido preto, para diminuir a reflexão dos raios na parede, e coberta com uma peça de vidro, assim como mostrado na figura 6.2.



(a) Posicionamento dos piranômetros



(b) Piranômetro posicionado dentro da caixa na ausência do vidro.



(c) Piranômetro posicionado dentro da caixa na presença do vidro.

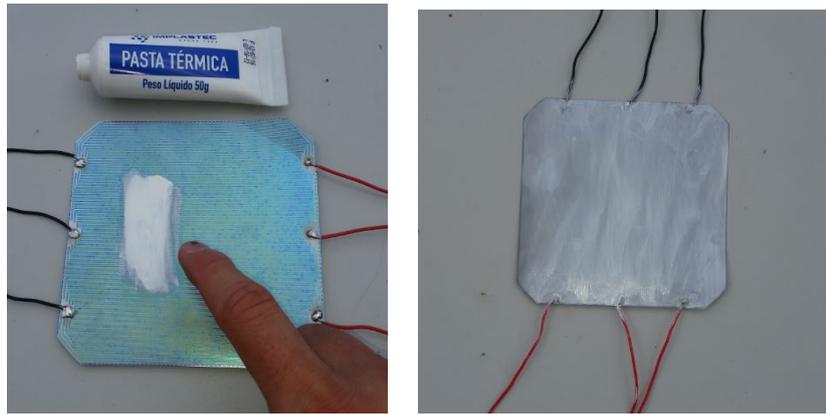
Figura 6.2: Medição da transmissividade do vidro.

O experimento foi realizado no dia 16 de setembro de 2016 e o céu estava praticamente limpo, pouquíssimas nuvens. Apesar do sol não movimentar-se exatamente acima dos Piranômetros, a presença da caixa não causou sombra no sensor do Piranômetro, logo os dados medidos não foram influenciados.

Teste de funcionamento da célula fotovoltaica com a aplicação de pasta térmica

A pasta térmica de silicone Implastec, utilizada para isolar eletricamente o duto de alumínio e as células fotovoltaicas, evitando assim o curto-circuito, foi testada para garantir a confiabilidade dos resultados de potência elétrica produzida no coletor solar. As informações a respeito da pasta estão no Anexo deste trabalho.

Primeiramente a pasta foi espalhada na face de baixo da célula, como é ilustrado nas figuras 3(a) e 3(b).

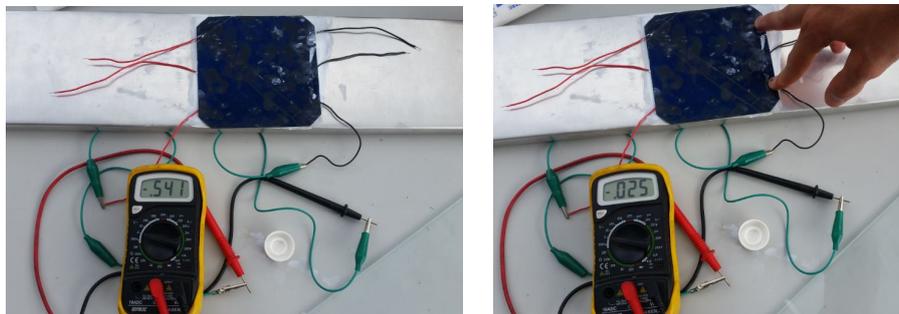


(a) Início da adição de pasta térmica

(b) Célula fotovoltaica com sua face inferior totalmente preenchida com pasta térmica

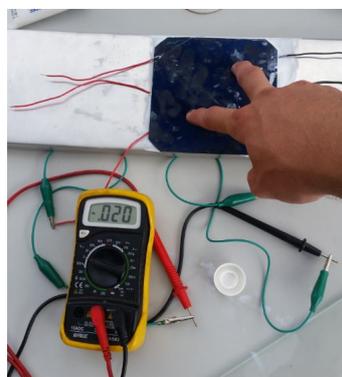
Figura 6.3: Adição de pasta térmica na face inferior da célula fotovoltaica

Em seguida a célula foi posicionada em cima do duto como mostra a figura 4(a) e com um multímetro mediu-se a voltagem, o valor de 0,541V indica que a célula está operando normalmente. Em seguida a célula foi pressionada tanto nos pontos de solda, figura 4(b), quanto no centro, figura 4(c), e em ambos os casos ocorreu o curto-circuito, como pode ser visto no multímetro.



(a) Célula fotovoltaica com pasta térmica e com ausência de pressão.

(b) Célula fotovoltaica com pasta térmica e com pressão nos pontos de solda.

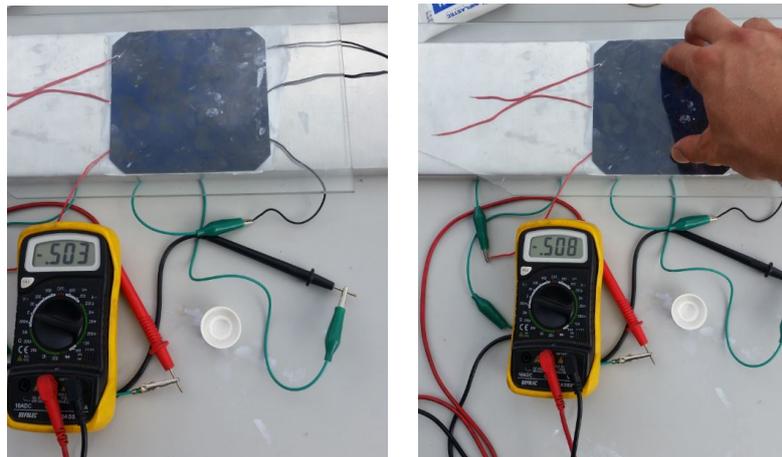


(c) Célula fotovoltaica com pasta térmica e com pressão no centro da célula.

Figura 6.4: Medição de voltagem da célula fotovoltaica em cima do duto de alumínio.

O curto-circuito ocorreu pois quando pressionada a pasta é deslocada para a lateral e a célula entra em contato novamente com o duto. Neste caso a pressão foi feita diretamente na célula, diferente de como acontece no coletor solar, em que a pressão no vidro é distribuída uniformemente nas células.

Para simular a pressão feita pelo vidro, primeiramente foi adicionado o vidro em cima da célula fotovoltaica, figura 5(a), e com os dedos pressionou-se o centro do vidro para distribuir a pressão de modo uniforme.



(a) Célula fotovoltaica com pasta térmica e em contato com o vidro na ausência de pressão externa. (b) Célula fotovoltaica com pasta térmica e em contato com o vidro na presença de pressão no centro do vidro.

Figura 6.5: Medição de voltagem da célula fotovoltaica entre o duto de alumínio e o vidro.

O valor registrado multímetro de 0,508V, figura 5(b), comprova que a célula continua operando normalmente com a presença de pressão, garantindo assim que a pressão feita pelo vidro não prejudica a passagem de corrente pelas células durante os ensaios feitos no coletor solar.

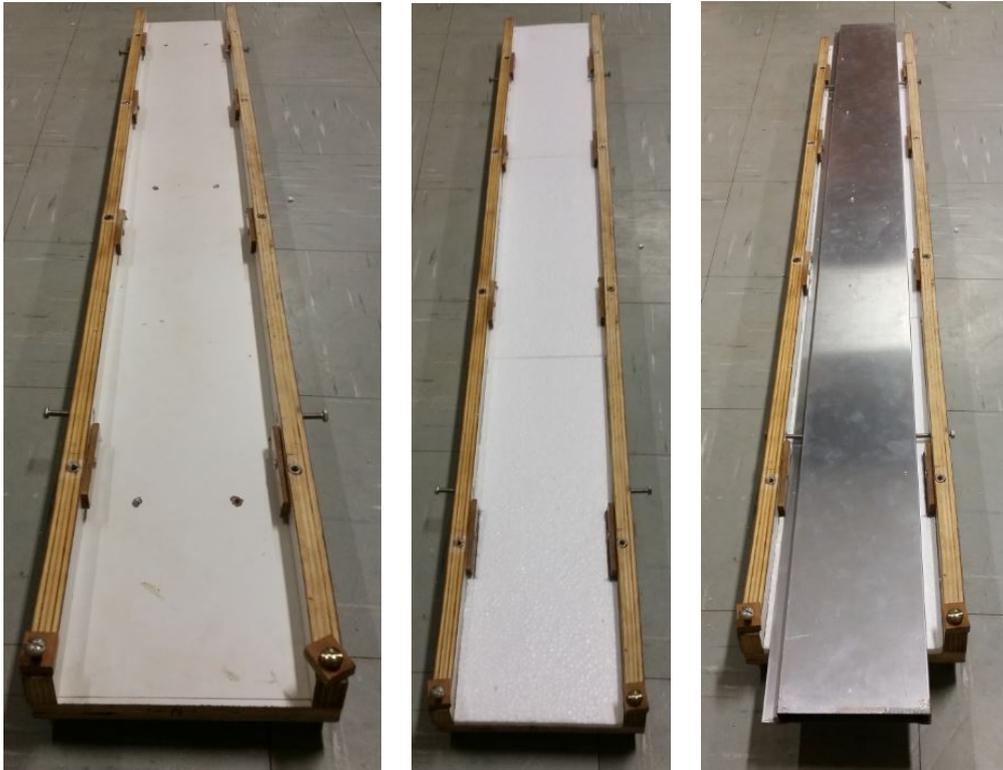
Eficiência do concentrador solar

Essa seção é dividida em 3 partes, a primeira em que explica-se sobre a montagem, a segunda a respeito dos ajustes feitos no sistema do concentrador solar e na terceira parte trata-se do funcionamento e da coleta de dados do concentrador solar em operação.

Montagem do coletor solar

Primeiramente iniciou-se a montagem do coletor solar. O suporte de madeira, figura 6(a), foi preenchido com Isopor[®] como ilustra a figura 6(b). Em seguida o duto de alumínio foi posicionado no centro do absorvedor, figura 6(c), com ajuda dos parafusos

localizados nas laterais do coletor. Um dos termopares usados para medir a temperatura da face superior externa do duto, foi posicionado entre o duto e o isopor e preso com fita isolante no alumínio.



(a) Suporte de madeira do coletor solar. (b) Preenchimento de Isopor^o no coletor solar. (c) Posicionamento do duto de alumínio dentro do coletor.

Figura 6.6: Montagem do coletor solar parte 1.

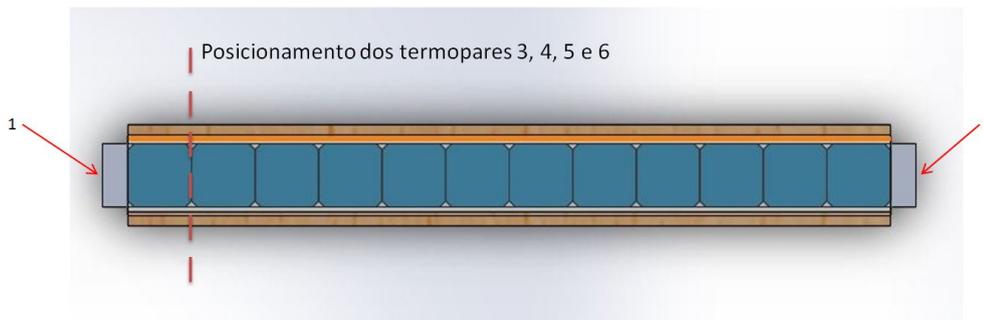
Assim que o duto estava centralizado, as laterais também foram preenchidas com Isopor^o. Por conta da fragilidade da célula fotovoltaica, a pasta térmica foi aplicada diretamente na face superior do duto, figura 7(a), e para finalizar as células foram posicionadas em cima da pasta térmica e vidro foi colocado em cima das células, figura 7(b).



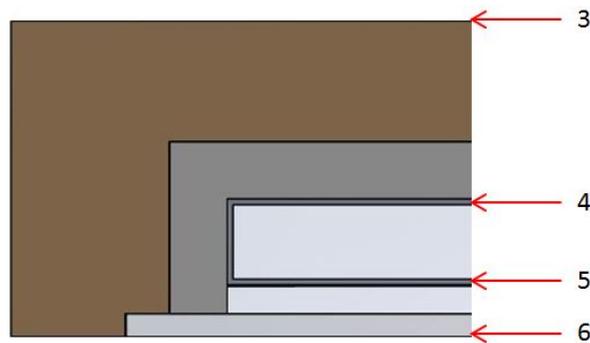
(a) Preenchimento de pasta térmica na superfície do duto de alumínio. (b) Posicionamento da célula fotovoltaica no coletor solar.

Figura 6.7: Montagem do coletor solar parte 2.

O posicionamento dos sensores de temperatura superficial usados no coletor solar podem ser visualizados nas figuras 8(a) e 8(b), e além desses também foram usados 2 termopares de fluido na entrada e saída do duto.



(a) Vista superior do coletor.



(b) Corte da vista frontal do coletor.

Figura 6.8: Posicionamento dos termopares.

Termopares usados no coletor solar:

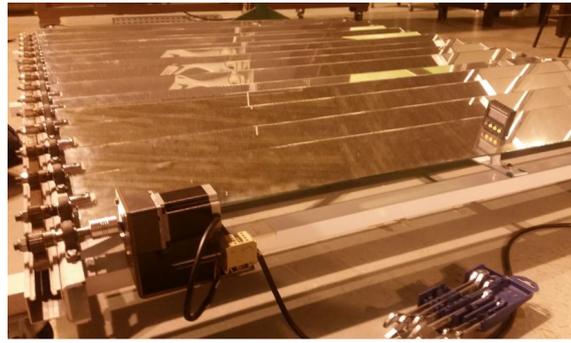
1. Medição de temperatura do fluido na entrada do coletor solar, $T_f(0)$;
2. Medição de temperatura do fluido na saída do coletor solar, $T_f(x)$;
3. Medição de temperatura na superfície externa da madeira, T_w ;
4. Medição de temperatura na superfície superior do duto, T_t ;
5. Medição de temperatura na superfície inferior do duto, T_d ;
6. Medição de temperatura na superfície externa do vidro, $T_{g,o}$.

Ajustes no concentrador solar

Inicialmente calibrou-se os espelhos com suas respectivas angulações, garantindo que com a movimentação da cremalheira, todos os raios solares que incidem nos espelhos são refletidos para as células fotovoltaicas. Nesses ajustes utilizou-se um inclinômetro, como é ilustrado na figura 9(a), que foi posicionado em cima dos espelhos, figura 9(b). Os espelhos também foram limpos antes dos experimentos, mantendo a sua refletividade alta.



(a) Inclinômetro usado para calibrar os espelhos.



(b) Calibração dos espelhos.

Figura 6.9: Ajuste de angulação dos espelhos.

O ventilador usado no projeto é conectado por um tubo à placa de orifício e depois ao coletor solar, e para evitar vazamento de ar, os componentes são presos com Silver Tape, como pode ser visto na figura 6.10.

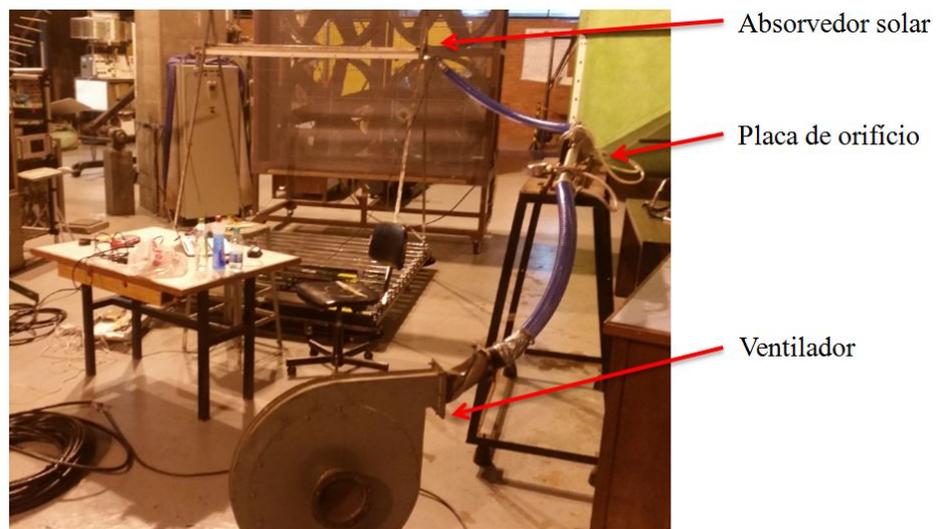


Figura 6.10: Pré-teste dos componentes do concentrador solar no bloco G, 07/08/2016.

Funcionamento do coletor solar

No dia 05/11/2016 foi realizado uma das tentativas com o coletor solar, o dia estava claro e com poucas nuvens no céu, condição favorável para o aproveitamento da radiação solar direta.

A posição do concentrador solar foi voltada para o Norte, com o auxílio de uma bússola, garantindo que o sol movimente por cima dos espelhos durante o experimento.

Além termopares fixados no coletor solar, também utiliza-se um termopar no solo, medindo assim a sua temperatura, T_s , durante os ensaios.

No primeiro teste realizado em 08/08/2016, optou-se em inclinar o concentrador para aumentar a área de incidência solar no absorvedor, como é ilustrado na figura 6.11



Figura 6.11: 1º teste dos componentes do concentrador solar, 08/08/2016.

Após os ajustes preliminares, ajustou-se a vazão do ar variando a frequência no inversor até atingir um valor aproximado de diferença de pressão na placa de orifício, obtendo assim a vazão de saída do ventilador.

Os dados de temperatura, velocidade do vento e radiação são enviados para o Datalogger presente na bancada experimental e a vazão do ar é obtida através da leitura da diferença de pressão no manômetro ligado a placa de orifício.

Visando provar que a bancada estava pronta para os ensaios experimentais, no dia 22/11/2016 realizou-se um teste de uma hora em condições climáticas não favorável, devido a presença de nuvens.

Utilizou-se apenas o coletor solar, como é ilustrado na figura 6.12, operando assim com a radiação global. Os termopares foram posicionados em diferentes pontos no coletor e suas medições de temperatura foram enviadas para a bancada experimental.



Figura 6.12: Teste da bancada experimental.

Com o objetivo de estimar a radiação difusa e com isso calcular aproximadamente a radiação direta, que seria refletida pelos espelhos em um ensaio completo, fixou-se um segundo piranômetro em um andaime e este foi coberto por uma peça de metal, figura 6.13, com o intuito de fazer sombra no sensor do piranômetro e assim medir a radiação difusa.



Figura 6.13: Teste de medição da radiação.

No dia 29/11/2016 realizou-se o último experimento do semestre e neste caso pôde-se concentrar a radiação solar no absorvedor através dos espelhos. Assim como no experimento anterior, posicionou-se os termopares na mesma posição para cada material, estimando assim a temperatura de saída. A vazão mássica do ventilador foi ajustada em $0,01\text{kg/s}$, valor usado nas simulações numéricas e medido na placa de orifício. A figura 6.14 ilustra como a bancada experimental foi posicionada em frente ao bloco G.

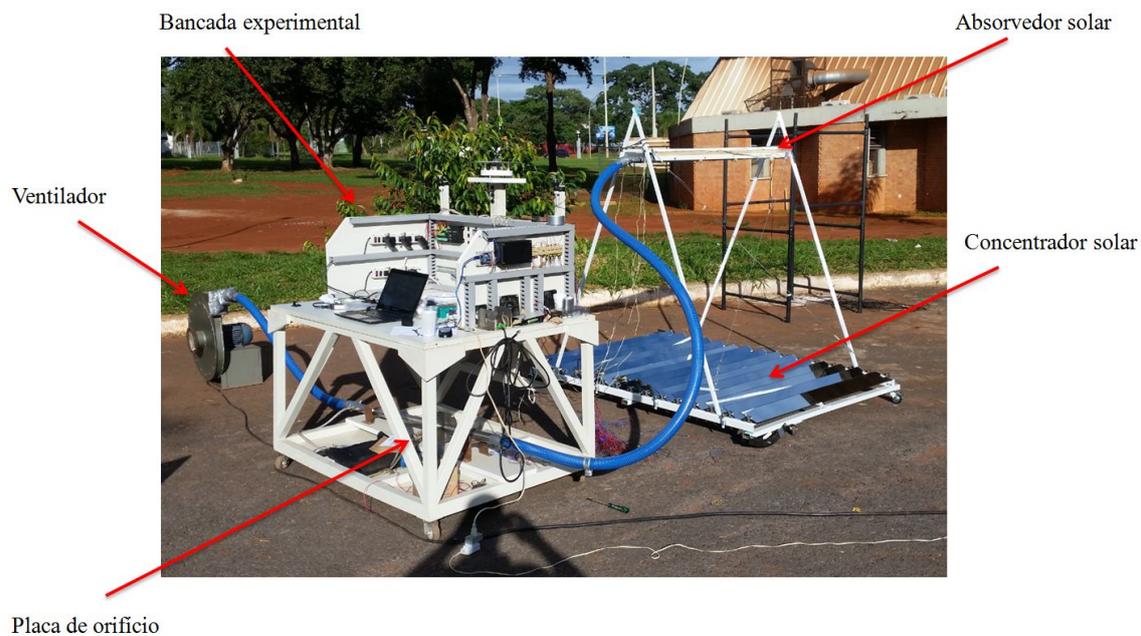


Figura 6.14: Bancada experimental completa.

A bancada é composta de um ventilador, uma placa de orifício, a bancada experimental feita pelo aluno Caio Cavalcante e o concentrador solar Fresnel com o absorvedor solar preso no topo. Assim como no dia 22/11/2016, também se mediu a radiação difusa, assim como mostra a figura 6.13.

Resultados

Neste capítulo os resultados numéricos e experimentais são exibidos em forma de tabelas e gráficos.

Resultados Numéricos

Para realizar os cálculos com mais precisão e em menor tempo, foi utilizado o *software* Matlab, em que foram consideradas algumas condições iniciais de problema e durante as iterações os resultados foram convergindo para um valor padrão.

Para simular um dia na cidade de Brasília foi considerado a temperatura local, T_∞ , igual a 293K; umidade relativa do ar de 50% e velocidade do vento no local, u_∞ , igual a 1 m/s; tendo assim menos influência da convecção externa e forçando o sistema a ser resfriado pelo fluido que escoar por dentro do receptor solar.

As dimensões do coletor solar usadas para calcular a temperatura das células fotovoltaicas e a temperatura do ar no receptor solar e suas respectivas eficiências são dadas na tabela 7.1 a seguir:

Tabela 7.1: Dimensões dos materiais usados no coletor solar

Dimensões [mm]	Comprimento	Largura	Espessura
Vidro	1500	125	5,0
Célula fotovoltaica	125	125	0,165
Parede do Duto	1500	125	1,0
Isolante	1500	125	10,0
Madeira	1500	125	10,0

A concentração solar no sistema estudado é de até 15x a energia solar, devido a utilização de 15 espelhos. Diferente dos concentradores solar do tipo Fresnel, o vidro somente transmite a energia para dentro do sistema e não aumenta a concentração solar nas células, como ocorre com as lentes Fresnel.

O modelo 1, feito no Projeto de Graduação 1, é um modelo simplificado da transferência de calor do coletor solar, já o Modelo 2 é um modelo mais refinado, tentando assim aproximar ao máximo o resultado analítico do experimental.

Modelo 1

No Modelo 1 foi feito uma análise de 2 fluidos, ar e água, pois inicialmente precisava-se saber qual fluido seria utilizado nos procedimentos experimentais.

Os raios solares refletidos nos espelhos variam de posição ao longo do dia e para maximizar a incidência da radiação solar no receptor a posição do sol ao meio dia foi considerada no estudo. Estimativa que elimina o efeito de sombreamento entre os espelhos e a aproxima a radiação solar direta para $800W/m^2$, valor utilizado nas simulações.

Considerando os 15 espelhos utilizados e a área, $A_{espelho}$, de $0,1875 m^2$, temos que a radiação total que chega nos espelhos é de $2250,0W$, porém cerca de 6% é dissipada nos espelhos e $2115,0W$ incidem sobre o coletor. No vidro, parte da energia, 7% é refletida de volta para o meio externo, principalmente por conta do ângulo de incidência dos raios solares em relação a superfície plana do vidro. Com isso a energia que entra no sistema é de $1967,0J$ a cada segundo, cerca de $87,42\%$ da radiação solar fornecida aos espelhos, como é apresentado na tabela 7.2.

Tabela 7.2: Distribuição da energia solar no estado inicial

	\dot{Q}_{sol}	$\dot{Q}_{sistema}$	$\dot{Q}_{térmica}$	$\dot{Q}_{elétrica}$
Energia [J]	2250,0	1967,0	1585,4	379,4
Porcentagem [%]	100	87,42	70,46	16,96

Inicialmente as células operam a temperatura de laboratório com 22% de eficiência e a energia que chega as células é de $1724,6J$ e $379,4J$ são convertidos em energia elétrica, cerca de $16,96\%$ do que entra no sistema, como pode ser visto na tabela 7.2. A energia térmica disponível no sistema para ser reaproveitada é de $1981,7J$.

Para facilitar o estudo de transferência de calor no receptor solar, será utilizado nos cálculos a radiação concentrada incidente no sistema de $1967,0W$, pois os $12,58\%$ da energia perdida para o meio externo não interferem na transferência de calor por condução, convecção e radiação.

- Resfriamento a ar

Por conta da necessidade de utilização de uma bomba para resfriar a ar, foram utilizados as vazões mássicas de $0,01$ e $0,025 kg/s$ no estudo, resultando em velocidades de escoamento de $6,1$ e $15,2 m/s$ respectivamente.

Devido à facilidade em operar com ar, o estudo foi feito primeiramente para verificar a eficiência do fluido no resfriamento das células fotovoltaicas. A baixa condutividade térmica do ar, cerca de $0,026W/mK$ e similar a muitos materiais isolantes, resulta em uma alta diferença de temperatura entre o fluido e as células, como pode ser visto nas

figuras 1(a) e 1(b). Para vazão de $0,01\text{kg/s}$ a temperatura das células chega aos 90°C , enquanto a temperatura de saída do ar é de $48,6^\circ\text{C}$.

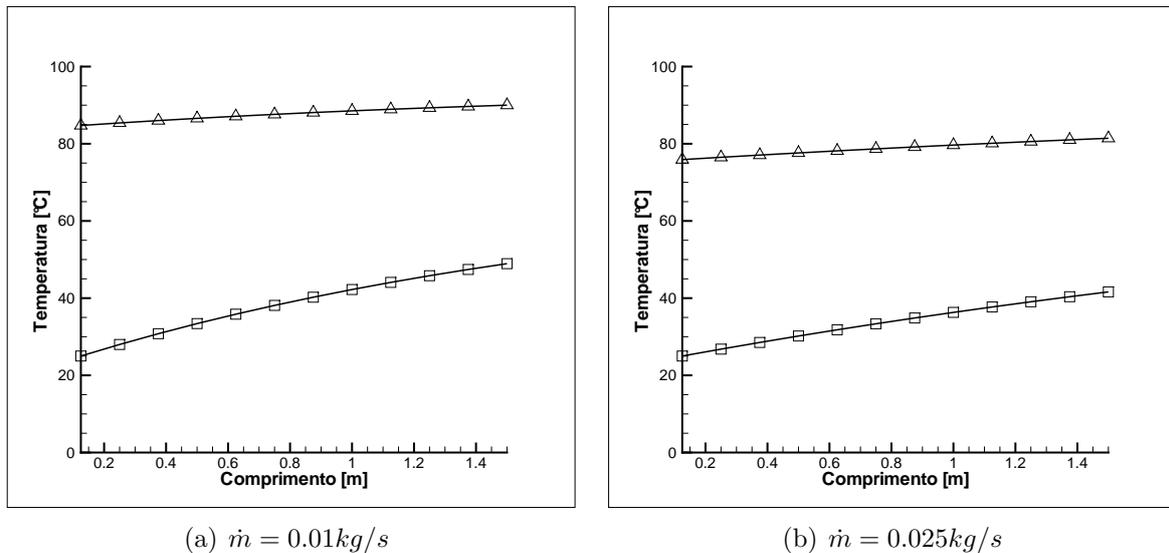


Figura 7.1: Temperatura do sistema em resfriamento a ar - Δ Temperatura da célula fotovoltaica e \square Temperatura do fluido.

O aumento da transferência de calor entre o fluido e a célula pode ser observada mais claramente na tabela 7.3, em que são apresentados os valores das temperaturas de saída no coletor. Nota-se que o aumento da vazão colabora com o resfriamento, porém a temperatura da célula fotovoltaica continua elevada.

Tabela 7.3: Tabela de temperatura de saída no receptor solar para resfriamento a ar

Vazão mássica [kg/s]	u [m/s]	T_w [$^\circ\text{C}$]	T_i [$^\circ\text{C}$]
$\dot{m} = 0,01$	6,1	90,0	48,9
$\dot{m} = 0,025$	15,2	81,4	41,6

A alta temperatura apresentada pelas células fotovoltaicas, resulta em um decaimento na produção de energia elétrica, como pode ser visto nas figuras 2(a) e 2(b). Apesar da eficiência elétrica da última célula apresentar um leve melhoramento com o aumento da velocidade de escoamento, a eficiência elétrica continua abaixo dos 16,96 % fornecidos pelo fabricante em temperatura de trabalho de 22°C .

O decaimento da eficiência térmica após 1,0m de comprimento do duto, apresentado na figura 2(a), é provocado pelo saturamento do ar em absorver calor do meio, o que resulta em dissipação de calor do fluido para as paredes do isolante devido a alta temperatura de trabalho.

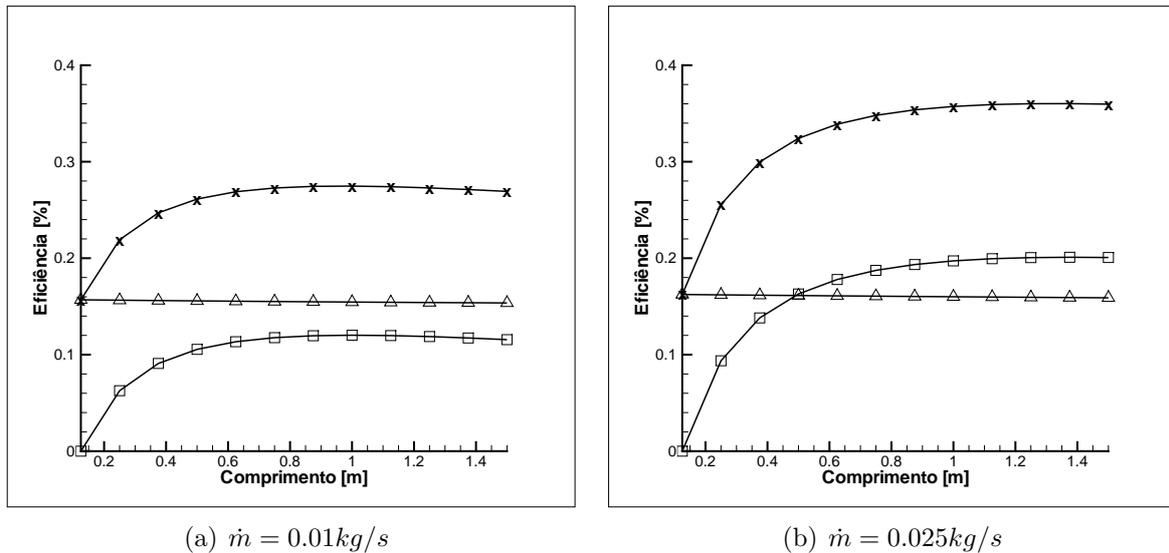


Figura 7.2: Eficiência do sistema em resfriamento a ar - Δ Eficiência da célula fotovoltaica, \square Eficiência do fluido e \times Eficiência do sistema.

O aumento da velocidade colabora significativamente para a dissipação de calor do sistema para o fluido, subindo de 11,56 para 20,07% a eficiência térmica, como é ilustrado na tabela 7.4. A eficiência geral, η_{geral} , do Protótipo em utilizar a energia solar é de $0,8742\eta_{sistema}$, no caso do resfriamento a ar 23,53% a $0,01 \text{ kg/s}$ e 31,45% a $0,05 \text{ kg/s}$. Valores considerados um pouco abaixo do esperado, pois os painéis instalados em uma residência operam com cerca de 15%.

Tabela 7.4: Tabela de eficiência do receptor solar para resfriamento a ar

Vazão mássica [kg/s]	u [m/s]	η_t [%]	η_e [%]	$\eta_{sistema}$ [%]	η_{geral} [%]
$\dot{m} = 0,01$	6,1	11,56	15,36	26,92	23,53
$\dot{m} = 0,025$	15,2	20,07	15,90	35,97	31,45

O ar nessas condições indica característica de escoamento turbulento em que o número de Reynolds é superior a 2000, característica que ajuda na absorção de calor.

Apesar do aumento da vazão demonstrar resultados significativos, o seu aumento continuo torna-se inviável economicamente, pois para a vazão de $0,025 \text{ kg/s}$ a velocidade de escoamento é de $15,2 \text{ m/s}$, exigindo bombas de potência elevada e resultando em gastos extras para bombear o ar.

Um possibilidade para aproveitar a energia térmica presente no ar na saída do receptor solar seria para a secagem de grãos, pois a temperatura de saída é de cerca de 50°C . Em processos simples de secagem, como em milhos por exemplo, não exige-se temperaturas elevadas, porém necessita-se de um controle da temperatura utilizada, pois não deve ultrapassar os 50°C (TOSELLO, 1946).

- Resfriamento a água

Nos coletores solar que utilizam o sistema de termossifão, a água escoar dentro do tubo com uma vazão entre 0,01 e 0,05 kg/s , intervalo que foi considerado no estudo com a finalidade de evitar o bombeamento de água (MORRISON; RANATUNGA, 1980a; MORRISON; RANATUNGA, 1980b). Por possuir baixa vazão de trabalho, o escoamento da água ocorre em regime laminar.

Por revelar condutividade térmica superior à do ar e alto coeficiente de convecção, a diferença de temperatura entre as células fotovoltaicas e a água, figuras 3(a) e 3(b), é menor quando comparada com o ar, figuras 2(a) e 2(b) .

Essa diferença de temperatura é de extrema importância na seleção do fluido que será utilizado para resfriar o sistema, pois quanto menor a diferença de temperatura, mais eficiente é o fluido em retirar calor do sistema e também em produzir energia elétrica.

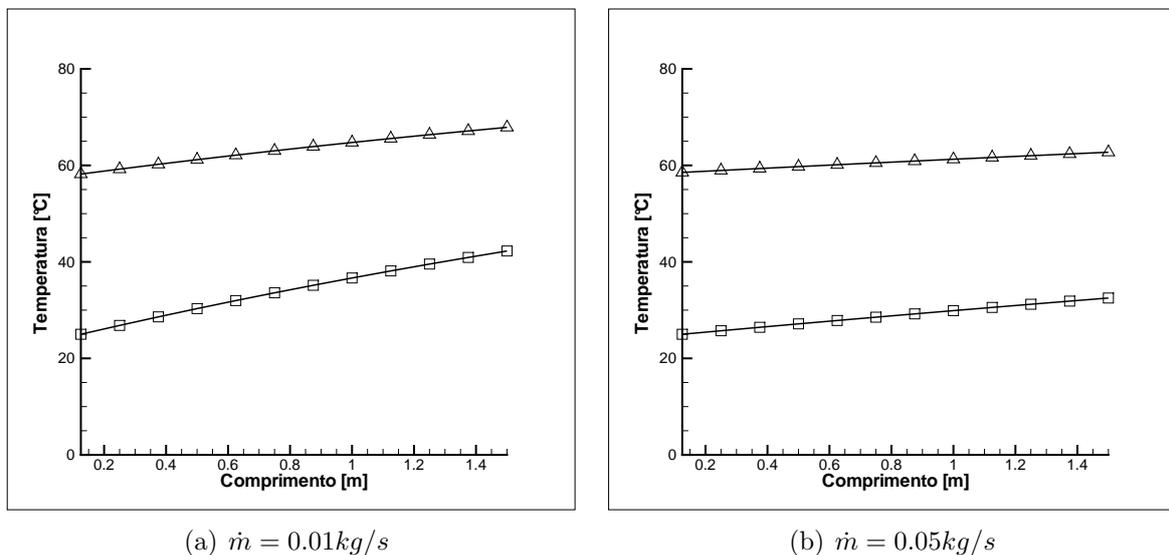


Figura 7.3: Temperatura do sistema em resfriamento a água - Δ Temperatura da célula fotovoltaica e \square Temperatura do fluido.

Na tabela a seguir 7.5 são demonstrados a velocidade de escoamento do fluido e a temperatura de saída do sistema. Por apresentar baixa vazão de trabalho, o escoamento da água ocorre em regime laminar. Apresentando temperatura de trabalho das células próximas de cerca de $70^{\circ}C$, a eficiência elétrica com resfriamento a água apresenta valor próximo a condição ideal de trabalho.

Tabela 7.5: Tabela de temperatura de saída no receptor solar para resfriamento a água

Vazão mássica [kg/s]	u [m/s]	T_w [$^{\circ}C$]	T_i [$^{\circ}C$]
$\dot{m} = 0,01$	0,0063	69,9	42,3
$\dot{m} = 0,05$	0,032	62,7	32,5

O aumento da vazão mássica no resfriamento evidencia queda significativa na temperatura de saída do fluido, pois como o fluido escoar mais rápido pelo sistema a diferença

de temperatura é menor por conta do alto calor específico. Apesar da temperatura ser baixa, o fluido retira mais calor das células fotovoltaicas, resfriando-as.

O aumento da eficiência térmica de 34 para 38%, como podem ser visto nas figuras 4(a) e 4(b), resulta em eficiência total do sistema superior ao 50% da energia que chega ao sistema. A figura 4(a) mostra também que o fluido está começando a saturar termicamente, pois a curva da eficiência térmica apresenta característica linear no final do duto, fenômeno similar ao encontrado no resfriamento a ar para a vazão mássica de 0,01 kg/s, figura 2(a).

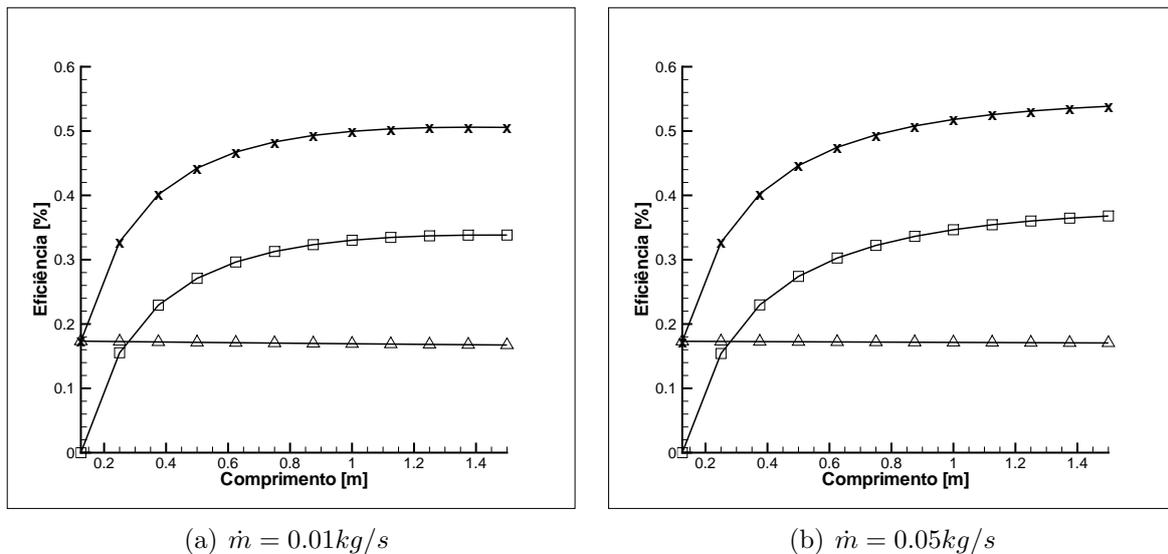


Figura 7.4: Eficiência do sistema em resfriamento a água - Δ Eficiência da célula fotovoltaica, \square Eficiência do fluido e \times Eficiência do sistema.

A tabela 7.6 mostra que a eficiência máxima que o sistema híbrido pode absorver da energia que chega na superfície do coletor é de até 53,85% e com velocidade de escoamento de 0,032 m/s. Para velocidade superiores às utilizadas no estudo necessitam da utilização de bombas, o que encarece o projeto e apresentaria temperatura mais baixa na saída do duto.

Tabela 7.6: Tabela de eficiência do receptor solar para resfriamento a água

Vazão mássica [kg/s]	u [m/s]	η_t [%]	η_e [%]	$\eta_{sistema}$ [%]	η_{geral} [%]
$\dot{m} = 0,01$	0,0063	33,83	16,73	50,56	44,20
$\dot{m} = 0,05$	0,032	36,79	17,06	53,85	47,08

O resfriamento a água exibiu eficiência geral de 44,2% a 0,01 kg/s e 47,08% a 0,05 kg/s. Valores que podem ser considerados altos e comercialmente viáveis comparados ao rendimento de um painel fotovoltaico de uma residência, cerca de 15%.

Modelo 2

Neste segundo Modelo, trata-se apenas a respeito do resfriamento sendo feito a ar, pois decidiu-se utilizar apenas o ar como fluido no procedimento experimental por conta da facilidade da operação.

Utilizou-se nas simulações numéricas os seguintes parâmetros:

Tabela 7.7: Valores dos parâmetros usados no estudo do Modelo 2.

u_∞	G_g	G_b	G_d	T_s	T_{sky}
1 m/s	800 W/m ²	0,75 G_g	0,25 G_g	T_∞	$T_\infty - 6$

Optou-se em usar a radiação direta, G_d , sendo 75% do valor da radiação global, pois mesmo com o céu limpo, a radiação direta não é 100% da radiação global. A temperatura do solo, T_s foi considerada como a temperatura ambiente.

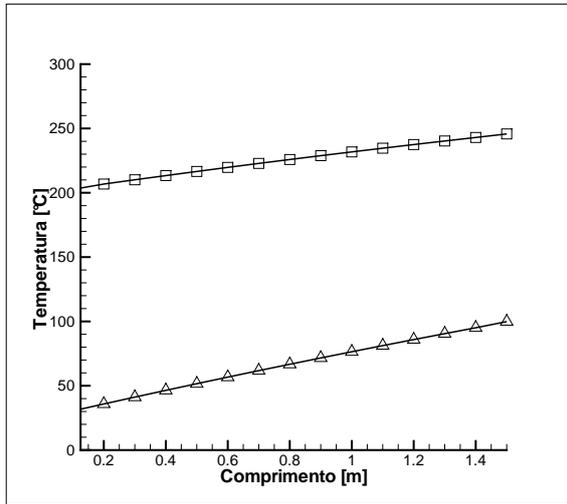
Assim como no estudo feito para o Modelo 1, também calculou-se as temperaturas de saída, tanto para um resfriamento a 0,01 kg/s quanto para uma vazão de 0,025 kg/s, tabela 7.8.

Nota-se que para o resfriamento a 0,01 as temperaturas de saídas são muito elevadas, principalmente se comparadas aos resultados obtidos no Modelo 1, tabela 7.8. A célula por exemplo tem uma temperatura de 242°, o que inviabiliza o seu uso, pois seu rendimento cai para menos de 10%. O fluido neste caso sai com temperatura próxima a 100°C.

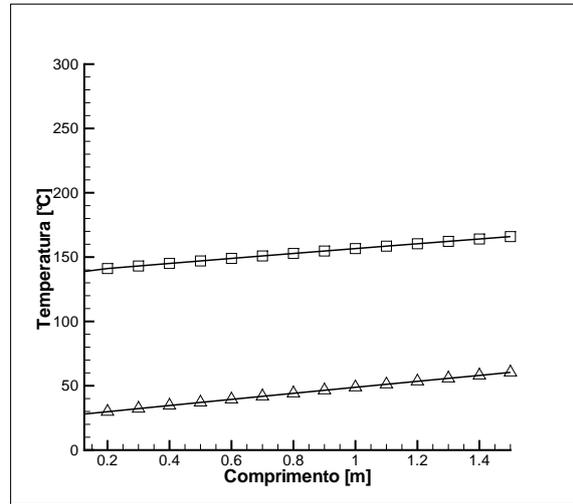
Tabela 7.8: Temperaturas dos diferentes materiais na saída do coletor solar para duas diferentes vazões mássicas.

\dot{m} [kg/s]	$T_{g,o}$ [°C]	$T_{g,i}$ [°C]	T_{PV} [°C]	T_d [°C]	T_f [°C]	T_I [°C]	T_w [°C]
0,01	156,8	162,7	242,9	238,1	95,1	93,5	39,3
0,025	113,7	115,9	164,1	158,1	58,0	57,8	37,7

No segundo caso, com o aumento da convecção forçada, a temperatura cai para 164°. A diferença de temperatura entre o fluido e a célula fotovoltaica também tem um decaimento significativo, como pode ser visto nos gráficos das figuras 5(a) e 5(b), isso ocorre porque a constante convectiva, h_f , é diretamente proporcional ao aumento da vazão do fluido.



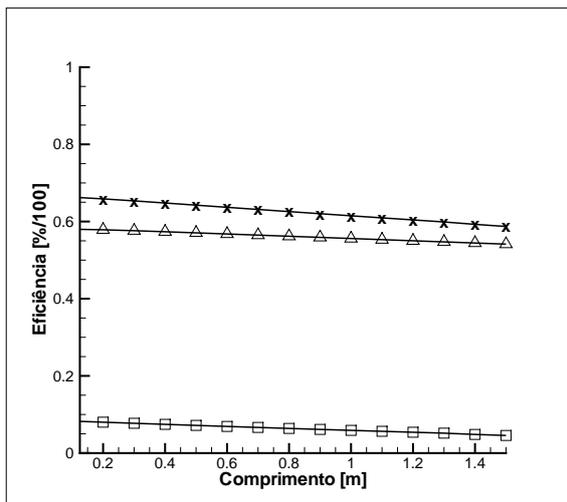
(a) $\dot{m} = 0.01 \text{ kg/s}$



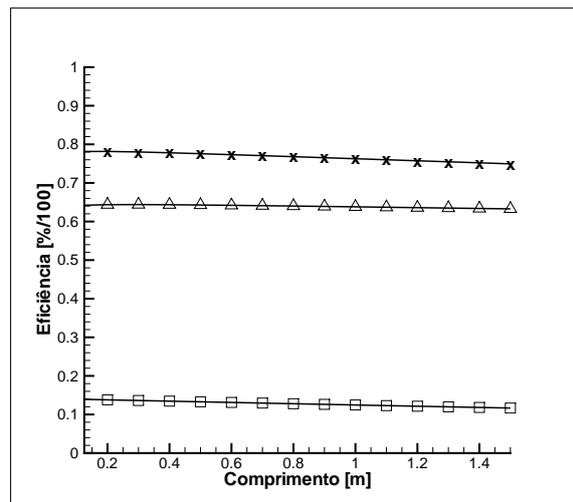
(b) $\dot{m} = 0.025 \text{ kg/s}$

Figura 7.5: Temperatura do sistema em resfriamento a ar - □ Temperatura da célula fotovoltaica, Δ Temperatura do fluido.

O aumento da eficiência térmica está associado ao aumento da vazão, assim como ocorreu no Modelo 1, pois a constante convectiva aumenta, logo mais calor é transferido da parede do duto para o fluido. Graças à essa maior transferência de calor, a temperatura na célula diminui e a eficiência elétrica da célula se mantém mais elevada, figura 6(b). Diferente do Modelo 1, em que a eficiência térmica aumentou gradativamente até atingir a saturação térmica, no Modelo 2, o ar já encontra-se saturado termicamente desde o início, pois os materiais neste caso estão com temperatura bem mais elevada que no Modelo 1, logo as eficiências térmicas vão decrescendo ao longo do duto.



(a) $\dot{m} = 0.01 \text{ kg/s}$



(b) $\dot{m} = 0.025 \text{ kg/s}$

Figura 7.6: Eficiência do sistema com resfriamento a ar - □ Eficiência da célula fotovoltaica, Δ Eficiência do fluido e x Eficiência do sistema.

Um dos motivos para o sistema do Modelo 2 ter temperatura mais elevada que

o Modelo 1 foi a espaçamento entre a célula e a superfície do vidro, pois a presença de ar confinado retém o calor na célula obrigando-a ser resfriada pelo fluido. A perdas de calor mostradas nas figuras 7(a) e 7(b) são a soma das radiações emitidas pela superfície do vidro, da célula fotovoltaica e da madeira e também pelas convecções externa entre as superfícies do vidro e da madeira com o ambiente externo. A célula, por ter a maior temperatura, emite o maior percentual de radiação, porém somente uma pequena fração, de cerca de 10%, atravessa o vidro e vai para o ambiente externo.

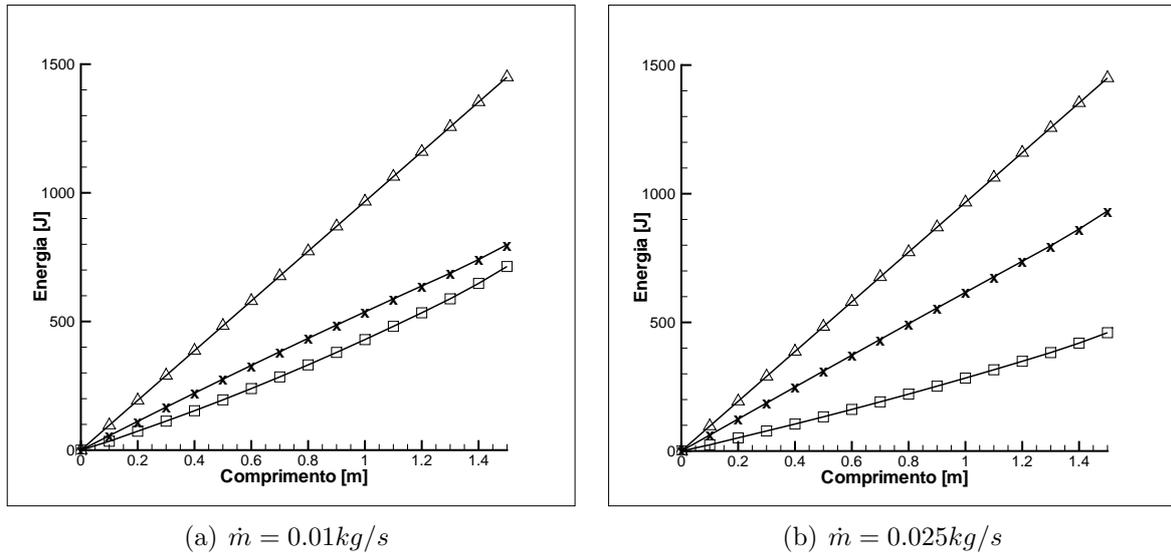


Figura 7.7: Distribuição da energia no sistema - Δ Energia total que o sistema recebe \square energia dissipada para o ambiente externo e \times a energia que o fluido absorve do coletor.

Nota-se também, nos gráficos acima ilustrados, que com o aumento da vazão, mais calor é absorvido e a temperatura do sistema diminui, diminuindo também as perdas por radiação e convecção para o ambiente externo, em virtude das perdas serem dependentes do gradiente de temperatura entre os materiais e o ambiente externo.

Diferente do Modelo 1, no Modelo 2 considerou-se a troca de calor entre as paredes do duto por radiação, por essa razão a temperatura na superfície da parede superior é influenciada pela radiação emitida pela parede inferior e pela convecção forçada pelo fluido. Nota-se nos gráficos abaixo, figuras 7.14 e 8(b), que as linhas de temperatura, T_f e T_{PV} , se cruzam, isso ocorre principalmente pela presença de radiação, pois inicialmente a parede superior está com temperatura inicial superior a do fluido. Conforme o fluido vai escoando pelo duto e retirando calor do mesmo, sua temperatura vai elevando, tornando superior a da parede. Logo, no início do escoamento a parede superior é resfriada pelo fluido e no final do escoamento o fluido está esquentando a parede superior.

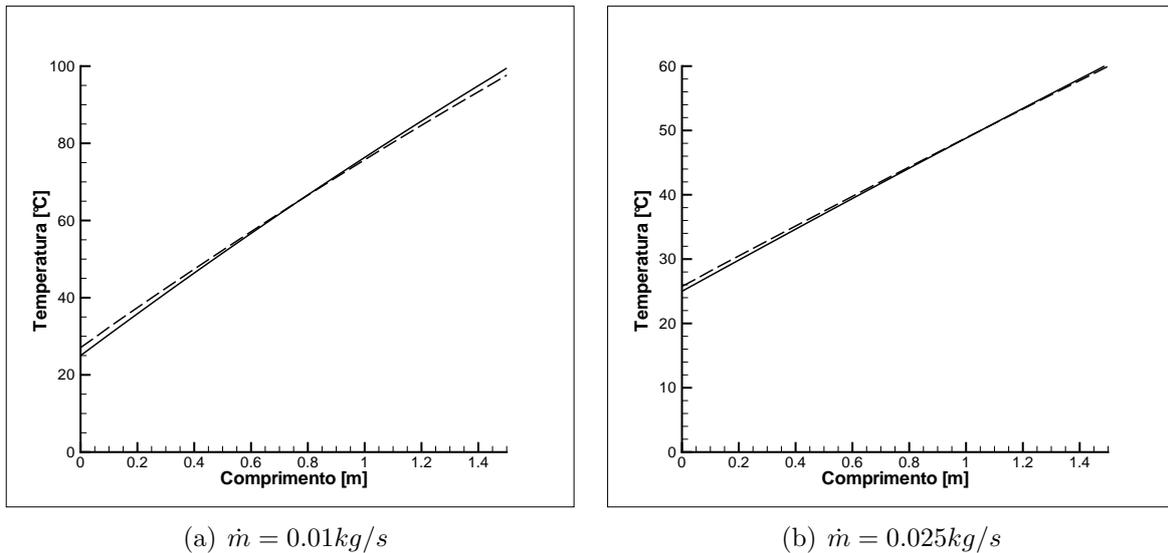


Figura 7.8: Variação da temperatura do fluido, T_f em linha contínua, e da temperatura da superfície superior do duto, T_i em linha tracejada.

Variando a radiação global incidente, e considerando que 75% é radiação direta, tem-se que a variação da temperatura da célula e do fluido no final do coletor sendo resfriado pelo ar com uma vazão mássica de $0,01 \text{ kg/s}$ é ilustrada no gráfico da figura 7.9.

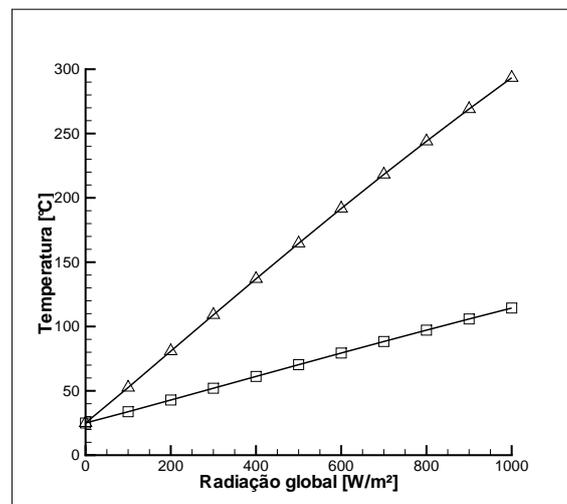


Figura 7.9: Variação da temperatura com o aumento de radiação global - Temperatura da célula fotovoltaica, Δ Temperatura do fluido.

Logo para aumentar a temperatura do fluido, deve-se aumentar o comprimento do concentrador solar ou então aumentar a quantidade de espelhos e elevar a altura do coletor, aumentando assim a radiação concentrada incidente sobre o sistema. Porém deve-se também mudar também o fluido usado para refrigerar as células, pois o ar mostrou-se ineficiente em realizar esse trabalho, já que as células estão com temperaturas muito elevada, reduzindo assim o seu desempenho e perdendo a sua funcionalidade.

Resultados Experimentais

Todos os experimentos foram realizados a pressão atmosférica de 89,8 kPa, para a cidade de Brasília.

Radiação solar global na cidade de Brasília

Visando calibrar os piranômetros do Laboratório de Transferência de Calor mediante a radiação global na Universidade de Brasília das 10:00 até às 13:00 no dia 13/09/2016. A figura 7.10 revela a variação da radiação nesse período. Nota-se que pela presença de nuvens em alguns momentos, a radiação teve um decaimento.

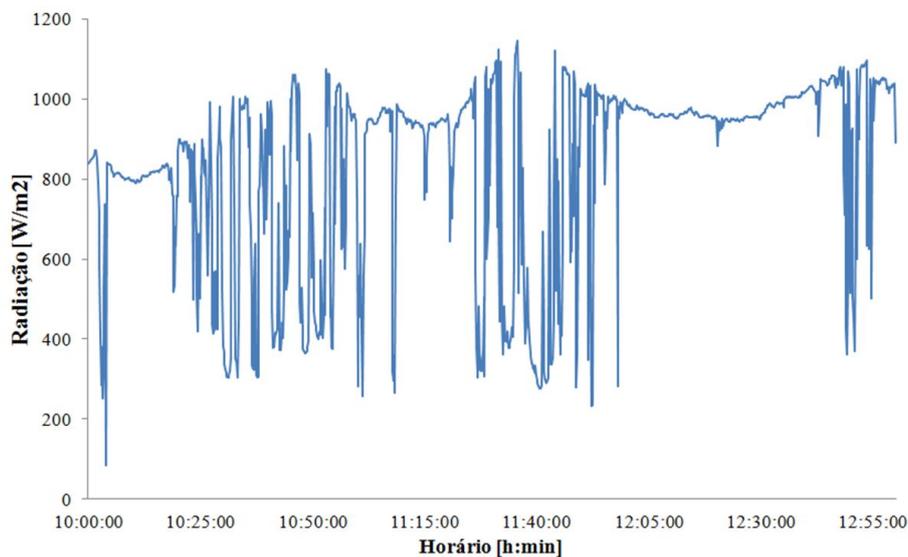


Figura 7.10: Medição da radiação solar global na Universidade de Brasília.

Os valores medidos indicam que a cidade de Brasília recebe boa radiação, principalmente por ter baixo índice pluviométrico na metade do ano, tendo assim baixa presença de nuvens.

Desempenho da célula fotovoltaica

No dia 11/11/2016 testou-se a célula monocristalina para estimar a potência elétrica produzida em condições de trabalho normal, exposta ao meio ambiente. A coleta de dados foi feita com um intervalo de 1 minuto durante uma hora, entre 12:45 e 13:45 horas.

A figura 7.11 ilustra os valores de radiação medidos nesse intervalo de tempo.

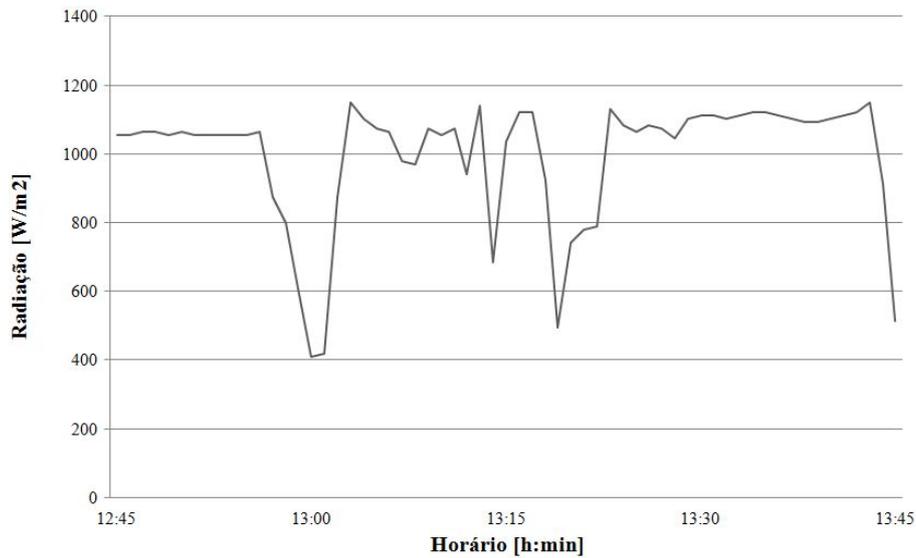


Figura 7.11: Radiação global medida no dia 11/11/2016.

A célula possui área, A_{pv} , de $0,0155m^2$ e considerando a voltagem e corrente medidas durante o experimento, sendo $P = Ui$, tem-se q a radiação solar convertida em energia elétrica pela célula por m^2 vale $E_{pv} = P/A_{pv}$. O gráfico a seguir, figura 7.12, ilustra a variação da energia convertida pela variação da radiação disponível.

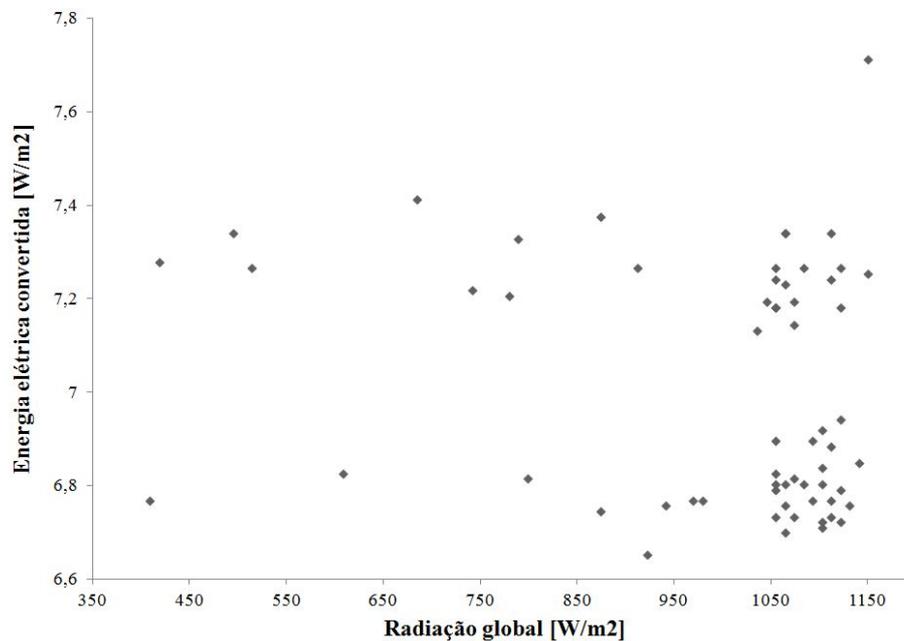


Figura 7.12: Gráfico da variação da energia elétrica $[W/m^2]$ pela radiação global $[W/m^2]$.

Percebe-se pelo gráfico 7.12 que os valores de energia flutuam no gráfico por conta da variação da temperatura, pois quando a radiação permanece constante por um intervalo de tempo, a temperatura se eleva, diminuindo assim a energia produzida. O gráfico da figura 7.13 mostra a variação da temperatura pela variação da radiação. A elevada temperatura da célula, entre 50 e $70^{\circ}C$, deve-se ao fato que pouca radiação solar está sendo

convertida em energia elétrica, sendo assim dissipada na própria célula e uma pequena fração é transmitida para o ambiente externo por convecção e radiação.

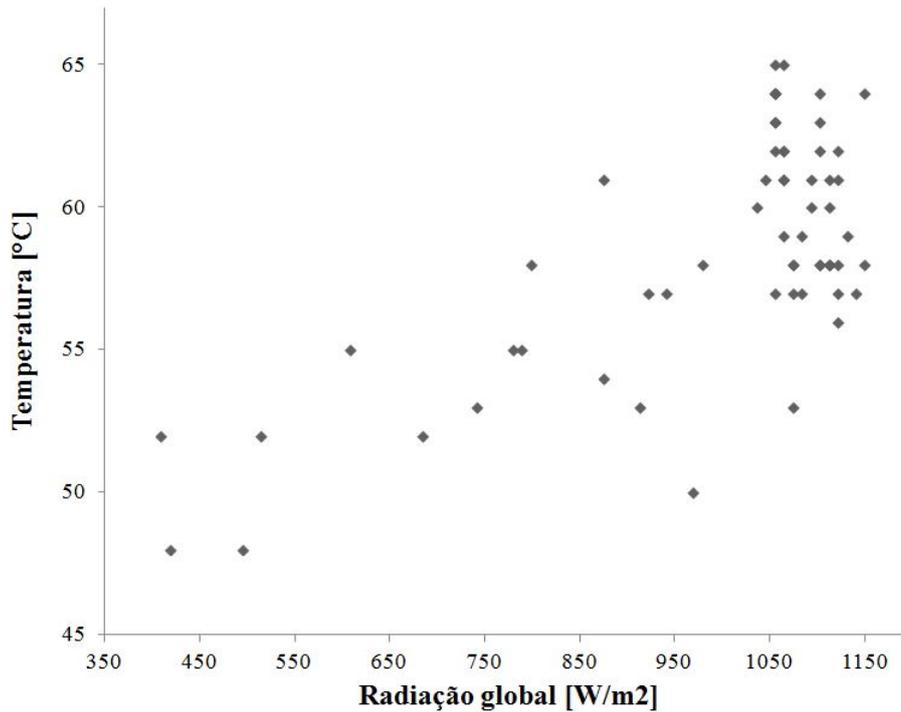


Figura 7.13: Gráfico da variação da temperatura [°C] pela radiação global [W/m²].

De acordo com o fabricante, figura 3.5, o desempenho máximo só acontece em um ponto na curva, pois quando a voltagem é próxima à 0,6V, como os resultados obtidos, a corrente cai e tende a zero, como pode ser notado na região circulado em vermelho da figura 7.14.

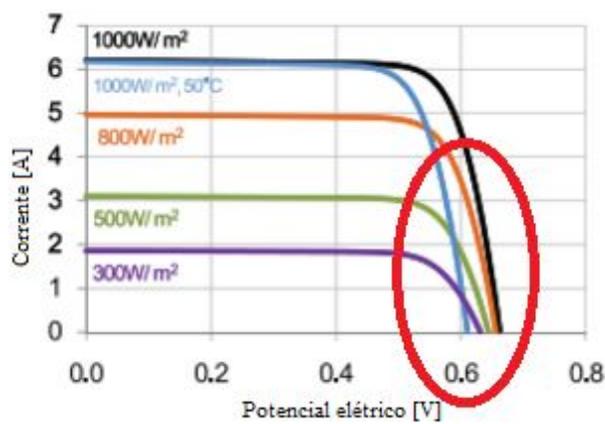


Figura 7.14: Desempenho real da célula fotovoltaica.

Um dos motivos que isso ocorre é por conta da utilização de uma resistência para absorver a energia elétrica produzida, o ideal seria utilizar um carregador para receber essa energia, aumentando assim a corrente que flui pela célula.

Transmissividade do vidro

No gráfico a seguir, figura 7.15, a curva de radiação solar global [W/m^2] é representada pela cor azul, G_g , e a radiação solar transmitida através do vidro pela cor vermelha, $G_{g,g}$. Os dados foram coletados entre 10:00 e 13:00 horas do dia 17/09/2016, com pouca presença de nuvem no céu.

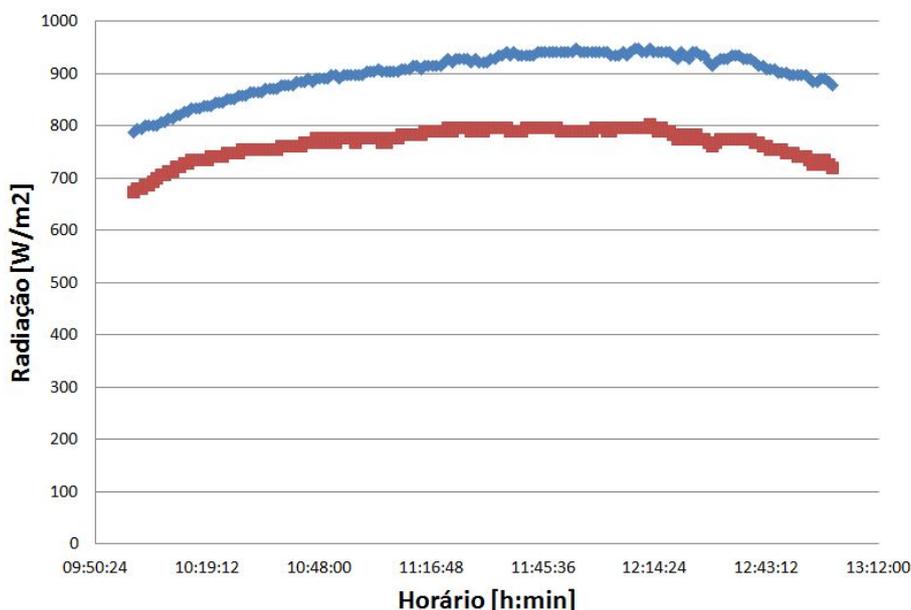


Figura 7.15: Gráfico da influência da transmissividade do vidro na medição da radiação global.

Através dos valores obtidos estimou-se a transmissividade média do vidro, τ_g , sendo de aproximadamente 0,82, valor similar ao estudo feito por (NICOLAU; MALUF, 2001).

$$\tau_g = \frac{G_{g,g}}{G_g} \quad (7.1)$$

Eficiência do concentrador solar

No dia 08/08/2016 foi feito o primeiro teste com o sistema, visando entender como o mesmo reagiria em condições reais de temperatura ambiente, apesar da ausência da célula fotovoltaica, da banca experimental e também dos termopares. Para maximizar a incidência solar, inclinou-se os espelhos em aproximadamente 30° , figura 6.11, valor aproximado ao calculado pelo código em Matlab que o aluno Caio Cavalcante criou (CAVALCANTE, 2016).

Apesar da ausência dos equipamentos calibrados para realizar a medição de temperatura, foi possível notar os seguintes problemas:

1. Imprecisão na calibração dos espelhos, pois primeiramente utilizou-se um laser posicionado acima dos espelhos e seu ângulo era medido através da luz emitida na parede;
2. Incidência solar em um dos termopares utilizados para medir a temperatura do fluido, pois devido à mudança de posição do sol, o ângulo azimutal entre o sol e o solo varia.
3. Sensores com fio de conexão curto;
4. Demora para ajustar todos equipamentos
5. Aquecimento excessivo de alguns aparelhos;

Correções adotadas para os erros citados:

1. Utilização de um inclinômetro durante a calibração do espelhos;
2. Utilizar folha de alumínio na área que se encontra o termopar, ao redor do tubo, refletindo assim os raios concentrados pelo espelho;
3. Optou-se em comprar sensores com fios de maior alcance;
4. Construção de uma bancada, feita pelo aluno Caio Cavalcante, centralizando todos os dados em um local só e deixando todos os sensores pré-ajustados e prontos para uso;
5. Implementação de alguns coolers na bancada experimental, aumentando assim a dissipação da energia térmica presente nos equipamentos.

Por conta da demora em receber alguns componentes, somente foi realizado o segundo teste no dia 05/11/2016 e durante esse tempo os outros equipamentos foram calibrados e ajustados. No início do dia o céu estava limpo e com pouca presença de nuvens, porém no início do teste notamos que a célula não estava operando corretamente, pois os pontos de solda estavam tocando o duto de alumínio e entrando em curto-circuito, apesar da utilização da pasta térmica. Uma das tentativas para solucionar esse problema foi utilizando fita isolante em todos os pontos de solda, como mostra a figura 7.16.

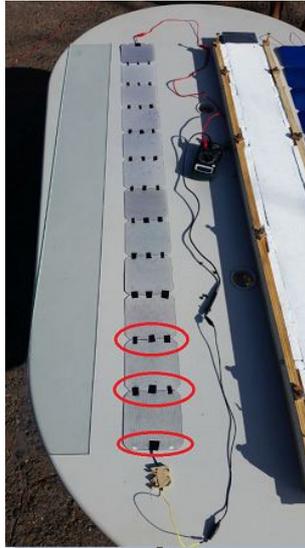


Figura 7.16: Utilização de fita isolante nos pontos de solda da célula.

Essa solução não resolveu o problema no momento e alguns minutos depois o céu foi encoberto por nuvens, impossibilitando a continuação do experimento. Durante esse tempo foi possível notar que apenas metade do absorvedor recebia radiação concentrada, figura 7.17, pois optou-se por não inclinar o conjunto de espelhos em relação ao solo, como foi feito no primeiro teste.



Figura 7.17: Incidência de radiação solar concentrada no absorvedor.

Visando solucionar o problema encontrado no segundo teste, resolveu-se retirar o contato do vidro com as células, Modelo 2 adotado, pois em razão da pressão exercida pelo vidro, a pasta térmica desloca-se para a lateral e a célula entre em contato com o duto.

No dia 22/11/2016 realizou-se mais um teste para provar que a bancada estava pronta para os ensaios experimentais, porém somente utilizou-se o coletor solar e durante uma hora, devido às condições climáticas. Somente com a radiação global mediu-se a temperatura na superfície inferior do duto, T_d , na superfície externa do vidro, $T_{g,o}$, na célula fotovoltaica, T_{PV} , na superfície da madeira, T_w e também no solo, T_s . A tabela

7.9 mostra as temperaturas de alguns materiais em uma das medições feitas ao longo do experimento com o intuito de exibir apenas um dos resultados. Já a figura 7.18 ilustra as medições durante 50 min e sendo medidas a cada um minuto.

Tabela 7.9: Dados registrados nos termopares em uma das medições.

$T_d[^\circ C]$	$T_{g,o}[^\circ C]$	$T_{pv}[^\circ C]$	$T_w[^\circ C]$	$T_s[^\circ C]$
58,24	51,93	78,73	32,26	35

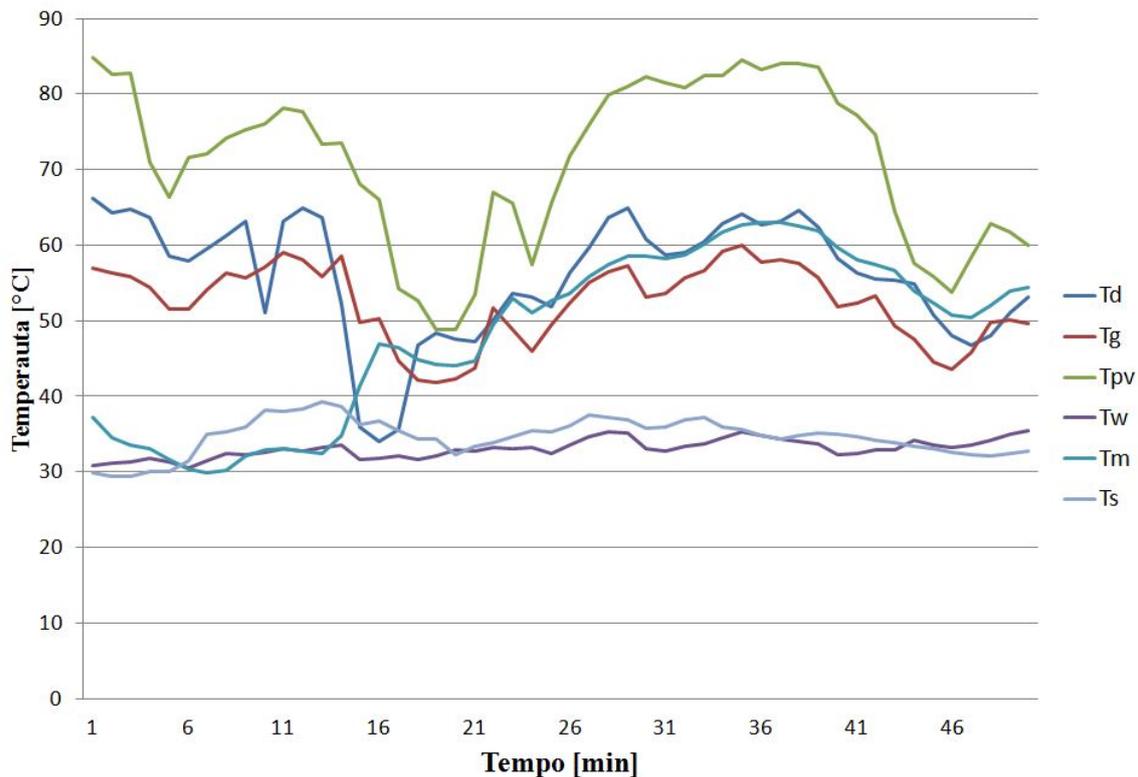


Figura 7.18: Temperatura dos materiais durante o teste experimental.

Um dos termopares, responsável por medir a temperatura da superfície superior a do duto, T_t , não operou de maneira correta, com isso seus dados não são usados neste trabalho. A temperatura da mesa, T_m , também foi medida para testar o termopar.

Os dados da radiação difusa medidos, por motivos técnicos, foram apagados, porém conseguiu-se calcular durante os ensaios uma estimativa de seu valor, cerca de 0,22, logo a radiação direta no momento que a quantidade de nuvens no céu era baixa, foi de 0,78. Esse experimento deve ser novamente feito e assim traçar uma curva ao longo de pelo menos uma hora.

Em nossa última oportunidade de realizar um teste experimental por conta das condições climáticas enfrentadas ao longo deste semestre, testou-se o coletor solar no dia 29/11/2016 só que agora com a radiação solar concentrada pelos espelhos. O experimento foi realizado durante toda a manhã e até as 14:00 horas.

O gráfico a seguir, figura 7.19, ilustra a variação da temperatura do fluido, T_f , na entrada e saída do coletor, e também a temperatura da célula, T_{PV} , ao longo do dia. Nota-se neste gráfico que as temperaturas não permanecem constantes, tendo assim a presença de vários picos de temperatura. Isso ocorre devido à dificuldade encontrada em focar os raios solares no coletor, pois o sistema automatizado responsável por movimentar os espelhos, não funcionou de maneira planejada.

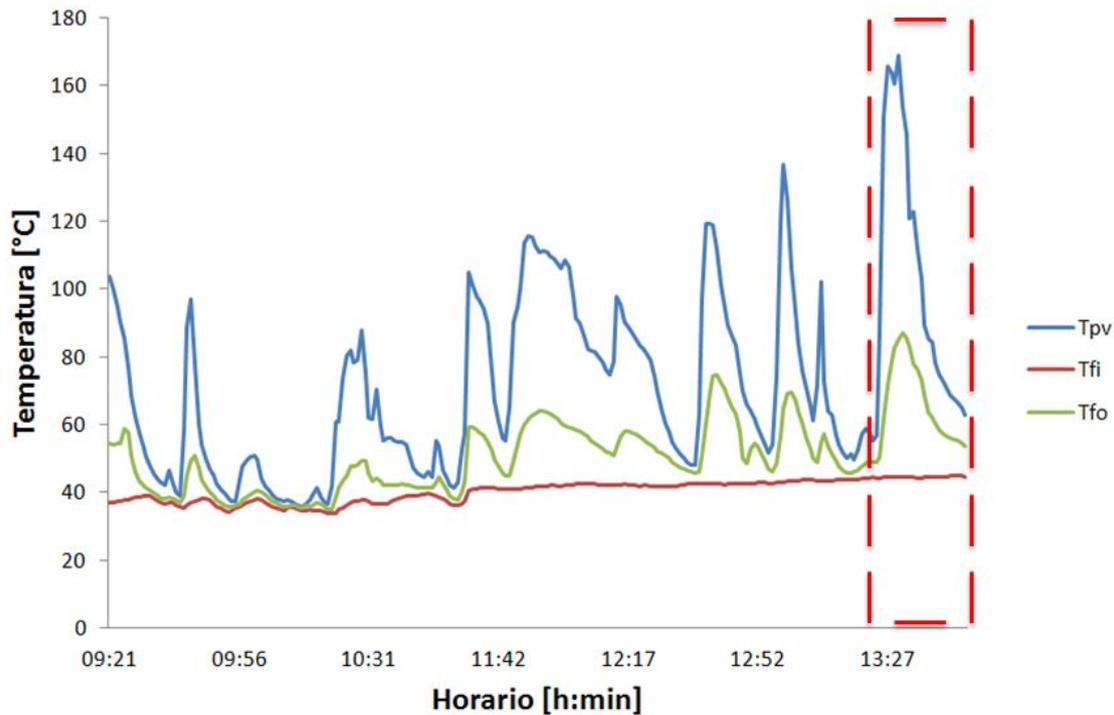


Figura 7.19: Temperatura do fluido e do ar medidas experimentalmente com radiação concentrada.

Depois de algumas horas de experimento, notou-se que a elevada temperatura na fita, usada para conectar o tubo do ventilador no coletor estava solta, soltou-se e causou o vazamento de ar. Por esse motivo, realizou-se uma inspeção em todos os equipamentos e decidiu-se ajustar os espelhos novamente no absorvedor e medir assim a máxima temperatura nesse período, região selecionada em vermelho na figura 7.19.

Com o intuito de realizar um estudo dessa região, a tabela 7.10 abaixo exhibe os valores máximos de temperatura de todos quase todos os materiais, infelizmente os sensores responsáveis por medir a temperatura nas duas paredes do duto não operaram de maneira confiável, logo seus dados não podem ser utilizados neste trabalho. A temperatura 168°C, medida na superfície da célula, é um valor considerado alto, principalmente considerando os problemas enfrentados durante o ensaio. Os problemas com a calibração enfrentados durante o ensaio, a ausência de 3 espelhos por conta de problemas técnicos e também pelo sombreamento de alguns espelhos e até mesmo no concentrador, diminuíram a radiação concentrada esperada. Espera-se que com mais radiação concentrada, a temperatura da célula pode passar os 200°C ou até mesmo chegar ao valor calculado de 250°C no software

Matlab. O valor de 30°C da temperatura ambiente, T_∞ foi usado como base. A temperatura de 40°C para a temperatura de entrada do fluido, $T_{f,i}$, deve-se pela exposição do ventilador ao meio externo, absorvendo assim a radiação global e elevando a temperatura de seus componentes.

Tabela 7.10: Temperaturas máximas dos materiais da região estudada.

T_{pv} [°C]	T_w [°C]	T_g [°C]	T_s [°C]	$T_{f,i}$ [°C]	$T_{f,o}$ [°C]	T_∞ [°C]
168,917	63,310	128,241	63,416	44,630	84,991	30,0

Infelizmente não conseguiu-se medir a velocidade do vento com precisão, porém durante o último teste quase não ventava. Utilizou-se assim duas velocidades diferentes para o vento, $u_\infty = 0$ e $u_\infty = 1$, estimando assim as perdas por convecção no coletor. Observa-se que as perdas aumentam significativamente de valor com o aumento da velocidade, pois a temperatura do vidro, T_g , está muito mais elevada que a temperatura ambiente e uma variação considerável no valor da constante convectiva, h , resulta em maiores valores de dissipação térmica entre a superfície do vidro e o meio ambiente. Já para a superfície da madeira, mesmo com o aumento da velocidade do vento, a dissipação térmica não é tão intensa, pois o gradiente de temperatura é baixo.

Tabela 7.11: Energia aproveitada e dissipada no coletor.

	Q fluido [J]	Q perdas [J]	Q total [J]	η_{fluido} [%]
$u_\infty = 0; h_{eg} = 5,0; h_{ew} = 10,0$	418,5	302,6	721,1	58,0
$u_\infty = 1; h_{eg} = 9,5; h_{ew} = 12,0$	418,5	609,5	1028	40,7

Conclui-se também que o fluido conseguiu absorver uma considerável energia do sistema, chegando a quase 60% com a ausência de vento e a quase 40% com o vento a 1m/s, valor um pouco mais abaixo que o calculado numericamente, cerca de 55%.

A radiação medida neste dia é exibida na figura 7.20 em que a região em azul representa a radiação global e a vermelha a difusa.

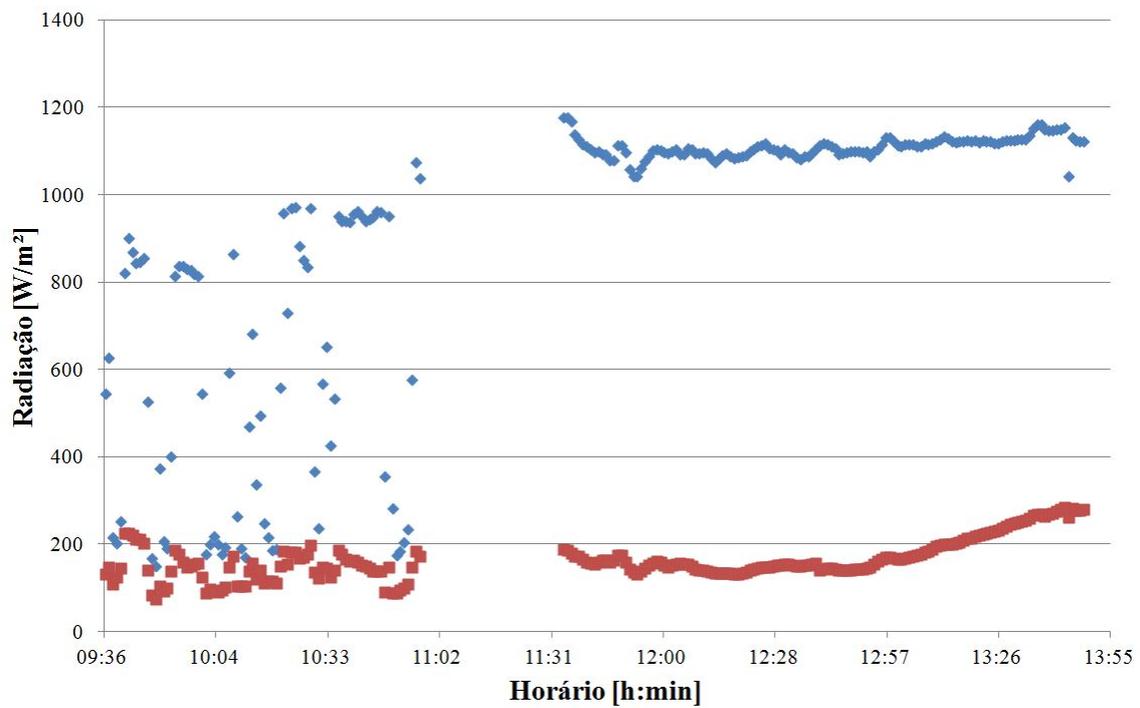


Figura 7.20: Radiação global e difusa medida no dia 29/11/2016.

Às 13:30, horário em que realizou o último teste, a razão entre a radiação difusa e a global foi de 22%. O intervalo entre os resultados deve-se a problemas técnicos enfrentados durante o experimento. Percebe-se também que depois das 11:30 horas o céu permaneceu limpo até o final dos ensaios, pois a radiação global não variou, diferente do ocorrido antes das 11:00 horas.

Conclusões

A cidade de Brasília revela condições favoráveis para a instalação do protótipo na UnB e também boa incidência de radiação solar durante o ano, condições que dão mais confiabilidade à pesquisa, porém entre os meses de outubro e março, meses de alto índice pluviométrico, os estudos experimentais tornam-se mais difíceis.

Na primeira parte deste trabalho, no Modelo 1, calculou-se que a água tem uma eficiência combinada até 47% quando usada para resfriar a célula fotovoltaica, valor superior ao encontrado quando usado o ar, de 31,45%. Apesar disso optou-se em usar o ar para resfriar o sistema durante os ensaios experimentais, eliminando assim o risco de vazamento de água durante os ensaios e também pelo fato de que grande parte dos equipamentos necessários, como o ventilador por exemplo, já eram de posse da universidade.

Por se tratar de um modelo simplificado, Modelo 1, um segundo modelo de transferência de calor, Modelo 2, foi estudado visando considerar outras trocas de calor que antes foram desprezadas e também estimar a temperatura em todos os materiais, auxiliando assim o entendimento durante os procedimentos experimentais. Para a vazão mássica de $0,01\text{kg/s}$, obteve-se que a eficiência combinada é de aproximadamente 60%, valor superior ao encontrado no Modelo 1, pois no segundo Modelo menos energia térmica é dissipada para o ambiente externo por convecção e radiação.

Com o distanciando da célula com a superfície do vidro, tendo assim a presença de ar confinado entre os mesmos, aumentou-se a resistência térmica entre a célula e o ambiente externo, mantendo assim o calor dentro do sistema, porém por conta da baixa eficiência térmica do ar em absorver calor, a temperatura da célula elevou-se para mais de 100°C , quando calculada em regime permanente, o que inviabiliza o uso de ar para resfriar às células. O ideal neste caso é usar um fluido com maior condutividade térmica, como a água, e sendo usada em regime turbulento, retirando assim mais calor do sistema e resfriando melhor a célula. Neste caso, considerando as previsões feitas em regime permanente, a temperatura do fluido na saída será inferior à 100°C com o intuito de manter a temperatura da célula menor que 100°C , caso contrário a sua eficiência será muito baixa e o seu uso será inviável. Um possível uso para essa energia térmica seria em área domiciliar, usando-a para armazenar água quente em um reservatório térmico que posteriormente pode ser usada para banho ou em máquinas que usam água quente, como em máquinas de lavar roupa ou louça, diminuindo assim os gastos de energia elétrica.

Ao considerar a troca de calor por radiação entre as paredes do duto notou-se um fenômeno interessante na mudança de temperatura entre o fluido e a parede superior do duto, pois as linhas de variação de temperatura dos mesmos se cruzam ao longo do duto. Isso ocorre, pois inicialmente a parede superior é aquecida pela radiação emitida pela parede inferior e resfriada pela convecção forçada que fluido provoca. Conforme o fluido retira calor da célula e eleva sua temperatura, a temperatura do fluido torna-se superior a da parede superior e o fluido transfere parte de sua energia térmica para a parede superior. Esse fenômeno pode ser melhor avaliado em um estudo futuro.

Apesar do concentrador solar ter sido iniciado sua construção no primeiro semestre do ano de 2016, por motivos de atraso na entrega de alguns equipamentos e depois por motivos climáticos enfrentados à partir do mês de outubro, somente foi possível realizar um estudo experimental completo antes da preparação do presente relatório. Em paralelo à construção do concentrador e da bancada experimental foram feitas as calibrações e ajustes de todos os equipamentos.

Os ensaios experimentais dos equipamentos feitos no segundo semestre de 2016 mostraram que a radiação global de Brasília atingiu mais de $1000 W/m^2$ em alguns dias, sendo em um dos dias 78% de radiação direta, radiação que é concentrada pelos espelhos e que chega no absorvedor. Esses valores encontrados mostram que a cidade de Brasília recebe radiação direta suficiente para que a transferência de calor no coletor seja estudada de forma satisfatória.

Mediu-se também a transmissividade do vidro usado no coletor e seu valor de 0,82 foi similar ao indicado por [Nicolau e Maluf \(2001\)](#). Com isso, pode-se adotar os valores de refletividade e absorvidade do vidro, também proposto no artigo, em futuras investigações.

As células fotovoltaicas também foram testadas e o seu rendimento foi inferior à 1%, valor muito abaixo ao esperado, 15-20%. Isso ocorre, pois o potencial elétrico da célula estava próximo ao limite indicado pelo fabricante em situação ideal, cerca de 0,5V, tendo assim uma baixa corrente de saída, 0,2A. Encontrar um meio para diminuir o potencial elétrico ou variar a resistência elétrica do resistor, pode ser uma possível resposta para aumentar a corrente de saída das células e assim a sua eficiência elétrica, estudo que pode ser aprofundado em um novo trabalho.

No primeiro teste com o coletor sem a presença de radiação concentrada, os componentes do coletor solar reagiram bem, porém no teste completo feito no dia 29/11/2016 com o uso dos espelhos, a célula fotovoltaica não produziu energia elétrica. Devido às poucas oportunidades em realizar os ensaios por conta das chuvas, optou-se em procurar pelo possível erro em um experimento futuro, que pode ter ocorrido pelo contato do ponto de solda no duto, ocasionando em curto circuito ou a célula não opera em regime de radiação concentrada, estudo que também deve ser refeito nos próximos trabalhos.

Apesar dos problemas, pôde-se medir a variação da temperatura da célula e do

fluido no concentrador e obteve-se quase 170°C na célula e com rendimento térmico do fluido entre 40 e 60%, para velocidade do vento de 0 e 1m/s respectivamente. Esses valores se aproximam ao valor calculado numericamente de cerca de 55%. Infelizmente, por conta da imprecisão em focar os raios solares no absorvedor, não é possível estimar quanto de energia que o sistema está recebendo, calculando assim com mais precisão a eficiência térmica do fluido. Mesmo assim os valores encontrados neste experimento servem como base para indicar que o valor de 250°C encontrado na simulação numérica não está exagerada, pois se fosse possível concentrar os raios solares com mais precisão e com todos os espelhos, a temperatura das células iriam atingir valores maiores que 200°C ou até mesmo próximo à 250°C .

Um dos principais problemas enfrentados durante o trabalho foi o manuseio das células fotovoltaicas, pois além de serem muito frágeis, também apresentam o problema de curto circuito dos pontos de solda quando entram em contato com algum metal, como no caso do duto de alumínio usado neste estudo. Uma solução para esse problema seria comprar os painéis solares ou montar uma bancada com melhores equipamentos para realizar as soldas. Os modelos comerciais de painéis fotovoltaicos tradicionais também podem ser usados no concentrador solar, sendo assim necessário um novo modelo de coletor solar para resfriá-lo.

Levando em conta os problemas enfrentados durante este trabalho, sugere-se os seguintes temas para trabalhos futuros:

- Realizar um estudo aprofundado da influência da radiação presente dentro do duto de alumínio;
- Encontrar um meio mais preciso para medir a radiação direta durante os ensaios experimentais e também a radiação difusa que é refletida pelo solo e vai de encontro ao absorvedor;
- Buscar uma solução para os problemas enfrentados com a célula fotovoltaica, como os problemas com a solda e também com a sua fixação no coletor solar;
- Refazer o procedimento experimental mais vezes para consertar todos os problemas encontrados e também para validar os resultados numéricos obtidos neste trabalho;
- Fazer um estudo de um sistema heliotérmico, somente com aproveitamento térmico, buscando assim aumentar a eficiência térmica do fluido utilizado.

Referências

- ACCIANI, G.; FALCONE, O.; VERGURA, S. Analysis of the thermal heating of poly-si and a-si photovoltaic cell by means of fem. *cell*, v. 4, p. 4, 2010. Citado na página 26.
- ADELARD, L. et al. Sky temperature modelisation and applications in building simulation. *Renewable Energy*, Elsevier, v. 15, n. 1, p. 418–430, 1998. Citado na página 42.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. : Atlas de energia elétrica do brasil, 2ª edição. [S.l.], 2005. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/>>. Citado 2 vezes nas páginas v e 17.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. *Resolução Normativa 486/2012*. [S.l.], 2012. Citado na página 2.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. : Matriz de energia elétrica. [S.l.], 2016. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>>. Citado 3 vezes nas páginas ix, 2 e 3.
- ALANGARCIA. *Site de vendas de células fotovoltaicas*. 2016. Acesso em maio de 2016. Disponível em: <<http://alangarcia.com.br/oferta-Kit-72-Celulas-Solares-Flexivel-Monocristalina-250w-Tab-22-A-efic.-700435>>. Citado 4 vezes nas páginas vi, 24, 25 e 26.
- ALLEN, R.; ROBISON, C. Evapotranspiration and consumptive irrigation water requirements for idaho. *Precipitation Deficit Table for Boise WSFO Airport*, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 19 e 137.
- BEJAN, A.; KRAUS, A. D. *Heat transfer handbook*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2003. v. 1. Citado 4 vezes nas páginas 44, 45, 46 e 47.
- BNEF. *Bloomberg New Energy Finance*. 2014. Acesso em maio de 2016. Disponível em: <<http://about.bnef.com/>>. Citado 2 vezes nas páginas v e 6.
- BOLZ, R. E. *CRC handbook of tables for applied engineering science*. [S.l.]: CRC press, 1973. Citado 2 vezes nas páginas 28 e 105.
- CATCHPOLE, J. P.; FULFORD, G. Dimensionless groups. *Industrial & Engineering Chemistry*, ACS Publications, v. 58, n. 3, p. 46–60, 1966. Citado na página 51.
- CAVALCANTE, C. N. S. *Desenvolvimento de Sistema de Controle e Instrumentação de Protótipo de Concentrador de Energia Solar Fotovoltaica e Térmica com um grau de liberdade*. 2016. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecatrônica), UnB (Universidade DE Brasília), Brasília, Brasil. Citado 5 vezes nas páginas 23, 30, 57, 62 e 88.

- CHROMASUN. *Empresa de concentrador solar MTC*. 2016. Acesso em abril de 2016. Disponível em: <<http://chromasun.com/MCT.html>>. Citado 3 vezes nas páginas v, 9 e 10.
- CRESESB. *Base de dados da irradiação solar brasileira*. 2016. Acesso em abril de 2016. Disponível em: <<http://www.cresesb.cepel.br>>. Citado 5 vezes nas páginas v, ix, 17, 18 e 19.
- DIXON, J. *The shock absorber handbook*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2008. Citado na página 137.
- DUFFIE, J.; BECKMAN, W. *Solar Engineering of Thermal Processes*. Wiley, 1991. (A Wiley-Interscience Publication). ISBN 9780471510567. Disponível em: <<https://books.google.de/books?id=w0QzhrBV21gC>>. Citado na página 44.
- DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. *Solar engineering of thermal processes*. [S.l.]: Wiley New York, 2013. v. 3. Citado 2 vezes nas páginas v e 14.
- EVANS, D.; FLORSCHUETZ, L. Cost studies on terrestrial photovoltaic power systems with sunlight concentration. *Solar Energy*, v. 19, n. 3, p. 255 – 262, 1977. ISSN 0038-092X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0038092X77900688>>. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 25.
- FENILLI, R. Sistemas termoisolantes: tipos, finalidades e aplicação. *Revista Climatização e Refrigeração*. Editora Nova Técnica, ISSN, p. 1678–6866, 2008. Citado na página 28.
- FERREIRA, M. C. *Desenvolvimento e caracterização de uma câmara de combustão DLN - DRY LOW NOx com tecnologia LPP - LEAN PREMIXED PREVAPORIZED*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília, 2007. Citado 3 vezes nas páginas vi, 58 e 59.
- GARDE, F. *Validation et développement d'un modèle thermo-aéraulique de bâtiments en climatisation passive et active. Intégration multimodèle de systèmes*. Tese (Doutorado), 1997. Citado na página 42.
- GARG, H.; AGARWAL, R.; JOSHI, J. Experimental study on a hybrid photovoltaic-thermal solar water heater and its performance predictions. *Energy Conversion and Management*, v. 35, n. 7, p. 621 – 633, 1994. ISSN 0196-8904. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0196890494900450>>. Citado na página 25.
- GOSWAMI, D. Y.; KREITH, F.; KREIDER, J. F. *Principles of solar engineering*. [S.l.]: CRC Press, 2000. Citado na página 46.
- GULIN, M.; VAŠAK, M.; BAOTIC, M. Estimation of the global solar irradiance on tilted surfaces. In: *17th International Conference on Electrical Drives and Power Electronics (EDPE 2013)*. [S.l.: s.n.], 2013. p. 334–339. Citado 2 vezes nas páginas v e 13.
- HELIOTÉRMICA, E. *Site sobre Energia Heliotérmica*. 2016. Acesso em junho de 2016. Disponível em: <<http://energiaheliotermica.gov.br/pt-br/fatos/quanta-energia-pode-ser-produzida>>. Citado na página 3.
- HELIOTÉRMICA, E. *Site sobre Energia Heliotérmica*. 2016. Acesso em junho de 2016. Disponível em: <<http://energiaheliotermica.gov.br/pt-br/energia-heliotermica/o-que-e-energia-heliotermica>>. Citado na página 4.

- HOFFMAN, J. D.; FRANKEL, S. *Numerical methods for engineers and scientists*. [S.l.]: CRC press, 2001. Citado na página 54.
- HOLLANDS, K.; RAITHBY, G.; KONICEK, L. Correlation equations for free convection heat transfer in horizontal layers of air and water. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 18, n. 7, p. 879–884, 1975. Citado na página 46.
- HOLMAN, J. P. *Transferência de calor. Tradução de Luiz Fernando Milanez*. [S.l.]: São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1983. Citado 3 vezes nas páginas 41, 42 e 43.
- HOTTEL, H.; SAROFIM, A. *Radiative Transfer*. [S.l.]: McGraw-Hill Book Company, New York, 1967. Citado na página 51.
- IMPLASTEC. *Pasta térmica de silicone Implastec*. 2016. Acesso em outubro de 2016. Disponível em: <<http://implastec.com.br/revenda-informatica/pasta-termica-de-silicone/>>. Citado na página 141.
- INCROPERA, P.; DEWITT, D. Fundamentos de transferência de calor e de massa. 6ta. Edição. Editora LTC: Rio de Janeiro, 2008. Citado 4 vezes nas páginas 43, 44, 45 e 48.
- INFLATIONDATA. *Histórico da variação do preço do petróleo*. 2016. Acesso em junho de 2016. Disponível em: <http://inflationdata.com/Inflation/Inflation_Rate/Historical_Oil_Prices_Chart.asp>. Citado 2 vezes nas páginas v e 1.
- INPE. *Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais*. 2016. Acesso em abril de 2016. Disponível em: <<http://sonda.ccst.inpe.br>>. Citado 3 vezes nas páginas v, 20 e 21.
- INSTITUTE, N. *The Paris agreement*. 2016. Acesso em junho de 2016. Disponível em: <<https://newclimate.org/2015/12/14/what-the-paris-agreement-means-for-global-climate-change-mitigation/>>. Citado na página 1.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION OF STANDARDIZATION, ISO 5167-1. : Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices. Switzerland, 1991. Citado na página 58.
- IREA, E. : Concentrating solar power. [S.l.], 2013. Citado 3 vezes nas páginas v, 4 e 5.
- JORNAL, N. *Composição da matriz energética elétrica*. 2016. Acesso em junho de 2016. Disponível em: <<https://www.nexojornal.com.br/grafico/2016/06/08/Onde-é-gerada-a-energia-elétrica-no-Brasil>>. Citado 2 vezes nas páginas v e 2.
- KALOGIROU, S. A. Solar thermal collectors and applications. *Progress in energy and combustion science*, Elsevier, v. 30, n. 3, p. 231–295, 2004. Citado na página 5.
- LEE, B. et al. Thermally conductive and electrically insulating eva composite encapsulants for solar photovoltaic (pv) cell. *eXPRESS Polymer Letters*, Citeseer, v. 2, n. 5, p. 357–363, 2008. Citado na página 26.
- MACGREGOR, R.; EMERY, A. F. Free convection through vertical plane layers—moderate and high prandtl number fluids. *Journal of Heat Transfer*, American Society of Mechanical Engineers, v. 91, n. 3, p. 391–401, 1969. Citado 2 vezes nas páginas 43 e 47.
- MALIK, M.; BUELOW, F. Heat transfer in a solar heated air duct—a simplified analysis. In: *Helio-technique and Development, Volume 2*. [S.l.: s.n.], 1976. v. 2, p. 31–37. Citado na página 46.

- MALIK, M.; BUELOW, F. Hydrodynamic and heat transfer characteristics of a heated air duct. In: *Helio-technique and Development, Volume 2*. [S.l.: s.n.], 1976. v. 2, p. 3–30. Citado na página 46.
- MARKANDYA, A.; WILKINSON, P. Electricity generation and health. *The Lancet*, Elsevier, v. 370, n. 9591, p. 979–990, 2007. Citado na página 14.
- MARTIN, V. C. T. *Design and construction of a CPV-T Prototype*. [S.l.], 2016. Final Internship report. Citado 5 vezes nas páginas v, vi, 22, 28 e 29.
- MCADAMS, W. H. *Heat transmission*. [S.l.], 1954. Citado na página 44.
- MFC, A. 3m, measurement of fluid flow in pipes using orifice, nozzle, and venturi. *American Society of Mechanical Engineers Standard*, 2004. Citado na página 58.
- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. : Resenha energética brasileira. [S.l.], 2014. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/>>. Citado na página 2.
- MORRISON, G.; RANATUNGA, D. Thermosyphon circulation in solar collectors. *Solar energy*, Elsevier, v. 24, n. 2, p. 191–198, 1980. Citado na página 79.
- MORRISON, G.; RANATUNGA, D. Transient response of thermosyphon solar collectors. *Solar Energy*, Elsevier, v. 24, n. 1, p. 55–61, 1980. Citado na página 79.
- NEF. *National Energy Foundation*. 2016. Acesso em outubro de 2016. Disponível em: <<http://www.nef.org.uk/knowledge-hub/solar-energy/types-of-photovoltaic-pv-cells/>>. Citado na página 23.
- NICOLAU, V. d. P.; MALUF, F. P. Determination of radiative properties of commercial glass. In: *18th Conference on Passive and Low Energy Architecture, Florianopolis (Brazil)*. [S.l.: s.n.], 2001. p. 7–9. Citado 5 vezes nas páginas vi, 31, 32, 88 e 96.
- NIKURADSE, J. Investigation of turbulent flow in tubes of non-circular cross section. *Engineering Archive (Ingen. Arch.)*, v. 1, p. 306–332, 1930. Citado na página 45.
- NREL. *National Center for Photovoltaics*. 2016. Acesso em maio de 2016. Disponível em: <<http://www.nrel.gov/ncpv/>>. Citado 3 vezes nas páginas v, 6 e 7.
- PAPADOPOULOS, A. et al. Innovative optics for concentrating photovoltaic/thermal (cpvt) systems—the case of the proteas solar polygeneration system. *International Journal of Sustainable Energy*, Taylor & Francis, p. 1–12, 2015. Citado na página 9.
- PEREIRA, M. C. A highly innovative, high temperature, high concentration, solar optical system at the turn of the nineteenth century. the pyrheliophoro. 2004. Citado na página 4.
- PHILIPPS, S. et al. *Current status of concentrator photovoltaic (CPV) technology*. [S.l.], 2015. Citado na página 5.
- REDDY, G. K.; CHIKKANNA, N.; GOWD, B. U. M. A novel method to reduce the thermal contact resistance. *International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE)*, v. 1, 2012. ISSN 2277-3878. Citado na página 49.
- SILVA, N. F. d. Fontes de energia renováveis complementares na expansão do setor elétrico brasileiro: o caso da energia eólica. *Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Universidade Federal do Rio de Janeiro*, 2006. Citado na página 2.

- SOLARGIS. *Base de dados da irradiação solar global*. 2016. Acesso em abril de 2016. Disponível em: <<http://solargis.info/doc/free-solar-radiation-maps-GHI>>. Citado 3 vezes nas páginas v, 15 e 16.
- SONDA. *Base de dados ambientais brasileiro*. 2016. Acesso em abril de 2016. Disponível em: <<http://sonda.ccst.inpe.br>>. Citado 4 vezes nas páginas v, 19, 20 e 21.
- TARABSHEH, A. A. et al. Investigation of temperature effects in efficiency improvement of non-uniformly cooled photovoltaic cells. *CHEMICAL ENGINEERING*, v. 35, 2013. Citado 3 vezes nas páginas v, 8 e 9.
- TIWARI, G.; MISHRA, R.; SOLANKI, S. Photovoltaic modules and their applications: A review on thermal modelling. *Applied Energy*, v. 88, n. 7, p. 2287 – 2304, 2011. ISSN 0306-2619. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261911000080>>. Citado 2 vezes nas páginas v e 7.
- TOSELLO, A. Ensaios sobre a secagem dos produtos agrícolas (pelo ar quente). *Bragantia*, SciELO Brasil, v. 6, n. 2, p. 39–107, 1946. Citado na página 78.
- U.S. DEPARTMENT OF ENERGY - ENERGY EFFICIENCY AND RENEWABLE ENERGY. : The history of solar. [S.l.], 2016. Disponível em: <https://www1.eere.energy.gov/solar/pdfs/solar_timeline.pdf>. Citado 2 vezes nas páginas 4 e 6.
- VALLE, K. N. F. *Métodos Numéricos de Euler e Runge-Kutta*. 2012. Monografia (Pós-graduação em Matemática), UFMG (Universidade Federal de Minas Gerais), Belo Horizonte, Brasil. Citado na página 54.
- VIVAR, M. et al. Initial field performance of a hybrid cpv-t microconcentrator system. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, Wiley Online Library, v. 21, n. 8, p. 1659–1671, 2013. Citado na página 10.
- YUNUS, A. C. et al. Heat transfer: a practical approach. *MacGraw Hill, New York*, 2003. Citado na página 42.

Apêndices

Primeiro Apêndice

CALIBRAÇÃO DO MANÔMETRO DIGITAL

Com a finalidade de obter a curva de pressão do manômetro digital utilizado na placa de orifício, variou-se a velocidade do escoamento no túnel de vento através do inversor do túnel de vento. Os resultados de pressão [mm c.a.] para o manômetro digital, usado no Projeto, e o manômetro analógico, do túnel de vento, são mostrados nas tabelas abaixo:

Tabela A.1: Resultados da primeira medição de pressão nos manômetros.

Digital [mm c.a]	Analógico [mm c.a]	Frequência do inversor [Hz]
0,0	0,00	0
0,0	0,20	60
0,2	0,50	100
1,1	1,55	150
2,3	2,95	200
3,4	4,65	250
5,4	6,90	300
7,7	9,55	350
10,4	12,60	400

Tabela A.2: Resultados da segunda medição de pressão nos manômetros.

Digital [mm c.a]	Analógico [mm c.a]	Frequência do inversor [Hz]
0,0	0,00	0
0,0	0,20	60
0,2	0,55	100
0,9	1,60	150
2,3	2,95	200
3,4	4,70	250
5,4	7,00	300
7,6	9,60	350
10,4	12,60	400

CONSTANTES DE PROJETO

Devido a dificuldade em encontrar valores exatos para as características físicas dos materiais utilizados, utilizou-se diversos livros e estudos como base.

As constantes de emissividades de alguns materiais usados no estudo foram obtidos do livro Bolz (1973). O restante dos valores foram apresentando no decorrer do trabalho, bem como suas bibliografias.

Tabela A.3: Valores da espessura e da condutividade térmica do materiais usados no estudo

	Espessura [mm]	Condutividade térmica k [$W/m.K$]
Vidro	5,0	1,4
Célula fotovoltaica	0,165	148,0
Alumínio	0,5	204,0
Isopor ^o	10	0,028
Madeira	10	0,3

Tabela A.4: Valores da emissividade, absortividade e transmissividade dos materias usados no estudo

	Emissividade	Absortividade	Transmissividade
Vidro	0,9	0,11	0,82
Vidro (infra-vermelho)	0,9	0,84	0,12
Célula fotovoltaica	0,85	0,92	0
Alumínio	0,04	n.a	n.a
Madeira	0,9	0,3	0

em que n.a. significa que não se aplica, pois não foram necessários no estudo.

Segundo Apêndice

TEMPERATURA DOS MATERIAIS E DO FLUIDO DO MODELO

2

Nessa seção são desenvolvidas as 7 equações adimensionais usadas para calcular as 7 temperaturas ($T_{g,o}$, $T_{g,i}$, T_{PV} , T_d , T_I , T_w e T_f). Durante o desenvolvimento das equações são usadas as temperaturas adimensionais, \tilde{T} equação 4.53, o número de Biot, Bi equação 4.54, e o número de Hottel, Hot equação 4.56. Utilizou-se também as equações 4.22, 4.20 e 4.19.

- Balanço de energia no vidro

$$\dot{Q}_{sun,conc} + \dot{Q}_{sun,s} + \dot{Q}_{rad,soil} + \dot{Q}_{rad,PV} + \dot{Q}_{conf} - \dot{Q}_{rad,g,i} - \dot{Q}_{conv,g} - \dot{Q}_{rad,g,o} = 0 \quad (B.1)$$

Substituindo os valores correspondentes para a condução, convecção e radiação, temos a seguinte equação:

$$\begin{aligned} \alpha_{IR} \varepsilon_{PV} \sigma A_g T_{PV}^4 - \varepsilon_g \sigma A_g T_{g,i}^4 - \varepsilon_g \sigma A_g T_{g,o}^4 - h_{e,g} A_g T_{g,o} + h_{conf} A_g T_{PV} \\ - h_{conf} A_g T_{g,i} + \varepsilon_s \sigma A_g T_s^4 + h_{e,g} A_g T_\infty + \alpha_g A_g (\psi_s G_d + \psi_M n G_b) = 0 \end{aligned} \quad (B.2)$$

A equação B.2 é então dividida por $A_g T_\infty$ e $\frac{T}{T_\infty}$ é substituído por \tilde{T} :

$$\begin{aligned} \alpha_{IR} \varepsilon_{PV} \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_{PV}^4(x) - \varepsilon_g \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_{g,i}^4(x) - \varepsilon_g \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_{g,o}^4(x) - h_{e,g} \tilde{T}_{g,o}(x) + h_{conf} \tilde{T}_{PV}(x) \\ - h_{conf} \tilde{T}_{g,i}(x) + h_{e,g} + \varepsilon_s \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_s^4 + \frac{\alpha_g (\psi_s G_d + \psi_M n G_b)}{T_\infty} = 0 \end{aligned} \quad (B.3)$$

Divide-se então a equação B.3 por σT_∞^3 e os parâmetros Bi, número de Biot, e Hot, número de Hottel, substituem seus respectivos valores adimensionais.

$$\begin{aligned} \alpha_{IR}\varepsilon_{PV}\tilde{T}_{PV}^4(x) - \varepsilon_g\tilde{T}_{g,i}^4(x) - \varepsilon_g\tilde{T}_{g,o}^4(x) - Hot_{e,g}\tilde{T}_{g,o}(x) + Hot_{conf}\tilde{T}_{PV}(x) \\ - Hot_{conf}\tilde{T}_{g,i}(x) + \varepsilon_s\tilde{T}_s^4 + Hot_{e,g} + \alpha_g\psi_s\Pi_{sun}^d + \alpha_g\psi_M n\Pi_{sun}^b = 0 \end{aligned} \quad (B.4)$$

- Salto de temperatura entre as superfícies interna e externa do vidro.

$$\dot{Q}_{cond,g} = \dot{Q}_{conv,conf} + \dot{Q}_{rad,PV}\alpha \quad (B.5)$$

Substituindo os valores correspondentes para a condução, convecção e radiação, temos a seguinte equação:

$$\varepsilon_g\sigma A_g T_{g,i}^4 - \alpha_{IR}\varepsilon_{PV}\sigma A_g T_{PV}^4 + \left(h_{conf} + \frac{k_g}{\delta_g}\right) A_g T_{g,i} - \frac{k_g}{\delta_g} A_g T_{g,o} - h_{conf} A_g T_{PV} = 0 \quad (B.6)$$

A equação B.6 é então dividida por $A_g T_\infty$ e $\frac{T}{T_\infty}$ é substituído por \tilde{T} :

$$\varepsilon_g\sigma T_\infty^3 \tilde{T}_{g,i}^4(x) - \alpha_{IR}\varepsilon_{PV}\sigma T_\infty^3 \tilde{T}_{PV}^4(x) + \left(h_{conf} + \frac{k_g}{\delta_g}\right) \tilde{T}_{g,i}(x) - \frac{k_g}{\delta_g} \tilde{T}_{g,o}(x) - h_{conf} \tilde{T}_{PV}(x) = 0 \quad (B.7)$$

Divide-se então a equação B.7 por σT_∞^3 e os parâmetros Bi, número de Biot, e Hot, número de Hottel, substituem seus respectivos valores adimensionais.

$$\varepsilon_g\tilde{T}_{g,i}^4(x) - \alpha_{IR}\varepsilon_{PV}\tilde{T}_{PV}^4(x) + \left(Hot_{conf} + \frac{Hot_{e,g}}{Bi_g}\right) \tilde{T}_{g,i}(x) - \frac{Hot_{e,g}}{Bi_g} \tilde{T}_{g,o}(x) - Hot_{conf} \tilde{T}_{PV}(x) = 0 \quad (B.8)$$

- Balanço de energia na célula fotovoltaica

$$\dot{Q}_{cond,d} + \dot{Q}_{conv,conf} + \dot{Q}_{rad,PV} = \dot{Q}_{joule} \quad (B.9)$$

Substituindo os valores correspondentes para a condução, convecção e radiação, temos a seguinte equação:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{PV}\sigma A_g T_{PV}^4 - \varepsilon_g\sigma A_g T_{g,i}^4 + (h_{pv,d} + h_{conf} - (\psi_s G_d + \psi_M n G_b)\tau_g \alpha_{PV} \eta_{ref} \beta_{ref}) A_g T_{PV} \\ - h_{conf} A_g T_{g,i} - h_{pv,d} A_g T_d - \tau_g \alpha_{PV} A_g (\psi_s G_d + \psi_M n G_b) (1 - \eta_{ref} - \eta_{ref} \beta_{ref} T_{ref}) = 0 \end{aligned} \quad (B.10)$$

A equação B.10 é então dividida por $A_g T_\infty$ e $\frac{T}{T_\infty}$ é substituído por \tilde{T} :

$$\begin{aligned} \varepsilon_{PV}\sigma T_\infty^3 \tilde{T}_{PV}^4(x) - \varepsilon_g\sigma T_\infty^3 \tilde{T}_{g,i}^4(x) + (h_{pv,d} + h_{conf} - \tau_g\alpha_{PV}(\psi_s G_d + \psi_M n G_b)\eta_{ref}\beta_{ref}) \tilde{T}_{PV}(x) \\ - h_{conf}\tilde{T}_{g,i}(x) - h_{pv,d}\tilde{T}_d(x) \\ - \frac{\tau_g\alpha_{PV}(\psi_s G_d + \psi_M n G_b)(1 - \eta_{ref} - \eta_{ref}\beta_{ref}T_{ref})}{T_\infty} \end{aligned} = (\mathbf{B.11})$$

Divide-se então a equação B.11 por σT_∞^3 e os parâmetros Bi, número de Biot, e Hot, número de Hottel, substituem seus respectivos valores adimensionais.

$$\begin{aligned} \varepsilon_{PV}\tilde{T}_{PV}^4(x) - \varepsilon_g\tilde{T}_{g,i}^4(x) + \left[\frac{Hot_{e,g}}{Bi_{PV,d}} + Hot_{conf} - (\psi_m n \Pi_{sun}^b + \psi_s \Pi_{sun}^d)\tau_g\alpha_{PV}\eta_{ref}\beta_{ref}T_\infty \right] \tilde{T}_{PV}(x) \\ - Hot_{conf}\tilde{T}_{g,i}(x) - \frac{Hot_{e,g}}{Bi_{PV,d}}\tilde{T}_d(x) - \tau_g\alpha_{PV}(\psi_m n \Pi_{sun}^b + \psi_s \Pi_{sun}^d)(1 - \eta_{ref} - \eta_{ref}\beta_{ref}T_{ref}) \end{aligned} = (\mathbf{B.12})$$

- Balanço de energia no duto

$$\dot{Q}_{cond,d} = \dot{Q}_{conv,df} + \dot{Q}_{rad,d} \quad (\mathbf{B.13})$$

Substituindo os valores correspondentes para a condução, convecção e radiação, temos a seguinte equação:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma}{\frac{1-\varepsilon_d}{\varepsilon_d A_g} + \frac{1}{A_g} + \frac{1-\varepsilon_d}{\varepsilon_d A_f}} T_d^4 - \frac{\sigma}{\frac{1-\varepsilon_d}{\varepsilon_d A_g} + \frac{1}{A_g} + \frac{1-\varepsilon_d}{\varepsilon_d A_f}} T_f^4 + (h_{i,f} + h_{PV,d}) A_g T_d \\ - h_{PV,d} A_g T_{PV} - h_{i,f} A_g T_f = 0 \end{aligned} \quad (\mathbf{B.14})$$

A equação B.14 é então dividida por $A_g T_\infty$ e $\frac{T}{T_\infty}$ é substituído por \tilde{T} :

$$\begin{aligned} \frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_d^4(x) - \frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_f^4(x) + (h_{i,f} + h_{PV,d}) \tilde{T}_d(x) \\ - h_{PV,d} \tilde{T}_{PV}(x) - h_{i,f} \tilde{T}_f(x) = 0 \end{aligned} \quad (\mathbf{B.15})$$

Divide-se então a equação B.15 por σT_∞^3 e os parâmetros Bi, número de Biot, e Hot, número de Hottel, substituem seus respectivos valores adimensionais.

$$\begin{aligned} \frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \tilde{T}_d^4(x) - \frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \tilde{T}_f^4(x) + \left(Hot_{i,f} + \frac{Hot_{e,g}}{Bi_{PV,d}} \right) \tilde{T}_d(x) \\ - \frac{Hot_{e,g}}{Bi_{PV,d}} \tilde{T}_{PV}(x) - Hot_{i,f} \tilde{T}_f(x) = 0 \end{aligned} \quad (\mathbf{B.16})$$

- Balanço de energia no fluido

$$\dot{Q}_{fluido}(x) = \dot{m}Cp\Delta T = \dot{Q}_{conv,df} - \dot{Q}_{conv,fd} \quad (\text{B.17})$$

Substituindo os valores correspondentes para a condução, convecção e radiação, temos a seguinte equação:

$$\dot{m}Cp \frac{dT_f(x)}{dx} = h_{i,f}wT_d(x) - h_{i,f}(w + P_i)T_f(x) + h_{i,f}P_iT_I(x) \quad (\text{B.18})$$

em que P_i é o perímetro interno do isolante.

A equação B.18 é então dividida por A_gT_∞ e $\frac{T}{T_\infty}$ é substituído por \tilde{T} :

$$\frac{\dot{m}C_p}{h_{i,f}w} \frac{d\tilde{T}_f}{dx} = \tilde{T}_d(x) - [1 + r_I]\tilde{T}_f(x) + r_I\tilde{T}_I(x) \quad (\text{B.19})$$

Considera-se então o comprimento característico $x = \tilde{x}L_c = \tilde{x}\frac{\dot{m}C_p}{h_{i,f}w}$ e substituindo na equação B.19, tem-se que:

$$\frac{d\tilde{T}_f}{d\tilde{x}} = \tilde{T}_d(\tilde{x}) - [1 + r_I]\tilde{T}_f(\tilde{x}) + r_I\tilde{T}_I(\tilde{x}) \quad (\text{B.20})$$

- Balanço de energia no isolante

$$\dot{Q}_{rad,d} + \dot{Q}_{conv,fd} + \dot{Q}_{sky} + \dot{Q}_{global} - \dot{Q}_{conv,w} - \dot{Q}_{rad,w} = 0 \quad (\text{B.21})$$

Substituindo os valores correspondentes para a condução, convecção e radiação, temos a seguinte equação:

$$\begin{aligned} & \frac{\sigma}{\frac{1-\varepsilon_d}{\varepsilon_d A_g} + \frac{1}{A_g} + \frac{1-\varepsilon_d}{\varepsilon_d A_I}} T_d^4 - \frac{\sigma}{\frac{1-\varepsilon_d}{\varepsilon_d A_g} + \frac{1}{A_g} + \frac{1-\varepsilon_d}{\varepsilon_d A_I}} T_I^4 - \varepsilon_w \sigma A_w T_w^4 \\ & - h_{i,f} A_I T_I - h_{e,w} A_w T_w + h_{i,f} A_I T_f + h_{e,w} A_w T_\infty + \alpha_{sky} A_g \sigma T_{sky}^4 \\ & + \alpha_w A_w (G_d + G_b) = 0 \end{aligned} \quad (\text{B.22})$$

A equação B.22 é então dividida por A_gT_∞ e $\frac{T}{T_\infty}$ é substituído por \tilde{T} :

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_d^4(x) - \frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_I^4(x) - r_w \varepsilon_w \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_w^4(x) \\ & - r_I h_{i,f} \tilde{T}_I(x) - r_w h_{e,w} \tilde{T}_w(x) + r_I h_{i,f} \tilde{T}_f(x) + r_w h_{e,w} + r_w \alpha_{sky} \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_{sky}^4 \\ & + \frac{r_w \alpha_w (G_d + G_b)}{T_\infty} = 0 \end{aligned} \quad (\text{B.23})$$

Divide-se então a equação B.23 por σT_∞^3 e os parâmetros Bi, número de Biot, e Hot, número de Hottel, substituem seus respectivos valores adimensionais.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \tilde{T}_d^4(x) - \frac{1}{\left(1 + \frac{1-\varepsilon_d}{r_I}\right)} \varepsilon_d \tilde{T}_I^4(x) - r_w \varepsilon_w \tilde{T}_w^4(x) \\ & - r_I \text{Hot}_{i,f} \tilde{T}_I(x) - r_w \text{Hot}_{e,w} \tilde{T}_w(x) + r_I \text{Hot}_{i,f} \tilde{T}_f(x) \\ & + r_w \text{Hot}_{e,w} + r_w \alpha_{sky} \tilde{T}_{sky}^4 + r_w \alpha_w \Pi_{sun}^g = 0 \end{aligned} \quad (\text{B.24})$$

sendo $x = \tilde{x} L_c = \tilde{x} \frac{\dot{m} C_p}{h_{i,f} w}$.

- Salto de temperatura entre as superfícies do duto e externa da madeira.

$$\dot{Q}_{sky} + \dot{Q}_{global} - \dot{Q}_{conv,w} - \dot{Q}_{rad,w} = -\dot{Q}_{cond,i} \quad (\text{B.25})$$

Substituindo os valores correspondentes para a condução, convecção e radiação, temos a seguinte equação:

$$\begin{aligned} \varepsilon_w \sigma A_w T_w^4 + \left(h_{e,w} + \frac{1}{R_{eq,i} A_w} \right) A_w T_w - \frac{T_I}{R_{eq,i}} - h_{e,w} A_w T_\infty \\ - \alpha_{sky} \sigma A_w T_{sky}^4 - \alpha_w A_w (G_d + G_b) = 0 \end{aligned} \quad (\text{B.26})$$

A equação B.26 é então dividida por $A_w T_\infty$ e $\frac{T}{T_\infty}$ é substituído por \tilde{T} :

$$\begin{aligned} \varepsilon_w \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_w^4(x) + \left(h_{e,w} + \frac{1}{R_{eq,i} A_w} \right) \tilde{T}_w(x) - \frac{\tilde{T}_I(x)}{A_w R_{eq,i}} - h_{e,w} \\ - \alpha_{sky} \sigma T_\infty^3 \tilde{T}_{sky}^4 - \frac{\alpha_w (G_d + G_b)}{T_\infty} = 0 \end{aligned} \quad (\text{B.27})$$

Divide-se então a equação B.27 por σT_∞^3 e os parâmetros Bi, número de Biot, e Hot, número de Hottel, substituem seus respectivos valores adimensionais.

$$\begin{aligned} \varepsilon_w \tilde{T}_w^4(x) + \left(\text{Hot}_{e,w} + \frac{r_I \text{Hot}_{e,w}}{r_w \text{Bi}_I} \right) \tilde{T}_w(x) - \frac{r_I \text{Hot}_{e,w}}{r_w \text{Bi}_I} \tilde{T}_I(x) \\ - \text{Hot}_{e,w} - \alpha_{sky} \tilde{T}_{sky}^4 - \alpha_w \Pi_{sun}^g = 0 \end{aligned} \quad (\text{B.28})$$

Terceiro Apêndice

CÓDIGOS EM MATLAB

Na presente secção são apresentados os códigos utilizados nas simulações em Matlab.

Modelo 1

- Condução

```
function [R_cond_glass, R_cond_ins, R_cond_tube, R_cond_wood] = cond (K_glass,  
L_conc, w, Tw_out , Tinf, e_glass,e_ins, K_ins, e_metal, K_metal, e_wood, K_wood)  
  
% heat flux  
  
Q_cond_glass = K_glass * (Tw_out - Tinf ) / e_glass;  
  
% resistance of conduction - GLASS  
  
R_cond_glass = e_glass / (K_glass * L_conc*w );  
  
% resistance of conduction - INSULATION  
  
R_cond_ins = e_ins / (K_ins*L_conc*w);  
  
% resistance of conduction - metal tube  
  
R_cond_tube = e_metal / (K_metal*L_conc*w);  
  
% resistance of conduction - wood frame  
  
R_cond_wood = e_wood / (K_wood*L_conc*w);  
  
end
```

- Convecção externa

```

function [h_ext, R_conv_ext] = conv_ext(u_inf,
L_conc , w)

% external convection

h_ext = 5.7 + 3.8*u_inf;

R_conv_ext = 1 / (h_ext * L_conc*w ) ;

end

```

- Convecção interna

Fluido - agua

```

function[h_int, R_convint, Q_conv_i, Re_ix, Nu_total, Nu_for] = conv_natural(w_cells,
u_int, nu_fluid, L2_conc, K_fluid, Tw_out,
Ti_out,L_conc, Dh, g, teta, beta_fluid, T_ww, Tww2, Pr_fluid)

Re_ix = u_int*Dh/nu_fluid;

Nu_for = 5.385;

Gr = (g*cosd(teta)*beta_fluid*(T_ww -
Tww2)*(L2_conc^3))/(nu_fluid^2) ;

Nu_free = 0.42*((Gr*Pr_fluid)^0.25) * (Pr_fluid^0.012) * ((L_conc/L2_conc)^-0.3) ;

Nu_total = ((Nu_free^4)+(Nu_for^4))^0.25;

% Re < 2000:  Nu_med = 5.385

h_int = (Nu_total * K_fluid)/Dh;

R_conv_int = 1 / (h_int * w_cells*L_conc);

Q_conv_i = h_int * (w_cells*L_conc)* (Tw_out - Ti_out);

end

```

Fluido - ar

```

function[h_i, R_conv_i] = conv_int_flat(w_cells, u_fluid, Pr_fluid, nu_fluid,
L2_conc, K_fluid, Tw_out, Ti_out,x_mirror)

%=====> Fluid properties

%=====> Parameters

Re_ix = (u_fluid*L2_conc)/nu_fluid;

Nu_medi = (0.0192*(Re_ix^(3/4))*Pr_fluid)/(1+1.22*(Re_ix^(-1/8))*(Pr_fluid-2));

h_i = (Nu_medi * K_fluid)/L2_conc;

R_conv_i = 1 / (h_i * w_cells*x_mirror);

Q_conv_i = h_i * (Tw_out - Ti_out);

end

```

- Radiação

```

function[h_rad, R_rad] = radiation(epsilon_glass,
sig, L1, x, Tw_out, Tinf)

%=====> Heat flux of radiation

Q_r = epsilon_glass * sig * ((Tw_out^4) - (Tinf^4));

h_rad = epsilon_glass * sig*(Tw_out + Tinf) *(Tw_out^2 + Tinf^2);

R_rad = 1 / (h_rad * L1 * x);

end

```

- Resistências térmicas

```

function[R_up, R_down] = thermal_resistance(R_condglass,
R_convint, R_convext, R_condins, R_condtube, R_condwood)

% R_up => upward thermal resistance

R_up = R_convext + R_condins + R_condwood + R_convint;

```

```

% R_down => downward thermal resistance

R_down = R_condglass + R_convext + R_condtube ;

end

```

- Método Newton-Raphson

```

function [Tw_in] = N_Rnormal(m1, m2, m3)

syms Tw_in;

f = @(Tw_in) (m1*(Tw_in^4) + m2*Tw_in + m3);

a = diff(f(Tw_in));
df = inline(a);

b= diff(f(Tw_in),2);
ddf = inline(b);

x1 = 300;
acc = 0.1;

y1 = f(x1);
y2 = df(x1);
y3 = ddf (x1);

while (( y1*y3)/(y2*y2)) > 1
    x1 = 300;
    y1 = f(x1);
    y2 = df(x1);
    y3 = ddf (x1);
end

x2 = (x1 - (y1/y2));

while (abs(x2-x1) > acc)
    x1 = x2;
    y1 = f(x1);
    y2 = df(x2);
    x2 = (x1 - (y1/y2));

end

Tw_in = x2;

```

end

- Cálculo de Temperatura e Eficiência

```
%-----  
%-----Projeto de Graduacao-----  
%  
%           Heat transfer in a solar concentrator (CPV-T)  
%  
% Universidade de Brasilia  
% Engenharia Mecanica  
% Thiago Henrique Sanaiotto Schmidt  
%  
% Solar concentrator:  
% - production of eletricity (solar cells)  
% - production of thermal energy (cooling)  
%  
%-----  
  
clc; clear all; close all;  
  
addpath ./fluid_properties  
addpath ./thermal  
addpath ./methods  
  
%-----Parameters-----  
  
%=====> Project site: Brasilia  
  
g = 9.81; % gravity - m/s2  
H_local = 1172; % altitude - in m  
Plocal = 101325 * (( 1 - ((2.25577*10^(-5))*H_local))^5.2559 );  
% -500 < h < 11000m - Atmospheric pressure in Pa  
Lat_local = -15.7797200; % Latitude - 15 46 46 S  
Long_local = -47.9297200; % Longitude - 47 55 46 O  
Tinf = 298; % external temperature - in K  
phi_local = 0.5; % humidity - phi(%)/100  
Qsun = 800; % G - Solar radiation - W/m2  
sig = 5.67e-8; % Stefan-Boltzmann constant  
u_inf = 1; % Air velocity - m/s  
Tmed_air = Tinf;  
  
%=====> Solar cells (square shape)  
  
% Size:
```

```

w_cells = 0.125; % Length - in m
eta_cells = 0.22; % PV efficiency - eta(%) / 100
N_cells = 12; % Quantity of cells - 1.5 / 0.125 = 12
A_cells = w_cells^2; % Area of 12 solar cell
A_total = A_cells * N_cells; % Total area

%=====> Glass properties

K_glass = 0.79; % 1.05 professor
% Thermal conductivity coefficient (glass) - in W/m.K

w_g = w_cells; % Length - in m
e_glass = 0.005; % Thickness of the glass - in m
epsilon_glass = 0.9; % Emissivity of the glass

tau_glass = 0.82; % transmissivity
alpha_glass = 0.11; % absorptivity
phi_glass = 0.07; % reflectivity

teta = 0; % angle of inclination - in rad

w = w_cells;

%=====> Insulation

K_ins = 0.02; % 0.03 professor
% Styrofoam conductivity
e_ins = 0.01; % Thickness of insulation material

%=====> Mirrors

eta_mirror = 0.94; % Mirror efficiency - eta(%) / 100 - reflection
N_mirror = 15; % Quantity of mirrors
x_mirror = 1.5; % Length - in m

% Metal tube

e_metal = 0.005; % Thickness
K_metal = 200;
% Aluminum 200, steel 50 - coefficient of conduction

%=====> Cooling system

e_conc = 0.001; % Thickness - in m
Ti_in = Tinf; % Ti_in = Tinf
w_conc = w - (2*e_conc); % Length - in m
L2_conc = 0.015 - (2*e_conc); % Height - in m

Dh = (2*w_conc*L2_conc) / (w_conc + L2_conc);

```

```

% Hydraulic diameter (rectangular)- in m

% Wood suport

e_wood = 0.01;           % Thickness
K_wood = 0.3;           % 0.3 - coefficient of conduction

% Inicial guess

Tw_0 = Tinf;
Tw_out = 305;
% Fluid temperature (in) - in K (60C)
Ti_out = 300;
% Fluid temperature (in) - in K (40C)

Ti(1) = Ti_in; dx = w ; Tw(1)= Tinf; m(1)= -2.81e+4;
Tii(1) = Ti(1); Tww(1)=Tw(1);

Q_cond_glass(1)= 2.6e+3; Q_cond_ins(1) = 500;
Q_conv_i(1) = 5.3e+3; Q_conv_e(1) = 50 ; Q_rad(1) = 100;

%----- Energies
% energy in system
Q_system = Qsun * eta_mirror * N_mirror * A_total*( tau_glass + alpha_glass) ;

% energy in PV cells
Q_tau = Qsun * eta_mirror * N_mirror * A_total*( tau_glass ) ;

% thermal energy dissipated in the glass
Q_alpha = Qsun * eta_mirror * N_mirror * A_total*( alpha_glass) ;

Q_thermal = Q_tau *(1- eta_cells) + Q_alpha;

Q_thermall = Qsun * eta_mirror * N_mirror *
A_total*( tau_glass*(1 - eta_cells) + alpha_glass) ;

for j=1:3

Tmed_fluid = 0.5 * (Ti_out + Ti_in);           % Average temperature

L_conc = w * N_cells;                          % Length of the concentrator

P_horiz = 2*(w + L_conc);                      % Perimeter of the horizontal plate

A_horiz = w*L_conc;                            % Area of the horizontal plate

```

```

%% -----Fluid properties-----

%=====> Internal:

% - AIR

R_air = 287.05; % Gas constant (air)

[rho_fluid, mu_fluid, beta_fluid, K_fluid, Pr_fluid, nu_fluid, Cp_fluid]
= air_prop(Tmed_air, Plocal, R_air);

% - WATER

%[K_fluid, mu_fluid, Pr_fluid, rho_fluid, beta_fluid, nu_fluid, Cp_fluid ]
= water_prop (Tmed_fluid);

% mass flow and velocity

m_fluid = 0.025; % mass flow (air/water) 0.0157

u_int = m_fluid / (w_conc* L2_conc * rho_fluid);

%% -----HEAT TRANSFER-----
%for j=1:3
%=====> Convection

% - EXTERNAL

[h_ext, R_conv_ext] = conv_ext(u_inf, L_conc, w);

% - INTERNAL

[h_int, R_conv_int] = conv_int_flat (w_cells, u_int, Pr_fluid, nu_fluid, L2_conc,
K_fluid, Tw_out, Ti_out, x_mirror);

%=====> Conduction

[R_cond_glass, R_cond_ins, R_cond_tube, R_cond_wood] = cond (K_glass, L_conc, w, Tw_out
Tinf, e_glass, e_ins, K_ins, e_metal, K_metal, e_wood, K_wood);

%=====> Radiation

[h_rad, R_rad] = radiation(epsilon_glass, sig, w, L_conc, Tw_out, Tinf);

%=====> THERMAL RESISTENCES

[R_up, R_down] = thermal_resistance(R_cond_glass, R_conv_int, R_conv_ext,
R_cond_ins, R_cond_tube, R_cond_wood);

```

```

%% First consideration

x(1) = 0.0; i=1;

while x(i) < L_conc
    i = i+1;
    x(i) = x(i-1) + dx

m1 = epsilon_glass*sig;
m2 = (1/(R_down*w*dx)) + (h_int);
m3(i-1) = -h_int*Ti(i-1)
- epsilon_glass*sig*(Tinf^4) - (Tinf/(R_down*w*dx)) - (Q_thermal/A_total);

a = h_int*w*dx;
b = - (h_int*w*dx + (1/R_up));
c = Tinf/R_up;

%% Newton Raphson

Tw(i-1) = N_R_normal(m1, m2, m3(i-1))

%% Temperature equations

Ti(i) = Ti(i-1) + (1/(m_fluid*Cp_fluid))*(a*Tw(i-1) + b*Ti(i-1) + c)    %1

%% Efficiency

% Electrical

eff_pv(i-1) = 0.22 - 0.000704*(Tw(i-1) - Tinf)

%% =====SECOND PART=====

%% Fluid properties

Tmed_fluid(i-1) = 0.5*(Tw(i-1)+Ti(i-1))

eff_t(i-1) = (m_fluid*Cp_fluid*(Ti(i-1) - Tinf))/ ((Q_system*w*i*dx)/A_total);

%% Energies

Q_systemm(i-1) = Qsun * eta_mirror * N_mirror * w*i*dx*( tau_glass + alpha_glass) ;
% energy in system

```

```

Q_tauu(i-1) = Qsun * eta_mirror * N_mirror * w*i*dx*( tau_glass ) ;
% energy in PV cells

Q_alphaa(i-1) = Qsun * eta_mirror * N_mirror * w*i*dx*( alpha_glass) ;
% thermal energy dissipated in the glass

Q_thermall(i-1) = Qsun * eta_mirror * N_mirror *
w*i*dx* ( tau_glass*(1 - eff_pv(i-1)) + alpha_glass);

%% Second part being calculated again

m33(i-1) = -h_int*Ti(i-1) - epsilon_glass*sig*(Tinf^4)
- (Tinf/(R_down*w*dx)) - (Q_thermall(i-1)/(w*i*dx));

Tww(i-1) = N_R_normal(m1, m2, m33(i-1))
Tii(i) = Tii(i-1) + (1/(m_fluid*Cp_fluid))*(a*Tww(i-1) + b*Tii(i-1) + c)

eff_ppvv(i-1) = 0.22 - 0.000704*(Tww(i-1) - Tinf);

eff_ee(i-1) = (eff_ppvv(i-1)*Q_tauu(i-1))/ (Q_systemm(i-1))

eff_tt(i-1) = (m_fluid*Cp_fluid*(Tii(i-1) - Tii(1)))/(Q_systemm(i-1))

eff_total(i-1) = eff_ee(i-1) + eff_tt(i-1)

[Q_cond_ins(i-1), Q_conv_i(i-1), Q_conv_e(i-1), Q_rad(i-1), Q_ele(i-1)]
= thermal_energy(Tw(i-1), Ti(i-1),Tinf, h_int,h_ext, epsilon_glass, sig,
Q_thermall(i-1), eff_ee(i-1), K_ins, e_ins );

Q_fluid(i-1) = m_fluid*Cp_fluid*(Ti(i-1) - Ti(1));

z(i-1) = Q_conv_i(i-1) + Q_conv_e(i-1) + Q_rad(i-1)
+ Q_ele(i-1) + Q_cond_ins(i-1) + Q_fluid(i-1);

Q_cond_glass(i-1) = Q_systemm(i-1) - z(i-1);

end

Tw_out = Tw(i-1);
Ti_out = Ti(i);

end

```

Modelo 2

- Convecção confinada

```
function [h_conf] = conv_conf(T_g_i, T_pv, g,  
beta_air_conf, e_conf, nu_air_conf, k_air_conf, Pr_air)  
  
% =====> external convection - glass  
  
Gr_conf = (g*beta_air_conf*(T_pv - T_g_i)*(e_conf^3)) / (nu_air_conf^2);  
  
Ra_conf = Gr_conf*Pr_air;  
  
if Ra_conf < 1708  
  
    Nu_conf = 1;  
  
else Nu_conf = 1 + 1.44*(1-(1708/Ra_conf))+ ((Ra_conf/5830)^(1/3) -1);  
  
end  
  
h_conf = Nu_conf*k_air_conf / e_conf;  
  
end
```

- Convecção interna

```
function [h_if,f] = conv_int (u_int, Pr_air, nu_air, K_air, Dh)  
  
%=====> Fluid properties  
  
%=====> Parameters  
  
Re_i_x = (u_int*Dh)/nu_air;  
  
Nu_med_i = (0.0192*(Re_i_x^(3/4))*Pr_air)/(1 + 1.22*(Re_i_x^(-1/8))*(Pr_air - 2));  
  
h_if = (Nu_med_i * K_air)/Dh;  
  
end
```

- Convecção externa

```

function [h_eg, h_ew, h_ew_for, h_ew_free, h_eg_free, h_eg_for]
= conv_ext(L, L2, g,beta_air_inf, nu_air_inf,
Tinf, T_w, T_g, K_air_inf, Pr_air_inf,w, u_inf)

% =====> external convection - glass

Ra_g = (g*beta_air_inf*(T_g - Tinf)*(L^(3))) / (nu_air_inf^2);

Nu_g = 0.27*Ra_g^(1/4);
% lower surface of hot plate

h_eg_free = Nu_g*K_air_inf / L ;
% convection constant

h_eg_for = 5.67 + 3.86*u_inf;

h_eg = ( (h_eg_free^3.5) + (h_eg_for^3.5) )^(1/3.5);

% =====> external convection - wood

% horizontal

L_w = (w*L) / (2*(w+L));

Ra_w_h = (g*beta_air_inf*(T_w - Tinf)*(L_w^(3))) / (nu_air_inf^2);

if 10^4 < Ra_w_h < 10^7
    Nu_w_h = 0.54*Ra_w_h^(1/4);
    % upper surface of hot plate

else 10^7 < Ra_w_h < 10^11
    Nu_w_h = 0.15*Ra_w_h^(1/4);
    % upper surface of hot plate

end

% vertical

Ra_w_v = (g*beta_air_inf*(T_w - Tinf)*(L^(3))) / (nu_air_inf^2);

Nu_w_v = ( 0.825 + ( ( 0.387*(Ra_w_v^(1/6))) / ( ( 1 + ((0.492/Pr_air_inf)^(9/16))
)^(8/27)) ) )^2;

% combination vertical + horizontal

h_ew_free = ((( 2*Nu_w_v*L2 ) + ( Nu_w_h*w ) )*K_air_inf) / ((2*L2 + w)^2) ;
% convection constant

```

```

h_ew_for = 5.67 + 3.86*u_inf;

h_ew = ( (h_ew_free^3.5) + (h_ew_for^3.5) )^(1/3.5);

end

```

- Método Newton-Raphson

```

function [Tsys] = Newton_Raphson(Tf,Tsys0, M)

%initial setup
fnorm=99.0;
tol=1.0e-8;

Tsys=Tsys0;

while fnorm > tol

% Tg,o - Tg,i - Tpv - Td - Ti - Tw

% assembling of residual vector
f(1)= M(1,1)*Tsys(3)^4 + M(1,2)*Tsys(2)^4 + M(1,3)*Tsys(1)^4 + M(1,4)*Tsys(1)
+ M(1,5)*Tsys(3) + M(1,6)*Tsys(2) + M(1,7); % glass
f(2)= M(2,1)*Tsys(2)^4 + M(2,2)*Tsys(3)^4 + M(2,3)*Tsys(2) + M(2,4)*Tsys(1)
+ M(2,5)*Tsys(3); % GAP-glas
f(3)= M(3,1)*Tsys(3)^4 + M(3,2)*Tsys(2)^4 + M(3,3)*Tsys(3) + M(3,4)*Tsys(2)
+ M(3,5)*Tsys(4) + M(3,6); % PV cell
f(4)= M(4,1)*Tsys(4)^4 + M(4,2)*Tsys(5)^4 + M(4,3)*Tsys(4) + M(4,4)*Tsys(3)
+ M(4,5)*Tf; % duct
f(5)= M(6,1)*Tsys(4)^4 + M(6,2)*Tsys(5)^4 + M(6,3)*Tsys(6)^4 + M(6,4)*Tsys(5)
+ M(6,5)*Tsys(6) + M(6,6)*Tf + M(6,7); % insulate material
f(6)= M(7,1)*Tsys(6)^4 + M(7,2)*Tsys(6) + M(7,3)*Tsys(5) + M(7,4);
% GAP - insulate

fnorm = sqrt(f(1)^2+f(2)^2+f(3)^2+f(4)^2+f(5)^2+f(6)^2 );

%assembling of Jacobian matrix
J = zeros(6,6);

J(1,1)= 4*M(1,3)*Tsys(1)^3 + M(1,4);
J(1,2)= 4*M(1,2)*Tsys(2)^3 + M(1,6);
J(1,3)= 4*M(1,1)*Tsys(3)^3 + M(1,5);

J(2,1)= M(2,4);

```

```

J(2,2)= 4*M(2,1)*Tsys(2)^3 + M(2,3);
J(2,3)= 4*M(2,2)*Tsys(3)^3 + M(2,5);

J(3,2)= 4*M(3,2)*Tsys(2)^3 + M(3,4);
J(3,3)= 4*M(3,1)*Tsys(3)^3 + M(3,3);
J(3,4)= M(3,5);

J(4,3)= M(4,4);
J(4,4)= 4*M(4,1)*Tsys(4)^3 + M(4,3);
J(4,5)= 4*M(4,2)*Tsys(5)^3;

J(5,4)= 4*M(6,1)*Tsys(4)^3;
J(5,5)= 4*M(6,2)*Tsys(5)^3 + M(6,4);
J(5,6)= 4*M(6,3)*Tsys(6)^3 + M(6,5);

J(6,5)= M(7,3);
J(6,6)= 4*M(7,1)*Tsys(6)^3 + M(7,2);

dT=linsolve(J,-f');
Tsys=Tsys+dT';
end

```

- Cálculo de Temperatura e Eficiência

```

%-----
%-----Projeto de Graduacao-----
%
%           Heat transfer in a solar concentrator (CPV-T)
%
% Universidade de Brasilia
% Engenharia Mecanica
% Thiago Henrique Sanaiotto Schmidt
%
% Solar concentrator:
% - production of eletricity (solar cells)
% - production of thermal energy (cooling)
%
%-----

clc; clear all; close all;

addpath ./fluid_properties
addpath ./thermal
addpath ./methods

```

```

%% -----Parameters-----

%=====> Project site: Brasilia

g = 9.81; % gravity - m/s2
H_local = 1172; % altitude - in m
Plocal = 101325 * (( 1 - ((2.25577*10^(-5))*H_local))^5.2559 );
% -500 < h < 11000m - Atmospheric pressure in Pa
Lat_local = -15.7797200; % Latitude - 15 46 46
S
Long_local = -47.9297200; % Longitude - 47 55 46 0
phi_local = 0.5; % humidity - phi(%)/100

%=====> MATERIALS

% PV cells (square shaped)

w_cells = 0.125; % Length - in m
eta_cells = 0.22; % PV efficiency - eta(%)/100
N_cells = 12; % Quantity of cells - 1.5/0.125 = 12
A_cells = w_cells^2; % Area of 12 solar cell
A_total = A_cells * N_cells; % Total area

epsilon_pv = 0.85; % emissivity
alpha_pv = 0.92; % absorptivity
%alpha_pv = 0.812; % solar efficiency

k_pv = 148.0; % thermal conductivity (Si)
e_pv = 165.0e-6; % pv thickness
eta_pv_ref = 0.24; % Efficiency at 25C
beta_pv_ref = 0.0036; % Eletrical power x temperature
-3.6%/C

% Glass properties

k_g = 1.4; % Thermal conductivity coefficient - in
w_g = w_cells; % Length - in m
e_g = 0.005; % Thickness of the glass - in m
epsilon_g = 0.9; % Emissivity of the glass

tau_g = 0.82; % transmissivity
alpha_g = 0.11; % absorptivity

tau_g_IR = 0.12; % transmissivity - infrared radiation
alpha_g_IR = 0.84; % absorptivity - infrared radiation

% Cooling system - Duct - Aluminum

w = w_cells; % Lenght - in m

```

```

e_d = 0.001; % Thickness - in m
w_d = w - (2.0*e_d); % Length - in m
L2_d = 0.015 - (2*e_d); % Height - in m

Dh = (2*w_d*L2_d) / (w_d + L2_d); % Hydraulic diameter (rectangular)- in m

k_d = 204; % thermal conductivity
epsilon_d = 0.04; % emissivity

Pi = w + 2*L2_d; % internal perimeter

% GAP AIR

e_conf = 0.005; % Enclosed height (air) - in m

% Insulation

k_i = 0.02; %0.03 professor % Styrofoam conductivity
e_i = 0.01; % Thickness of insulation material

% Wood suport

e_w = 0.02; % Thickness
k_w = 0.3; % 0.3 - coefficient of conduction
epsilon_w = 0.9; % emissivity
alpha_w = 0.3; % absortivity

w_w = 0.203; % Lenght of upper wood surface - in m
L2 = 0.05; % Height of the wood support - in m

alpha_sky = epsilon_w;

% Soil

psi_s = 0.6; % soil reflectivity
epsilon_s = epsilon_g;

% Mirror

psi_m = 0.94;
N_mirror = 15;

%thermal paste

k_paste = 0.8;
e_paste = 0.001;

```

```

h_pvd = k_paste/e_paste;
% thermal resistance between the pv cell and the duct

% Solar radiation

G_g = 800; % Global radiation

K_rad = 0.25; % fraction of difuse radiation

G_d = G_g * K_rad; % Difuse radiation
G_b = G_g * (1 - K_rad); % Beam radiation

%=====> Constants

sig = 5.67e-8; % Stefan-Boltzmann constant

%% =====> Initial guesses

m_fluid= 0.01; % mass flow (air/water) 0.0157

L = w * N_cells; % Length of the concentrator

A_g = w*L; % Area of the horizontal plate
A_i = (w + 2*L2_d)*L;
A_w = (w_w + 0.06)*L;

u_inf = 1; % Air velocity - m/s

% Temperatures

Tinf = 25 + 273; % external temperature - in K
T_ref = 25 + 273; % PV cell Temperature - labour
T_sky = Tinf - 6; % Sky temperature - aproximation
T_s = 25 + 273; % Soil temperature

Tf_in = Tinf; % Fluid temperature - inlet = Tinf
Tf_out = 50 + 273; % Fluid temperature - outlet

T_w = 50 + 273; % Wood temperature
T_d = 55 + 273; % Duct temperature - lower surface
T_i = 40 + 273; % Duct temperature - upper surface

T_pv = 80 + 273; % PV temperature
T_g_o = 40 + 273; % Glass temperature - external surface
T_g_i = 60 + 273; % Glass temperature - intern surface

T_f = Tinf; % Fluid temperature

```

```

Tmed_air = 0.5 * (Tf_out + Tf_in); % Average temperature of air inside of the duct
Tmed_inf = 0.5 * (T_w + Tinf);
Tmed_air_conf = 0.5*(T_pv + T_g_i);

%% -----Fluid properties-----

%=====> Internal:

% - AIR

R_air = 287.05; % Gas constant (air)

[rho_air, mu_air, beta_air, K_air, Pr_air, nu_air, Cp_air]
= air_prop(Tmed_air, Plocal, R_air);

[rho_air_inf, mu_air_inf, beta_air_inf, K_air_inf, Pr_air_inf, nu_air_inf, Cp_air_inf]
= air_prop(Tmed_inf, Plocal, R_air);

[rho_air_conf, mu_air_conf, beta_air_conf, k_air_conf, Pr_air_conf, nu_air_conf, Cp_air_conf]
= air_prop(Tmed_air_conf, Plocal, R_air);

% Flow velocity

u_int = m_fluid / (w_d* L2_d * rho_air);

%% -----HEAT TRANSFER-----

%=====> Convection

% - EXTERNAL

[h_eg, h_ew] = conv_ext(L, L2, g, beta_air_inf, nu_air_inf, Tinf, T_w,
T_g_o, K_air_inf, Pr_air_inf, w, u_inf);

% - INTERNAL

[h_if] = conv_int(u_int, Pr_air, nu_air, K_air, Dh);

% - CONFINED

[h_conf] = conv_conf(T_g_i, T_pv, g, beta_air_conf, e_conf,
nu_air_conf, k_air_conf, Pr_air);

%% =====> Non-Dimensionalization

L_tilde = L/(m_fluid*Cp_air/(h_if*w));

```

```

r_w = A_w / A_g ;
r_i = A_i / A_g;

T_sky_tilde = T_sky / Tinf;
T_g_o_tilde = T_g_o / Tinf;
T_g_i_tilde = T_g_i / Tinf;
T_pv_tilde = T_pv / Tinf;
T_d_tilde = T_d / Tinf;
T_i_tilde = T_i / Tinf;
T_s_tilde = T_s / Tinf;
T_w_tilde = T_w / Tinf;
T_f_tilde = T_f / Tinf;
x_tilde = h_if*w / (m_fluid*Cp_air);

% - Biot number

Bi_pv_d = h_eg / h_pvd;
Bi_g = (h_eg * e_g )/ k_g ;
Bi_d = (h_eg * e_d )/ k_d ;
Bi_i = h_ew / ( (e_d / k_d) + (e_i / k_i) + (e_w / k_w) )^(-1);

% Hottel number

Hot_eg = h_eg / (sig * Tinf^(3)) ;
Hot_ew = h_ew / (sig * Tinf^(3)) ;
Hot_if = h_if / (sig * Tinf^(3)) ;
Hot_conf = h_conf / (sig * Tinf^(3)) ;

% Solar radiation

PI_sun_d = G_d / (sig * Tinf^(4));
PI_sun_b = G_b / (sig * Tinf^(4));
PI_sun_g = G_g / (sig * Tinf^(4));

%% -----MATRIX-----

% Constants

A1 = alpha_g_IR * epsilon_pv;
A2 = - epsilon_g;
A3 = - epsilon_g;
A4 = - Hot_eg;
A5 = Hot_conf;
A6 = - Hot_conf;
A7 = epsilon_s * (T_s_tilde^4) + Hot_eg + alpha_g*psi_s*PI_sun_d
+ alpha_g*psi_m*N_mirror*PI_sun_b;

B1 = epsilon_g;

```

```

B2 = - alpha_g_IR*epsilon_pv;
B3 = (Hot_conf + Hot_eg/Bi_g);
B4 = - Hot_eg/Bi_g;
B5 = - Hot_conf;

C1 = epsilon_pv;
C2 = - epsilon_g;
C3 = (Hot_eg/Bi_pv_d + Hot_conf -
( psi_m*N_mirror*PI_sun_b + psi_s*PI_sun_d ) * tau_g*alpha_pv*eta_pv_ref*beta_pv_ref*Tin);
C4 = - Hot_conf;
C5 = - Hot_eg / Bi_pv_d;
C6 = - tau_g*alpha_pv* (psi_m*N_mirror*PI_sun_b
+ psi_s*PI_sun_d ) * ( 1 - eta_pv_ref - (eta_pv_ref*beta_pv_ref*T_ref ) );

D1 = epsilon_d / ( 1 + ((1-epsilon_d)/(r_i)));
D2 = - epsilon_d / ( 1 + ((1-epsilon_d)/(r_i)));
D3 = Hot_if + Hot_eg / Bi_pv_d;
D4 = - Hot_eg / Bi_pv_d;
D5 = - Hot_if;

E1 = 1;
E2 = - ( 1 + r_i);
E3 = r_i;

F1 = epsilon_d / ( 1 + ((1-epsilon_d)/(r_i)));
F2 = - epsilon_d / ( 1 + ((1-epsilon_d)/(r_i)));
F3 = - r_w*epsilon_w;
F4 = - r_i*Hot_if;
F5 = - r_w*Hot_ew;
F6 = r_i*Hot_if;
F7 = r_w*Hot_ew + r_w*alpha_sky*(T_sky_tilde^4) + r_w*alpha_w*PI_sun_g;

G1 = epsilon_w;
G2 = Hot_ew + (r_i/r_w)*(Hot_ew/Bi_i);
G3 = - (r_i/r_w)*(Hot_ew/Bi_i);
G4 = - Hot_ew - alpha_sky*(T_sky_tilde^4) - alpha_w*PI_sun_g;

M = [A1 A2 A3 A4 A5 A6 A7 ;
      B1 B2 B3 B4 B5 0 0 ;
      C1 C2 C3 C4 C5 C6 0 ;
      D1 D2 D3 D4 D5 0 0 ;
      E1 E2 E3 0 0 0 0 ;
      F1 F2 F3 F4 F5 F6 F7;
      G1 G2 G3 G4 0 0 0 ];

```

```

%% SOLVING - TEMPERATURES - RUNGE KUTTA - TAYGOARA

```

```

n_step = 30; %

```

```

x(1) = 0.0;
dx = L_tilde/n_step;
T_f_tilde(1) = T_f_tilde;

% Tpv ~ Tg ~ Td ~ Ti ~ Tw

Tsys = [ 1 1 1 1 1 1]; %Tsys initial guess

[Tsys] = Newton_Raphson(T_f_tilde(1),Tsys,M); %Tsys initial value!

% Tg,o - Tg,i - Tpv - Td - Ti - Tw

T_g_o_tilde(1) = Tsys(1);
T_g_i_tilde(1) = Tsys(2);
T_pv_tilde(1) = Tsys(3);
T_d_tilde(1) = Tsys(4);
T_i_tilde(1) = Tsys(5);
T_w_tilde(1) = Tsys(6);

for i = 1:n_step - 1

    k1 = M(5,1)*Tsys(4) + M(5,2)*T_f_tilde(i) + M(5,3)*Tsys(5) ;

    [Tsys] = Newton_Raphson(T_f_tilde(i) + 0.5*dx*k1 ,Tsys,M);
    k2 = M(5,1)*Tsys(4) + M(5,2)*(T_f_tilde(i) + 0.5*dx*k1) + M(5,3)*Tsys(5) ;

    [Tsys] = Newton_Raphson(T_f_tilde(i) + 0.5*dx*k2 ,Tsys,M);
    k3 = M(5,1)*Tsys(4) + M(5,2)*(T_f_tilde(i) + 0.5*dx*k2) + M(5,3)*Tsys(5) ;

    [Tsys] = Newton_Raphson(T_f_tilde(i) + dx*k3 ,Tsys,M);
    k4 = M(5,1)*Tsys(4) + M(5,2)*(T_f_tilde(i) + dx*k3) + M(5,3)*Tsys(5) ;

    T_f_tilde(i+1) = T_f_tilde(i) + dx*(k1 + 2*k2 + 2*k3 + k3)/6;
    [Tsys] = Newton_Raphson(T_f_tilde(i+1),Tsys,M);

    T_g_o_tilde(i+1) = Tsys(1);
    T_g_i_tilde(i+1) = Tsys(2);
    T_pv_tilde(i+1) = Tsys(3);
    T_d_tilde(i+1) = Tsys(4);
    T_i_tilde(i+1) = Tsys(5);
    T_w_tilde(i+1) = Tsys(6);

    x(i+1)=x(i)+dx;

% Temperature in C to calculate all the air properties...

T_f(i) = T_f_tilde(i)*298;

```

```

T_g_o(i) = T_g_o_tilde(i)*298;
T_g_i(i) = T_g_i_tilde(i)*298;
T_pv(i) = T_pv_tilde(i)*298;
T_d(i) = T_d_tilde(i)*298;
T_i(i) = T_i_tilde(i)*298;
T_w(i) = T_w_tilde(i)*298;

Tmed_air(i) = 0.5 * (T_f(i) + T_f(1)); % Average temperature of air inside of the du
Tmed_inf(i) = 0.5 * (T_w(i) + Tinf);
Tmed_air_conf(i) = 0.5*(T_pv(i) + T_g_i(i));

%=====> Fluid properties (Air)

[rho_air(i), mu_air(i), beta_air(i), K_air(i), Pr_air(i), nu_air(i), Cp_air(i)]
= air_prop(Tmed_air(i), Plocal, R_air);

[rho_air_inf(i), mu_air_inf(i), beta_air_inf(i), K_air_inf(i), Pr_air_inf(i), nu_air_inf
= air_prop(Tmed_inf(i), Plocal, R_air);

[rho_air_conf(i), mu_air_conf(i), beta_air_conf(i), k_air_conf(i), Pr_air_conf(i), nu_ai
= air_prop(Tmed_air_conf(i), Plocal, R_air);

u_int(i) = m_fluid / (w_d* L2_d * rho_air(i));

%=====> Convection

[h_eg(i), h_ew(i)] = conv_ext(L, L2, g,beta_air_inf(i), nu_air_inf(i),
Tinf, T_w(i), T_g_o(i), K_air_inf(i), Pr_air_inf(i),w, u_inf);

[h_if(i)] = conv_int (u_int(i), Pr_air(i), nu_air(i), K_air(i), Dh);

[h_conf(i)] = conv_conf(T_g_i(i), T_pv(i), g, beta_air_conf(i),
e_conf, nu_air_conf(i), k_air_conf(i), Pr_air(i));

%=====> Dimensionalization

L_tilde(i) = L/(m_fluid*Cp_air(i)/(h_if(i)*w));

% - Biot number

Bi_pv_d(i) = h_eg(i) / h_pvd;
Bi_g(i) = (h_eg(i) * e_g )/ k_g ;
Bi_d(i) = (h_eg(i) * e_d )/ k_d ;
Bi_i(i) = h_ew(i) / ( (e_d / k_d) + (e_i / k_i) + (e_w / k_w) )^(-1);

% Hottel number

```

```

Hot_eg(i) = h_eg(i) / (sig * Tinf^(3)) ;
Hot_ew(i) = h_ew(i) / (sig * Tinf^(3)) ;
Hot_if(i) = h_if(i) / (sig * Tinf^(3)) ;
Hot_conf(i) = h_conf(i) / (sig * Tinf^(3)) ;

%=====> MATRIX

% Constants

A4(i) = - Hot_eg(i);
A5(i) = Hot_conf(i);
A6(i) = - Hot_conf(i);
A7(i) = epsilon_s * (T_s_tilde^4) + Hot_eg(i)
+alpha_g*psi_s*PI_sun_d + alpha_g*psi_m*N_mirror*PI_sun_b;

B3(i) = (Hot_conf(i) + Hot_eg(i)/Bi_g(i));
B4(i) = - Hot_eg(i)/Bi_g(i);
B5(i) = - Hot_conf(i);

C3(i) = (Hot_eg(i)/Bi_pv_d(i) + Hot_conf(i) - (psi_m*N_mirror*PI_sun_b
+ psi_s*PI_sun_d ) * tau_g*alpha_pv*eta_pv_ref*beta_pv_ref*Tinf )) ;
C4(i) = - Hot_conf(i);
C5(i) = - Hot_eg(i) / Bi_pv_d(i);

D3(i) = Hot_if(i) + Hot_eg(i) / Bi_pv_d(i);
D4(i) = - Hot_eg(i) / Bi_pv_d(i);
D5(i) = - Hot_if(i);

F4(i) = - r_i*Hot_if(i);
F5(i) = - r_w*Hot_ew(i);
F6(i) = r_i*Hot_if(i);
F7(i) = r_w*Hot_ew(i) + r_w*alpha_sky*(T_sky_tilde^4) + r_w*alpha_w*PI_sun_g;

G2(i) = Hot_ew(i) + (r_i/r_w)*(Hot_ew(i)/Bi_i(i));
G3(i) = - (r_i/r_w)*(Hot_ew(i)/Bi_i(i));
G4(i) = - Hot_ew(i) - alpha_sky*(T_sky_tilde^4) - alpha_w*PI_sun_g;

M = [A1 A2      A3      A4(i) A5(i) A6(i) A7(i);
      B1 B2      B3(i) B4(i) B5(i) 0      0      ;
      C1 C2      C3(i) C4(i) C5(i) C6      0      ;
      D1 D2      D3(i) D4(i) D5(i) 0      0      ;
      E1 E2      E3      0      0      0      0      ;
      F1 F2      F3      F4(i) F5(i) F6(i) F7(i);
      G1 G2(i) G3(i) G4(i) 0      0      0      ];

```

```

% =====> Thermal heat

Q_inlet_g(i) = (psi_m*N_mirror*G_b
+ psi_s*G_d )*(tau_g + alpha_g)*alpha_pv*w*L*(i-1)/n_step;
Q_inlet_w(i) = G_g*alpha_w*w_w*L*(i-1)/n_step;

Q_total(i) = Q_inlet_g(i) + Q_inlet_w(i);

Q_fluid(i) = m_fluid*Cp_air(i)*(T_f(i) - T_f(1));

Q_conv_g(i) = h_eg(i)*(T_g_o_tilde(i)*298 - T_inf)*w*L*(i-1)/n_step;
Q_rad_g(i) = epsilon_g*sig*((T_g_o_tilde(i)*298)^4 - T_s^4)*w*L*(i-1)/n_step;
Q_conv_w(i) = h_ew(i) * (T_w_tilde(i)*298 - T_inf) * (w_w+2*L2)*L*(i-1)/n_step;
Q_rad_w(i) = epsilon_w*sig*((T_w_tilde(i)*298)^4
- (T_sky_tilde*298)^4)*(w_w+2*L2)*L*(i-1)/n_step;

Q_rad_pv(i) = epsilon_pv*sig*((T_pv_tilde(i)*298)^4 - (T_s)^4)*w*L*(i-1)/n_step;
Q_conv_conf(i) = h_conf(i)* (T_pv_tilde(i)*298 - T_g_i_tilde(i)*298) *w*L*(i-1)/n_step;

Q_rad_d(i) = epsilon_d*sig*((T_d_tilde(i)*298)^4
- (T_i_tilde(i)*983)^4)*w*L*(i-1)/n_step;
Q_conv_d(i) = h_if(i)*(T_d_tilde(i)*983 - T_f(i))*w*L*(i-1)/n_step;

Q_loss(i) = Q_conv_g(i) + Q_conv_w(i) + Q_rad_g(i) + Q_rad_w(i) + tau_g_IR*Q_rad_pv(i);

y(i) = Q_total(i) - Q_fluid(i) - Q_loss(i);

k(i) = y(i)/Q_rad_pv(i);

% Efficiencies

eta_pv(i) = eta_pv_ref * (1 - beta_pv_ref*( Tsys(3)*298 - T_ref)) ;

eta_fluid(i) = Q_fluid(i)/Q_total(i);
eta_system(i) = eta_pv(i) + eta_fluid(i);

z(i) = L*(i-1)/n_step;

%% Balance

Q_cond_g(i) = (k_g/e_g)*(T_g_i(i) - T_g_o(i))*w*L*(i-1)/n_step;
Q_sun(i) = (psi_m*N_mirror*G_b + psi_s*G_d )*alpha_g*w*L*(i-1)/n_step;

```

end

%% RESULTS

% Temperatures

$T_{\text{sys}} = T_{\text{sys}} \cdot 298 - 273$

$T_{\text{g}_o} = T_{\text{g}_o\text{tilde}} \cdot 298 - 273;$

$T_{\text{g}_i} = T_{\text{g}_i\text{tilde}} \cdot 298 - 273;$

$T_{\text{pv}} = T_{\text{pv_tilde}} \cdot 298 - 273;$

$T_{\text{d}} = T_{\text{d_tilde}} \cdot 298 - 273;$

$T_{\text{i}} = T_{\text{i_tilde}} \cdot 298 - 273;$

$T_{\text{w}} = T_{\text{w_tilde}} \cdot 298 - 273;$

$T_{\text{f}} = T_{\text{f_tilde}} \cdot 298 - 273;$

Anexos

Primeiro Anexo

Neste apêndice é apresentada as equações aproximadas para as propriedades do ar e da água utilizadas no trabalho (DIXON, 2008, p. 376-378). Também os códigos utilizados no *software* Matlab para realizar os cálculos iterativos.

PROPRIEDADES DO AR

As propriedades do ar são influenciadas pela variação da temperatura, altitude e da umidade relativa e seus valores foram encontrados experimentalmente e podem ser facilmente encontrados em tabelas nos principais livros de termodinâmica. Com o objetivo de facilitar a modelagem da transferência de calor no receptor solar e diminuir a dependência do uso de tabelas, foram utilizadas as equações aproximadas para calcular as propriedades físicas do ar com a variação dos parâmetros, assim como ocorre no ambiente diariamente (ALLEN; ROBISON, 2007, p. 61).

As propriedades do ar utilizadas no ambiente externo são obtidas utilizando a temperatura média entre a temperatura de parede T_w e a temperatura ambiente T_∞ :

$$T_{med} = \frac{T_\infty + T_w}{2} \quad (\text{A.1})$$

As propriedades do fluido utilizadas para resfriar o receptor são obtidas pela média da temperatura entre a temperatura de entrada do concentrador T_∞ e a temperatura de saída T_i^f :

$$T_{med} = \frac{T_\infty + T_i^f}{2} \quad (\text{A.2})$$

sendo as temperaturas dadas em Kelvin [K].

Coeficiente de expansão térmica

O coeficiente de expansão térmica independe da natureza do gás estudado e da pressão local, sendo apenas indiretamente proporcional a temperatura média estudada

T_{med} [K^-].

$$\beta_a = \frac{1}{T_{med}} \quad (\text{A.3})$$

Calor específico

O calor específico do ar [$J/kg^\circ C$] para pressão constante pode ser calculado pela expressão empírica:

$$Cp_a = 1002,5 + 275 \cdot 10^{-5} (T_{med} - 200)^2 \quad (\text{A.4})$$

em comparação com os dados experimentais, a expressão apresenta erro menor que 0,1% para o intervalo de temperatura -70 e $180^\circ C$.

Densidade

A densidade do ar consiste na massa presente no ar por unidade de volume [kg/m^3]. Para obter um valor aproximado para a região de Brasília, foi utilizado a pressão atmosférica local:

$$\rho_a = \frac{P_{local}}{R_g T_{med}} \quad (\text{A.5})$$

em que a constante dos gases ideais R_g vale 287,05.

Viscosidade

A viscosidade é uma propriedade que representa a resistência que o fluido apresenta na deformação por cisalhamento. O ar, por ser um fluido newtoniano, apresenta uma viscosidade dinâmica constante [$Pa \cdot s$] e que pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$\mu_a = \frac{1,458 \cdot 10^{-6} T_{med}^{1,5}}{T_{med} + 110,4} \quad (\text{A.6})$$

A viscosidade cinética é dada pela razão pela viscosidade dinâmica e pela densidade do ar, dada em [m/s^2].

$$\nu_a = \frac{\mu_a}{\rho_a} \quad (\text{A.7})$$

Condutividade térmica

A condutividade térmica do ar representa a quantidade de energia que o ar consegue captar ou liberar para o meio ambiente e é dada em $[W/m.K]$.

$$K_a = 0,02624 \left(\frac{T_{med}}{300} \right)^{0,8646} \quad (A.8)$$

Número de Prandtl

O número de Prandtl representa uma razão adimensional entre a difusividade de quantidade de movimento e de calor, sendo de grande importância para entender sobre as camadas limites térmicas e hidrodinâmicas de um fluido, e também de grande importância nos estudos de convecção. A equação seguinte A.9 aproximasse a equação dada pelo físico alemão Ludwig Prandtl.

$$Pr_a = 0,680 + 4,69 \cdot 10^{-7} \cdot (T_{med} - 540)^2 \quad (A.9)$$

PROPRIEDADES DA ÁGUA

Assim como as propriedades do ar, as propriedades da água também são obtidas pela temperatura de filme do fluido, sendo a temperatura média entre a temperatura de entrada e a temperatura de saída do fluido no concentrador equação A.2.

Calor específico

O calor específico da água $[J/kg^\circ C]$ é obtida pela seguinte expressão:

$$Cp_w = 4209 - 1,31Ti_{med} + 0,014Ti_{med}^2 \quad (A.10)$$

precisão de até 0,2% para o intervalo de 3 à 200°C.

Densidade

A densidade da água $[kg/m^3]$ é obtida pela seguinte expressão:

$$\rho_w = 1001,3 - 0,155Ti_{med} - 2,658Ti_{med}^{-3} \quad (A.11)$$

erro menor que 0,2% para intervalo de 0 à 200°C.

Viscosidade

A viscosidade dinâmica da água [Pa.s] é obtida pela seguinte expressão:

$$\log_{10} \mu_w = -2,75 - 0,0141T_{i_{med}} + 91,9 \cdot 10^{-6}T_{i_{med}}^2 - 311 \cdot 10^{-9}T_{i_{med}}^3 \quad (\text{A.12})$$

precisão de até 0,5% para o intervalo de 3 à 100°C

Condutividade térmica

A condutividade térmica da água [W/m.K] é obtida pela seguinte expressão:

$$K_w = 0,5706 + 1,756 \cdot 10^{-3}T_{i_{med}} - 6,46 \cdot 10^{-6}T_{i_{med}}^2 \quad (\text{A.13})$$

precisão de até 0,3% para o intervalo de 1 à 200°C.

Número de Prandtl

O número de Prandtl é obtido pela seguinte expressão:

$$Pr_w = \frac{Cp_w \mu_w}{K_w} \quad (\text{A.14})$$

a precisão diminui com o aumento da temperatura, sendo a margem de erro caracterizada pelo erro das outras constantes.

Segundo Anexo

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DA PASTA TÉRMICA

Com a finalidade de evitar o curto-circuito entre a célula fotovoltaica e o duto de alumínio foi utilizada a pasta térmica de silicone Implastec com alta rigidez dielétrica e boa condutividade térmica. As informações técnicas sobre a pasta, segundo o fabricante (IMPLASTEC, 2016), encontram-se na tabela abaixo B.1:

Tabela B.1: Especificações da pasta térmica de silicone Implastec

Temperatura máxima de trabalho	250°C
Componente básico	Silicone de alto peso molecular
Condutividade térmica	0,4 W/mK
Cor	Branca



Figura B.1: Pasta térmica de silicone Implastec