



**Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA  
Curso de Engenharia de Energia**

**ESTUDO DE UM AQUECEDOR SOLAR DE ÁGUA  
PARA USO RESIDENCIAL EM BRASÍLIA**

**Autor: Paulo Henrique de Freitas Lima  
Orientador: Prof. (Dr.): Fábio Alfaia da Cunha, UnB/FGA**

**Brasília, DF  
2016**



**PAULO HENRIQUE DE FREITAS LIMA**

**ESTUDO DE UM AQUECEDOR SOLAR DE ÁGUA PARA USO RESIDENCIAL EM  
BRASÍLIA**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Fábio Alfaia da Cunha,  
UnB/FGA

Brasília, DF  
2016

## CIP – Catalogação Internacional da Publicação\*

Lima, Paulo Henrique de Freitas.

ESTUDO DE UM AQUECEDOR SOLAR PARA AQUECIMENTO DE  
ÁGUA PARA USO RESIDENCIAL EM BRASÍLIA/ Paulo Henrique de  
Freitas Lima. Brasília: UnB, 2016. 103 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília  
Faculdade do Gama, Brasília, 2016. Orientação: Prof. (Dr.): Fábio Alfaia da Cunha,  
UnB/FGA.

1. Rastreamento Solar. 2. Efeito Termossifão. 3. Desempenho de um Coletor Solar. I.  
Alfaia da Cunha, Fábio. II. ESTUDO DE UM AQUECEDOR SOLAR PARA  
AQUECIMENTO DE ÁGUA PARA USO RESIDENCIAL EM BRASÍLIA.

CDU Classificação



**ESTUDO DE UM AQUECEDOR SOLAR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA PARA  
USO RESIDENCIAL EM BRASÍLIA**

**Paulo Henrique de Freitas Lima**

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 04/07/2016 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

---

**Prof. Dr.: Fábio Alfaia da Cunha, UnB/ FGA**  
Orientador

---

**Prof. Pós-Dr.: Augusto César de M. Brasil, UnB/ FGA**  
Membro Convidado

---

**Prof. Dr.: Luciano Gonçalves Noletto, UnB/ FGA**  
Membro Convidado

Esse trabalho é dedicado ao meu pai, Francisco à minha mãe, Regina e ao meu irmão, Gabriel, por estarem sempre ao meu lado; em todas as situações da minha vida.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus por ter me dado saúde, sabedoria e me possibilitado de chegar até aqui. Agradeço também os meus pais, pois sem eles, eu não seria quem sou. Agradeço em especial ao meu pai Francisco, à minha mãe Regina, ao meu irmão Gabriel, à minha avó Rita Amorim, ao meu tio Cícero e a minha namorada Karina, por terem me apoiado e dedicado sua atenção de toda forma possível independente da distância de cada um. Quero deixar meu profundo agradecimento à família do Geraldo Júnior & Mendes, pelo apoio e permitir que tenha sido instalado os sensores de temperatura, possibilitando mensurar o desempenho de um coletor solar na prática, algo enriquecedor nesse trabalho. Deixo meus agradecimentos aos meus amigos Alceu Castanheira e Marcella Nunes, por compartilharem do seu conhecimento para a realização da parte prática. Quero agradecer também ao meu orientador Fábio Alfaia por sua dedicação, paciência e disposição para me ensinar, ouvir e guiar para a realização desse trabalho.

*“O sucesso é a soma de pequenos esforços  
repetidos dia após dia” (Robert Collier, escritor)*

## RESUMO

Energia é considerado um agente primordial na geração de riqueza e um fator significativo no desenvolvimento econômico. O cenário atual do consumo energético brasileiro é de aumento da demanda ano a ano e não há previsão de redução. Uma parcela considerável do consumo energético é em residências. Dessa forma, já foi anunciado pela EPE (Empresa de Pesquisa Energética) que uma das formas para evitar que a demanda energética fique cada vez maior é incluir o consumidor final como agente do mercado de energia, onde o próprio consumidor contribuirá para reduzir a necessidade da expansão do setor elétrico brasileiro por meio do uso consciente e mudança dos seus hábitos, onde ele passará a ser responsável de buscar meios para reduzir e tornar mais eficiente o uso da eletricidade. Este trabalho surge com a finalidade de expandir e disseminar conhecimento sobre aquecedores solares, de forma que o consumidor final possa contribuir para a redução da demanda energética, evitando assim o consumo de energia elétrica pelo uso de chuveiros elétricos, que é um dos maiores fatores de consumo em uma residência. O efeito termossifão tem como agente motriz a radiação solar, o qual é abundante em praticamente todo o território brasileiro durante o ano todo. Dessa forma, a implementação de um coletor solar para aquecimento de água é algo que já faz parte do cotidiano de muitas famílias no Brasil e no mundo. Neste trabalho é desenvolvida uma fundamentação teórica necessária para calcular a movimentação aparente do sol em função do local de estudo do coletor para todos os dias do ano, sendo possível assim identificar as características da radiação e então, junto às características do coletor, obter a energia útil que o coletor é capaz de gerar. Utilizando informações disponíveis de pesquisas e processo de certificação, permitiu-se comparar o desempenho de um coletor solar na prática com o resultado teórico para um coletor solar em função da localidade de análise.

**Palavras-chave:** Rastreamento Solar. Efeito Termossifão. Desempenho de um Coletor Solar.



## ABSTRACT

Energy is considered a key agent in the generation of wealth and a significant factor in economic development. The current scenario of Brazilian energy consumption is increased demand from year to year and there is no reduction forecast. A considerable portion of energy consumption is in residential use, thus, already announced by the EPE (*Empresa de Pesquisa Energética* - Energy Research Company) that one way to prevent the energy demand be growing is to include the final consumer as energy market agent, where consumers will own to reduce the need for expansion of the Brazilian electric sector through the conscious use of their habits, where he will be responsible to seek ways to reduce and make more efficient use of electricity. This work comes in order that the end consumer can contribute to the reduction of energy demand, where the focus of this work is the heating of water for residential use. The effect thermosiphon has a driving agent to solar radiation, and the characteristic of Brazil, solar radiation is something abundant in almost all of Brazil throughout the year. Thus, the implementation of a solar collector for heating water is something that is already part of everyday life for many families in Brazil and worldwide. A theoretical framework is introduced, along with digital atlas and database information, so that you can analyze the performance of a solar collector depending on their location.

**Keywords:** Solar Tracking. Thermosiphon effect. Performance of a Solar Collector.

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Estrutura do consumo de eletricidade na rede por classe [%].....	1
Gráfico 2. Variação da irradiância extraterrestre durante o ano.....	19
Gráfico 3. Ângulo de incidência efetivo de radiação isotrópica difusa e radiação isotrópica refletida no solo em superfícies inclinadas.....	24
Gráfico 4. Fator de fluxo do coletor $F''$ em função da taxa de fluxo adimensional.....	44
Gráfico 5. Declinação solar em função do dia do ano.....	53
Gráfico 6. Duração do dia para a cidade de Brasília.....	54
Gráfico 7. Temperatura média do fluido ( $T_{fm}$ ) teórica para três coletores.....	58
Gráfico 8. Em linha preta está a temperatura ambiente do local de análise ( $T_a$ ), em verde está a temperatura de entrada da água no coletor ( $T_i$ ) e em tracejado está a temperatura de saída da água do coletor ( $T_o$ ).....	59
Gráfico 9. Em linha preta está a temperatura ambiente do local de análise ( $T_a$ ), em verde está a temperatura de entrada da água no coletor ( $T_i$ ) e em tracejado está a temperatura de saída da água do coletor ( $T_o$ ).....	61
Gráfico 10: Relação da temperatura medida experimentalmente e a temperatura calculada de forma teórica.....	65
Gráfico 11: Temperatura média do fluido da saída do coletor experimental indicada pela linha de cor preta e temperatura média teórica indicada pela linha azul.....	66
Gráfico 12: Temperatura média do fluido da saída do coletor experimental indicada pela linha de cor preta e temperatura média teórica indicada pela linha azul.....	67

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Consumo de eletricidade na rede.....	1
Tabela 2. Tipos de coletores solares térmicos e faixas de temperatura de trabalho.....	7
Tabela 3. Radiação direta na superfície horizontal para a cidade de Brasília.....	47
Tabela 4. Especificações do Arduino utilizado na análise.....	48
Tabela 5. Especificações do sensor de Umidade e Temperatura DHT11.....	49
Tabela 6. Especificações do sensor DS18B20.....	49
Tabela 7. Especificações da Pasta Térmica.....	52
Tabela 8. Especificações da tubulação de sobre.....	52
Tabela 9. Variação da condutividade térmica do cobre em função da temperatura e Emissividade a temperatura ambiente.....	53
Tabela 10. Variação da declinação solar durante o ano - Eq. (1).....	54
Tabela 11. Dados de entrada do sistema para obter resultado teórico do desempenho do coletor.....	55
Tabela 12. Resultado da Radiação Direta, Radiação Extraterrestre, Radiação da Superfície Inclinada, Índice de Claridade e Radiação Média Absorvida no Coletor Inclinado.....	56
Tabela 13. Radiação absorvida na superfície inclinada, energia útil, temperatura média da placa coletora, temperatura média do fluido e eficiência estimada de forma teórica para um coletor.....	56
Tabela 14. Radiação absorvida na superfície inclinada, energia útil, temperatura média da placa coletor e temperatura média do fluido estimada de forma teórica para três coletores.....	57
Tabela 15. Resultado da Radiação Direta, Radiação Extraterrestre, Radiação na Superfície Inclinada, Índice de Claridade e Radiação Absorvida no Coletor Inclinado ao longo do dia 11 de outubro.....	61
Tabela 16. Erro associado entre as medidas.....	63
Tabela 17. Determinação da perda térmica na superfície externa da tubulação.....	64
Tabela 18. Resultado da perda térmica na superfície externa da tubulação.....	65
Tabela 19: Determinação da perda térmica na tubulação por condução.....	65

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Demanda de eletricidade e fontes de atendimento à demanda de energia.....	2
Figura 2. Vista do sistema de termossifão para aquecimento de água.....	8
Figura 3. Disposição da tubulação interna de um coletor solar plano.....	9
Figura 4. Vista em corte de um coletor solar, detalhe para a vidraça, placa absorvedora e tubulação em cobre.....	10
Figura 5. Representação da inclinação solar no plano equatorial.....	12
Figura 6. Definição dos ângulos em uma placa plana.....	13
Figura 7. Órbita da Terra com inclinação de 23,45° no seu eixo N-S.....	14
Figura 8. (a) Ilustração dos ângulos zenital, elevação solar e azimute solar, referente a posição do sol ao plano horizontal; (b) Ilustração dos ângulos de inclinação da superfície de captação, de incidência e azimute da superfície.....	17
Figura 9. Obtenção do parâmetro $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ em função do ângulo de incidência. ....	25
Figura 10. Equivalência térmica para um coletor solar plano .....	27
Figura 11. Volume de controle para o escoamento interno em um tubo.....	31
Figura 12: Ilustração do modo de fixação do sensor na tubulação de cobre.....	51

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $\alpha$  - Altura ou Elevação Solar  
 $\beta$  - Inclinação da Superfície  
 $\beta'$  - Coeficiente de expansão volumétrica  
 $\gamma_s$  - Ângulo do azimute Solar  
 $\gamma$  - Ângulo Azimutal da Superfície  
 $\delta$  - Declinação Solar  
 $\varepsilon$  - Emissividade  
 $\eta$  - Eficiência do coletor  
 $\theta$  - Ângulo de Incidência  
 $\theta_Z$  - Ângulo Zenital  
 $\theta_{e,g}$  - Produto Transmitância-Absorvância Refletida pelo Solo  
 $\theta_{e,d}$  - Produto Transmitância-Absorvância Difusa  
 $\rho_g$  - Refletância refletida pelo Solo  
 $\tau\alpha$  - Produto Transmitância-Absorvância  
 $\nu$  - Viscosidade cinemática do fluido  
 $\phi$  - Latitude do Local  
 $\omega$  - Horas Solar  
 $A_c$  - Área do Coletor  
 $A_i$  - Índice Anisotrópico  
 $C_b$  - Resistência de contato  
 $C_p$  - Calor específico  
 $D$  - Diâmetro do tubo  
 $D_i$  - Diâmetro interno do tubo  
 $F_R$  - Fator de Remoção  
 $F'$  - Fator de eficiência do coletor  
 $F''$  - Fator de Fluxo  
 $G_{FD}$  - Número adimensional de Grashof  
 $g$  - Aceleração gravitacional  
 $h$  - Coeficiente de transferência de calor  
 $\bar{h}$  - Coeficiente de transferência calor médio ao longo do tubo  
 $h_{fi}$  - Coeficiente de transferência de calor interna do fluido  
 $h_{c,p-c}$  - Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido e a superfície da placa coletora  
 $h_{r,p-c}$  - Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa e a cobertura  
 $h_{r,c-a}$  - Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a cobertura e o ambiente  
 $h_w$  - Coeficiente de transferência de calor por convecção para o ambiente  
 $H_0$  - Radiação Extraterrestre Mensal  
 $H_b$  - Radiação Direta Mensal  
 $H_d$  - Radiação Difusa Mensal  
 $H_g$  - Radiação refletida pelo Solo Mensal  
 $H_T$  - Radiação Total em uma Superfície Inclinada Mensal  
 $I_0$  - Radiação Extraterrestre Horária  
 $I_b$  - Radiação Direta por Hora  
 $I_d$  - Radiação Difusa por Hora

$I_g$  - Radiação Refletida pelo Solo por Hora  
 $I_T$  - Radiação Total em uma Superfície Inclinada por Hora  
 $K_T$  - Índice de Claridade  
 $k$  - Condutividade térmica do material  
 $L_C$  - Comprimento característico da geometria  
 $\dot{m}$  - Vazão mássica  
 $n$  - Dia juliano - Primeiro de Janeiro = 1.  
 $Pr$  - Número de Prandtl  
 $q_s''$  - Fluxo térmico na superfície  
 $\dot{Q}$  - Transferência de calor  
 $Q_u$  - Energia Útil do Coletor  
 $r_1$  - Raio interno  
 $r_2$  - Raio externo  
 $R_{aD}$  - Número de Rayleigh  
 $R_b$  - Fator Geométrico  
 $R_{cilindro}$  - Resistência térmica do cilindro  
 $S$  - Radiação Média Absorvida Mensal  
 $T_1$  - Temperatura interna  
 $T_2$  - Temperatura externa  
 $T_a$  - Temperatura ambiente  
 $T_i$  - Temperatura de entrada do fluido  
 $T_o$  - Temperatura de saída do fluido  
 $T_m$  - Temperatura média  
 $T_{par}$  - Temperatura na parede interna da superfície  
 $T_{pm}$  - Temperatura na placa absorvedora  
 $T_s$  - Temperatura de superfície  
 $U_L$  - Coeficiente de perda global no coletor  
 $U_t$  - Coeficiente de perda pelo topo do coletor  
 $U_b$  - Coeficiente de perda pelo fundo do coletor  
 $U_e$  - Coeficiente de perda pela lateral do coletor  
 $W$  - Espaço entre os tubos verticais dentro do coletor

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1. MOTIVAÇÃO.....	1
1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
1.3. OBJETIVOS.....	5
<b>2. O USO DA ENERGIA SOLAR PARA AQUECIMENTO DA ÁGUA.....</b>	<b>6</b>
2.1. RADIAÇÃO.....	6
<b>2.1.1. Radiação global e suas parcelas.....</b>	<b>6</b>
2.2. TIPOS DE COLETORES.....	6
2.3. AQUECEDOR SOLAR POR TERMOSSIFÃO.....	7
<b>2.3.1. Coletor Solar Plano.....</b>	<b>9</b>
<b>2.3.2. Material Glazing (Vidraça).....</b>	<b>9</b>
<b>2.3.3. Tubos e placas absorvedoras.....</b>	<b>10</b>
2.3.4. Tanque de Armazenamento.....	11
<b>3. MOVIMENTO APARENTE DO SOL.....</b>	<b>12</b>
3.1. ÂNGULOS SOLARES.....	12
3.2. DECLINAÇÃO SOLAR.....	13
3.3. ÂNGULOS DA GEOMETRIA SOLAR.....	15
<b>3.3.1. Ângulo Zenital (<math>\theta_z</math>).....</b>	<b>15</b>
<b>3.3.2. Altura ou Elevação Solar (<math>\alpha</math>).....</b>	<b>15</b>
<b>3.3.3. Ângulo Azimutal do Sol ou Azimute Solar (<math>\gamma_s</math>).....</b>	<b>15</b>
<b>3.3.4. Ângulo Azimutal da Superfície (<math>\gamma</math>).....</b>	<b>16</b>
<b>3.3.5. Inclinação da superfície de captação (<math>\beta</math>).....</b>	<b>16</b>
<b>3.3.6. Ângulo de incidência (<math>\theta</math>).....</b>	<b>16</b>
<b>3.3.7. Ângulo Hora Solar (<math>\omega</math>).....</b>	<b>18</b>
<b>4. CAPTAÇÃO DA ENERGIA SOLAR.....</b>	<b>19</b>
4.1. RADIAÇÃO EXTRATERRESTRE.....	19
4.2. ÍNDICE DE CLARIDADE ( $K_T$ ).....	20
4.3. RADIAÇÃO TOTAL EM UMA SUPERFÍCIE INCLINADA ( $I_T$ ).....	21
<b>4.3.1. Fator geométrico (<math>R_b</math>).....</b>	<b>22</b>
4.4. PRODUTO TRANSMITÂNCIA-ABSORVÂNCIA ( $\tau\alpha$ ).....	23
4.5. DEPENDÊNCIA ANGULAR DE ( $\tau\alpha$ ).....	25
4.5.1. Radiação Média Absorvida - Horária e Mensal (S).....	26
<b>5. PERDAS TÉRMICAS.....</b>	<b>27</b>
5.1. PERDAS TÉRMICAS PELO COLETOR.....	27
<b>5.1.1. Calor perdido pelo topo (<math>U_t</math>).....</b>	<b>28</b>
<b>5.1.2. Calor perdido pelo fundo do coletor (<math>U_b</math>).....</b>	<b>30</b>
<b>5.1.3. Calor perdido pelas laterais (<math>U_e</math>).....</b>	<b>30</b>
5.2. PERDAS TÉRMICAS PELA TUBULAÇÃO.....	31
<b>5.2.1. Transferência de calor interna.....</b>	<b>31</b>
5.2.1.1. Fluxo térmico constante da superfície ( $q_s$ ).....	33
5.2.1.2. Temperatura de superfície constante ( $T_s$ ).....	34
<b>5.2.2. Obtenção da perda térmica na tubulação.....</b>	<b>35</b>
<b>5.2.3. Obtenção das perdas térmicas externas à tubulação.....</b>	<b>37</b>
5.2.3.1. Convecção natural.....	37
5.2.3.2. Radiação.....	40
<b>6. ENERGIA ÚTIL DO COLETOR (<math>Q_U</math>).....</b>	<b>42</b>
6.1. FATOR DE REMOÇÃO DE CALOR DO COLETOR ( $F_R$ ).....	42
<b>6.1.1. Fator de eficiência do coletor (<math>F'</math>).....</b>	<b>43</b>

6.1.2. Eficiência do Coletor ( $\eta$ ) .....	45
6.2. TEMPERATURA MÉDIA DO FLUIDO ( $T_{fm}$ ) .....	46
6.3. FONTE SOLAR PARA OBTENÇÃO DA IRRADIAÇÃO DIRETA .....	47
<b>7. PARTE EXPERIMENTAL .....</b>	<b>48</b>
7.1. EQUIPAMENTOS UTILIZADOS .....	48
<b>7.1.1. Dispositivos eletrônicos e hardwares utilizados .....</b>	<b>48</b>
7.2. COLETOR SOLAR E BOILER EM ANÁLISE .....	50
<b>7.2.1. Dados obtidos pelo Inmetro .....</b>	<b>50</b>
<b>7.2.2. Medida na tubulação de cobre .....</b>	<b>51</b>
7.3. TUBULAÇÃO .....	52
7.4. DECLINAÇÃO SOLAR .....	53
7.5. HORA SOLAR .....	54
<b>8. RESULTADOS TEÓRICOS .....</b>	<b>55</b>
8.1. ANÁLISE DIÁRIA .....	58
<b>9. RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>60</b>
<b>10. COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>65</b>
10.1. PERDAS TÉRMICAS PELA TUBULAÇÃO .....	68
<b>10.1.1. Perda pela parte externa .....</b>	<b>68</b>
<b>10.1.2. Perda na tubulação .....</b>	<b>69</b>
<b>11. CONCLUSÃO .....</b>	<b>70</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>71</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>73</b>



## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. MOTIVAÇÃO

A demanda de energia elétrica brasileira está em constante crescimento, não existe previsão para a sua redução. Estudos feitos pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) a respeito do futuro consumo de energia até o ano de 2022, é previsto um cenário com aumento de 4,3% ao ano da demanda energética. Os valores da previsão do consumo são mostrados na tabela a seguir.

Tabela 1: Consumo de eletricidade na rede (EPE, 2012)

Ano	Consumo Residencial [GWh]
<b>2012</b>	117.012
<b>2013</b>	121.890
<b>2014</b>	127.545
<b>2015</b>	133.347
<b>2016</b>	139.319
<b>2017</b>	145.528
<b>2018</b>	151.904
<b>2019</b>	158.436
<b>2020</b>	165.132
<b>2021</b>	171.803
<b>2022</b>	178.659
Variação (% ao ano)	
<b>2012 - 2017</b>	4,5
<b>2017 - 2022</b>	4,2
<b>2012 - 2022</b>	4,3

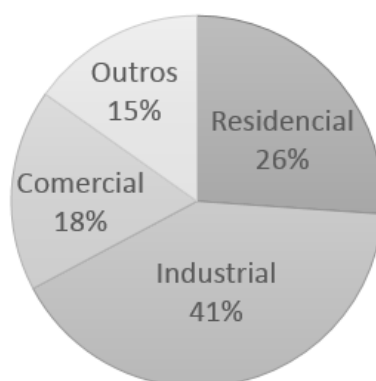


Gráfico 1: Estrutura do consumo de eletricidade na rede por classe [%] (EPE, 2012)

O consumo residencial na rede elétrica tem uma parcela importante da demanda da carga. Separando as categorias de consumo em Residencial, Industrial, Comercial e em Outros, a demanda Residencial é a segunda maior com 26%. O gráfico (1) mostra a porcentagem de cada categoria.

De acordo com a EPE um dos fatores que mais influenciam na demanda brasileira é o impacto do papel do consumidor final como agente do mercado de energia. O próprio consumidor contribuirá para reduzir a necessidade da expansão do setor elétrico brasileiro através da geração distribuída, da mesma forma o consumidor final através do uso consciente dos seus hábitos, tem grande responsabilidade de buscar meios para reduzir e tornar mais eficiente o uso da eletricidade.

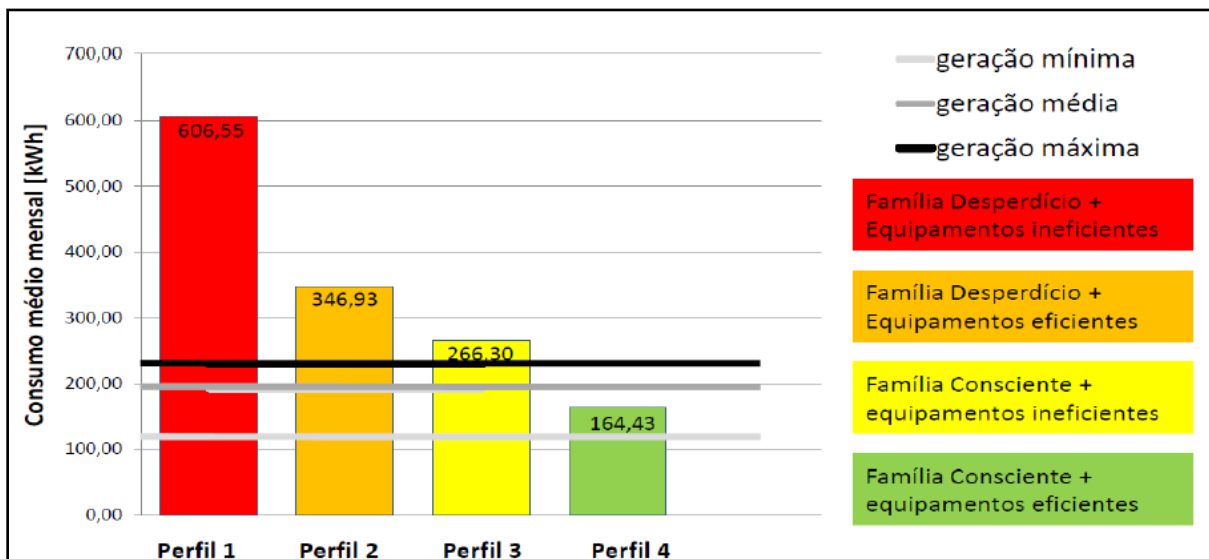


Figura 1: Demanda de eletricidade e fontes de atendimento à demanda de energia.

(LAMBERTS, 2013)

Ao analisar quase todas as fontes de energia: hidráulica, eólica, biomassa e combustíveis fósseis, todas elas têm influência de forma indireta do sol. O Sol influencia diretamente a existência de vida na Terra, ele é o ponto de partida de muitos processos químicos e biológicos.

A radiação proveniente do Sol tem aplicação direta como fonte de energia térmica, aquecendo fluidos e ambientes, e como fonte para geração de potência mecânica ou elétrica,

tendo como exemplo, motores Stirling para aplicações mecânicas, e a geração direta de eletricidade por meio dos efeitos termoelétrico e fotovoltaico (LI; DUBOWSKY, 2011).

Com o presente e o previsto cenário nacional da demanda energética realizado por um estudo da EPE, esse trabalho tem o objetivo de facilitar a explicação do funcionamento de um coletor solar pelo uso do efeito termossifão, para que se possa motivar a instalação de mais coletores solares em residências.

## 1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta parte do trabalho será mostrado o avanço das pesquisas sobre aquecedores solares com sistema por termossifão.

Primeiramente é importante frisar que o efeito de termossifão é o responsável pela movimentação do fluido no interior do aquecedor (CLOSE, 1962). Com o aquecimento da água, a porção de maior temperatura, que é a menos densa, se desloca em movimento ascendente, enquanto que o fluido de menor temperatura, que é o mais denso, tem o movimento descendente. Com esse efeito, o aquecimento de água é dado da forma passiva, sem a utilização de bomba. Já na forma ativa ou direta, é necessário realizar o bombeamento do fluido circundante.

O primeiro autor a publicar uma análise do efeito do termossifão para coletor solar foi D. J. Close, 1962 ao apresentar o método do desempenho de um tanque de armazenamento com aquecedores solar e comparar com a teoria. Dessa forma ele concluiu que é possível obter resultados confiáveis com base nos cálculos teóricos para um sistema de termossifão que se utilize coletor solar, e assim saber o quanto de calor que será obtido pelo sistema, assumindo as condições de céu claro durante as horas de operação.

Com dados empíricos é possível obter com grande precisão a curva de insolação para um dia claro, é necessário apenas da latitude do local de instalação e da variação aproximada da temperatura ambiente durante o dia. Por mais que os coletores operem em dias nublados, o desempenho se torna similar a um sistema que opere em dias de sol (CLOSE, 1962).

A fim de saber a influência da vazão do fluido na eficiência do sistema (MORRISON; RANATUNGA, 1980) realizam previsões teóricas para a vazão em um coletor solar que utiliza o efeito termossifão sendo os dados comparados com as medidas experimentais obtidas com um anemômetro a laser Doppler. Na época desse artigo, havia cerca de apenas dois artigos que tratavam da influência da velocidade no sistema e que se conseguiram medir a velocidade no sistema.

A dificuldade para se obter medidas para sistemas com baixa velocidade é que ao inserir um dispositivo para realizar essa medição, cria outro problema que é a geração de fricção no escoamento, afetando assim o funcionamento hidrodinâmico do sistema. Dessa forma, o autor trabalha com baixo número de Reynolds ( $R_N$ ) mostrando que não há muita variação do resultado teórico com o experimental. Os autores Morrison e Ranatunga, 1980 propõem também que o arranjo dos tubos é importante. Para os tubos ascendentes, é aconselhado colocar mais de um para reduzir a vazão, e assim diminuir o número de Reynolds. Ong e Shitzer, 1974 retratam que erros de até 30% ocorrem para  $R_N$  igual a 220, e o autor Ho, 1980 aborda erro de 10% para  $R_N$  igual a 450.

B. J. Huang e C. T. Hsieh, 1985 tem o propósito de realizar um método para a análise do efeito termossifão, mas agora para análises a longo prazo e não apenas de um só dia, uma limitação que as análises anteriores tinham. Os autores também contribuem para a melhoria do método do artigo de Close, o qual não leva em consideração o coeficiente de perda de calor e da transmitância do vidro e a resistência do fluxo do termossifão, assim como a eficiência do coletor. Todos esses parâmetros dependem de cálculos teóricos e a sua não contabilização pode acarretar uma série de erros significativos.

Belessiotis e Mathioulakis, 2002 definem que a análise do sistema pode ser dividida em duas grandes categorias, uma é a simulação direta e a outra é testando cada componente do sistema. A primeira é baseada nos modelos matemáticos que envolvem a característica do sistema, já a segunda, que realiza a análise específica de cada item, é geralmente feita para se determinar um coeficiente comum aceito genericamente para que sirva de parâmetro de comparação com outros resultados.

A fim de analisar a eficiência de apenas um componente do sistema, Morrison e Braun, 1985 estudaram o desempenho do tanque de armazenamento na configuração vertical e horizontal, concluindo que com a condução de calor no tanque em uma direção horizontal foi obtida uma significativa contribuição para redução nas perdas. O estudo também indica que o sistema tem melhor eficiência quando a vazão diária do fluxo no coletor é próxima ao volume da carga diária. Kalogirou e Papamarcoub, 2000 utilizaram o programa TRNSYS para validar o modelo através de um experimento simples desenvolvido pelo software, e ao comparar o resultado da simulação com o modelo realizado experimentalmente, o erro apresentado foi de apenas 4,68%.

Para melhorar a análise do sistema, os autores Chien, Kung, Chang, Lee, Jwo e Chen, 2010 utilizam o método térmico resistência-capacitor, para formar o modelo teórico do sistema. O resultado mostra que a melhor eficiência para um termossifão de duas fases é de 82%. E à

medida que a diferença do ângulo de inclinação do sistema se distancia a cada 15° ideal, isso provoca uma perda de cerca de 5% de eficiência do sistema. Os resultados também mostram que a diferença entre os dados teóricos e dos dados experimentais se diferiram em apenas 6%. O autor também implementa o uso de tubos finos duplo na conexão do coletor solar ao tanque de armazenamento, em que é possível aumentar em até 3% de eficiência.

### 1.3. OBJETIVOS

Objetivo geral:

Desenvolver uma fundamentação teórica para determinar o desempenho de um aquecedor solar de água e comparar o desempenho desse coletor com um observado na prática para uso residencial em Brasília.

Objetivos específicos:

- Introduzir o conceito do efeito termossifão e dispositivos utilizados em uma instalação de aquecimento solar.
- Introduzir a fundamentação teórica para realizar o rastreamento aparente do sol
- Determinar a radiação absorvida por um coletor em função da sua localização e assim a energia útil que se consegue obter em cada mês.
- Obter o desempenho de um coletor solar para aquecimento de água instalado na cidade de Brasília, comparando assim os resultados teóricos e práticos da capacidade de conversão de energia de um coletor.

## 2. O USO DA ENERGIA SOLAR PARA AQUECIMENTO DA ÁGUA

### 2.1. RADIAÇÃO

A energia proveniente do sol que chega a terra é na forma de radiação. A radiação é a força motriz para ocorrer o efeito termossifão (PEREIRA, 2006).

O valor médio de energia de radiação por unidade de área é chamado de irradiância. O seu valor no topo da atmosfera é de  $1.367 \text{ W/m}^2$ , conhecida como constante solar ( $I_0$ ). E na superfície terrestre, há perda da sua intensidade do topo da atmosfera até atingir a superfície, uma boa aproximação da irradiância, que inclusive é utilizada para fins práticos, é de  $1000 \text{ W/m}^2$  (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

#### 2.1.1. Radiação global e suas parcelas

A radiação é composta por três parcelas: radiação direta, difusa e a refletida pelo solo também chamada em alguns trabalhos de albedo, mas neste trabalho será apenas denominado como a radiação refletida pelo solo. A radiação direta é a radiação solar que incide diretamente sobre a superfície de captação (coletor) sem sofrer qualquer influência, ela será referenciada neste trabalho com o subscrito “b”, tendo origem do termo usado em inglês *beam*, que significa “feixe”, usado em referência à energia direta. A radiação difusa é a que atinge a superfície de captação após sofrer espalhamento pela atmosfera terrestre, ela será referenciada neste trabalho com o subscrito “d”, do termo em inglês *diffuse*. A radiação refletida pelo solo é parte da radiação solar que chega a superfície terrestre e é refletida pelo ambiente em sua volta, como solo, telhado, vegetação ou obstáculos, neste trabalho ela será referenciada com o subscrito “g”, do termo em inglês *ground*. Vale ressaltar que o termo irradiância é usada para definir a radiação em uma determinada área, a sua unidade é  $[\text{kWh/m}^2]$ . (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

### 2.2. TIPOS DE COLETORES

A aplicação do Sol para aquecimento de fluidos pode ser dada por meio de concentradores, que são destinados a aplicações em temperaturas mais elevadas (PINHO, 2014), já o produto desejado é a produção de vapor, ou por meio de coletores solares, que são destinados a aplicações residenciais e comerciais para o aquecimento de água.

Tabela 2: Tipos de coletores solares térmicos e faixas de temperatura de trabalho.  
(KALOGIROU, 2004)

<b>Movimento</b>	<b>Tipo de Coletor</b>	<b>Tipo de absorvedor</b>	<b>Razão de Concentração</b>	<b>Intervalo de temperatura de trabalho [°C]</b>
Estacionário	Coletor de placa plana	Placa	1	30-80
	Coletor de tubo evacuado	Placa	1	50-200
	Coletor parabólico composto	Tubos	1-5	60-240
Rastreio em um eixo	Refletor linear Fresnel	Tubos	10-40	60-250
	Coletor de cavidade parabólica	Tubos	15-45	60-300
	Coletor de cavidade cilíndrica	Tubos	10-50	60-300
Rastreio em dois eixos	Refletor de disco parabólico	Ponto	100-1000	100-500
	Coletor de campo (heliostato)	Ponto	100-1500	150-2000

A Tabela (2) mostra as características dos tipos de coletores existentes de acordo com o seu movimento. Este trabalho analisará o primeiro coletor dessa tabela, o coletor estacionário de placa plana, pois ele é o mais adequado para aquecimento de água em uso residencial.

### 2.3. AQUECEDOR SOLAR POR TERMOSSIFÃO

O sistema é composto por um coletor solar plano inclinado em relação ao plano horizontal, um tanque de armazenamento isolado termicamente e tubos de conexão que ligam o coletor solar ao tanque de armazenamento, sendo chamado de tubos de ascensão, ou *risers*, os tubos que estão conectados no topo do coletor solar ao topo do tanque de armazenamento, e tubos descendentes, ou tubos que estão conectados na parte inferior do coletor e do tanque.

Onde o tubo de ascensão é o que leva a água quente e o descendente é o que leva a água fria. A figura (2) permite visualizar a esquematização dos componentes citados.

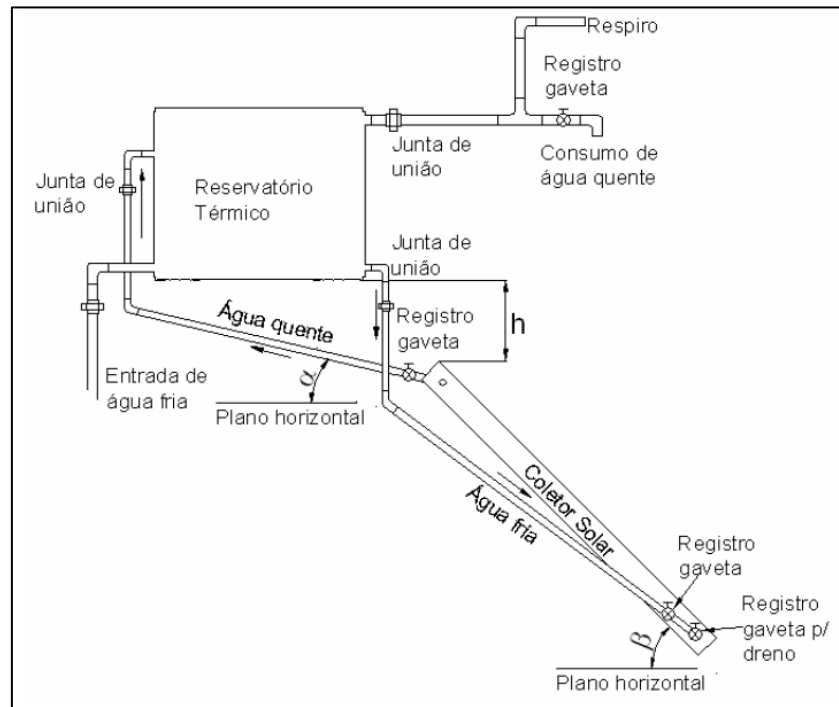


Figura 2: Vista do sistema de termostifão para aquecimento de água. (ABNT, 2006)

A radiação que vem da atmosfera atinge o coletor aquecendo a superfície absorvedora dentro do coletor (chamada também de prato). A radiação absorvida transfere calor para o fluido presente nos tubos, e com a ação da convecção natural sobre a água presente no coletor, que se manifesta em função do gradiente de temperatura no fluido, o calor é transferido e acumulado até a parte superior do tanque de armazenamento, ou boiler. Devido ao fluxo de água causado pela diferença de densidade, devido à diferença de temperatura, a porção de água mais densa, que é a água mais fria, desce por ação da gravidade da parte superior até ao fundo do tanque, e o coletor aquece novamente a água com a radiação solar, pois a parte menos densa, que é a porção de água aquecida ficará na parte superior, caracterizando assim o efeito do termostifão. Esse processo é autocontrolado, sem o uso de bombas, porque ele continua até que não se tenha mais radiação proveniente do sol, reaquecendo a água (LIGHTHILL, 1953).

Em instalações residências é preciso garantir o reaquecimento de água através de outras formas de aquecimento, caso o sistema solar venha a falhar no momento em que é necessário fazer o uso da água quente. Além disso, para prevenir o fluxo ao contrário de água quente do tanque para o coletor quando a temperatura no coletor é mais baixa que no tanque, o que pode



ocorrer durante a noite por exemplo, a parte inferior do tanque de armazenamento deve estar sempre mais elevada do que a parte superior do coletor solar, sendo representada pela letra (h) da Fig. (2).

### 2.3.1. Coletor Solar Plano

É o mais fácil e menos caro para se fabricar, instalar e realizar a manutenção. Além disso, ele é capaz de utilizar as radiações direta e difusa. Para aplicações residenciais e comerciais, coletores solares planos conseguem atingir temperaturas na faixa de 40°C a 80°C (Rhushi *et al.*, 2011).

A tubulação dentro do coletor plano é composta por dois encabeçamentos horizontais, um na parte superior e outro na inferior, e uma série de encabeçamentos paralelos na vertical que estão numerados de 1 a 16 na figura abaixo.

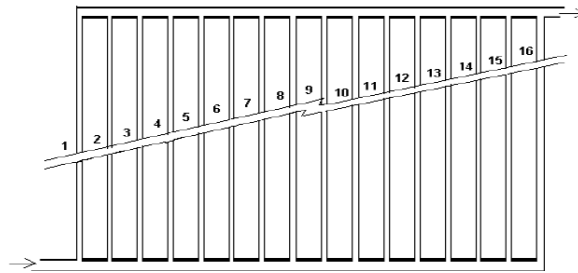


Figura 3: Disposição da tubulação interna de um coletor solar plano. (ZWALNAN, 2015)

### 2.3.2. Material Glazing (Vidraça)

A vidraça é o primeiro material por onde a radiação solar passa no coletor, ela é responsável por criar uma espécie de estufa dentro do próprio coletor. As características desejadas na escolha do material para a vidraça, do ponto de vista na utilização da energia solar, são baixa refletância ( $\rho$ ), baixa absorvência ( $\alpha$ ) e alta transmitância ( $\tau$ ). Vidro é o material escolhido como glazing, devido à baixa refletância e absorvência e a alta transmitância, de forma que a escolha deste permite maior obtenção de radiação solar, já que o valor da transmitância é de no mínimo 90% para radiação (RHUSHI *et al.*, 2010).

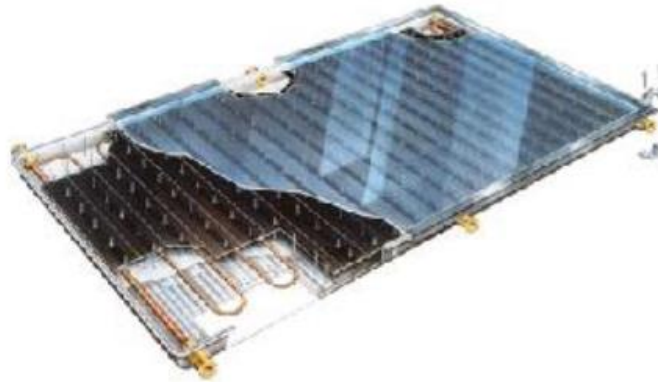


Figura 4: Vista em corte de um coletor solar, detalhe para a vidraça, placa absorvedora e tubulação em cobre (SOLETROL, 2009)

### 2.3.3. Tubos e placas absorvedoras

A primeira função dos tubos que estão dentro do coletor e das placas absorvedoras é absorver o máximo possível da radiação que atinge a sua superfície através da sua vidraça, como também de perder o mínimo calor possível para a atmosfera e para o seu suporte, transferindo assim o calor retido para o fluido circundante. O material escolhido para as placas absorvedoras que possuiu as características acima citadas são as folhas de alumínio, pois além de ser um material de maior durabilidade e facilidade de manuseio, tem disponibilidade e é um material relativamente de baixo custo.

Para os tubos dentro do coletor, o cobre é o material metálico mais indicado para a passagem de água, devida a sua alta condutividade e compatibilidade com a água. Placas absorvedoras tem normalmente um revestimento na superfície que aumenta a fração de radiação solar disponível absorvido pela placa ( $\alpha$ ), geralmente são pintadas de preto, os valores podem atingir de 0,92 até 0,98. (Duffie e Beckman, 1991).

#### 2.3.3.1. Isolantes térmicos

Fibras de lã de vidro e espuma dura são materiais utilizados como isolantes térmicos para a placa plana, tanque de armazenamento e tubos de conexão. Estes materiais isolantes são conhecidos por serem quimicamente estáveis em temperaturas elevadas e resistente às intempéries e a umidade de condensação (Rhushi *et al.*, 2011).

#### **2.3.4. Tanque de Armazenamento**

Fibra de vidro e resina química são materiais utilizados para a moldagem do reservatório de armazenamento de água quente. Isso porque o material tem característica de baixa condutividade, resistência à corrosão e compatibilidade com água.

### 3. MOVIMENTO APARENTE DO SOL

Nesta seção serão apresentadas as principais variáveis envolvidas no movimento aparente do sol para que se possa em seguida, calcular a radiação disponível em um coletor.

#### 3.1. ÂNGULOS SOLARES

A energia solar disponível na Terra é bastante variável devido a sua trajetória elíptica e também devido à inclinação do planeta ser  $23,5^\circ$  em relação ao plano equatorial. Isso causa variação diferente no Sol em relação à mesma hora, ao longo dos dias.

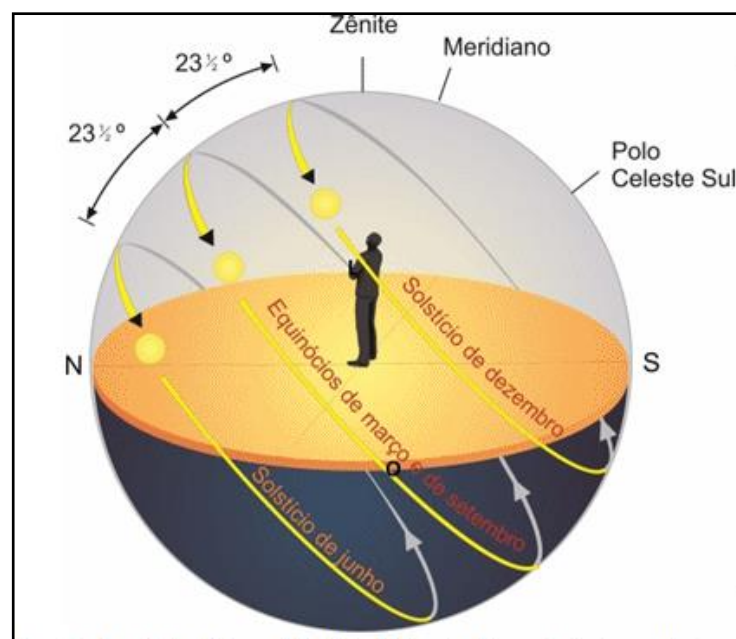


Figura 5: Representação da inclinação solar no plano equatorial. (PINHO, 2014)

Para ter um melhor aproveitamento da radiação solar, seja ela destinada a conversão direta de energia elétrica ou energia térmica, como em painéis fotovoltaicos ou em coletores solar plano, é preciso rastrear o sol de acordo com a localidade da instalação do equipamento, para assim tirar melhor proveito sol.

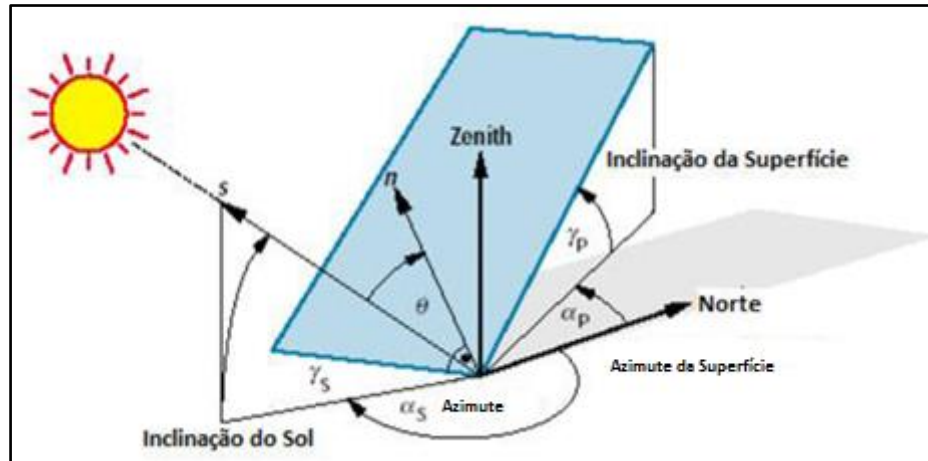


Figura 6: Definição dos ângulos em uma placa plana. (ANEEL, 2008.)

### 3.2. DECLINAÇÃO SOLAR

A trajetória da Terra em torno do Sol é de forma elíptica (PINHO, 2014), sendo o eixo de inclinação da Terra em relação ao plano normal da trajetória de aproximadamente  $23,45^\circ$ . Na figura abaixo é possível visualizar a órbita da Terra em torno do Sol, mostrando a variação das estações do ano. O ângulo entre os raios do Sol e o plano do Equador varia de  $+23,45^\circ$ , em torno do dia 21 de junho, quando acontece o solstício de inverno no hemisfério Sul, a  $-23,45^\circ$ , em torno do dia 21 de dezembro, quando ocorre o solstício de verão no hemisfério Sul. Este ângulo é chamado de Declinação Solar ( $\delta$ ), sendo positivo para o Norte e negativo para o Sul. Dessa forma, os equinócios de primavera e outono acontecem respectivamente por volta de 21 de setembro e 21 de março, e o ângulo entre os raios solares com e o plano do Equador é aproximadamente igual a  $\delta=0^\circ$ .

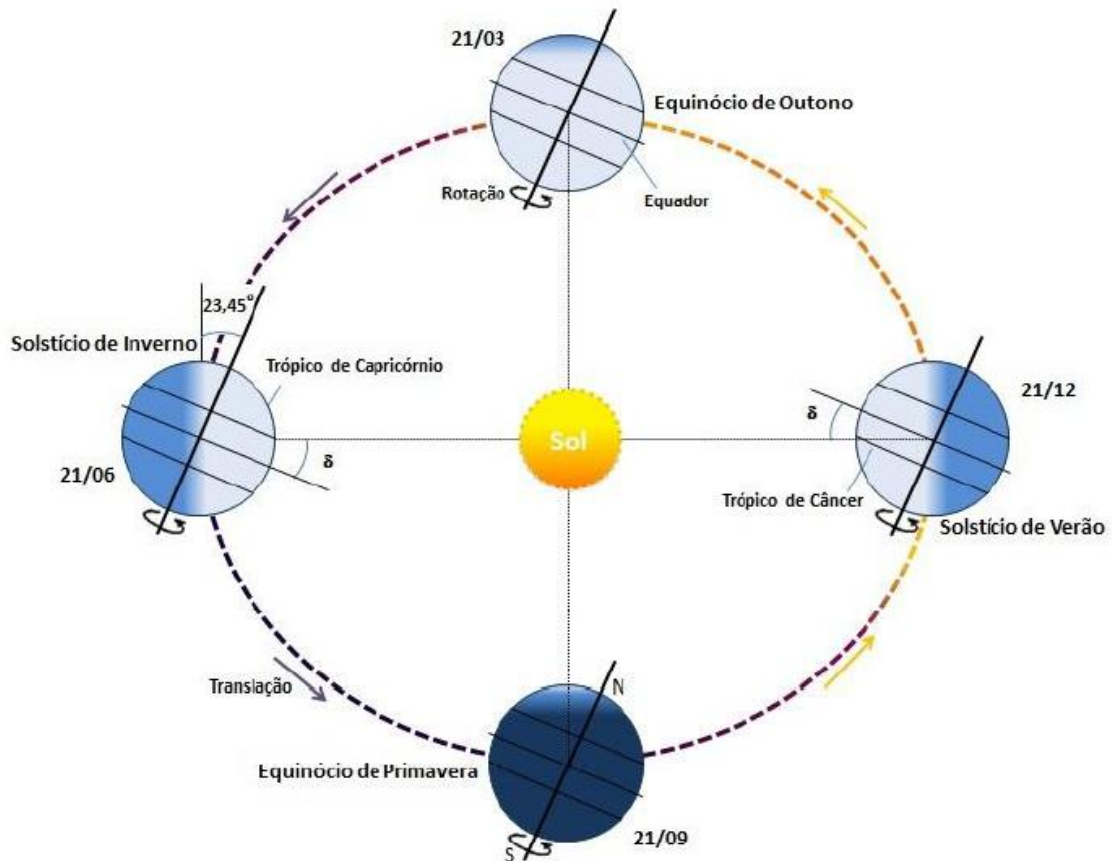


Figura 7: Órbita da Terra com inclinação de 23,45° no seu eixo N-S. (PINHO, 2014)

A declinação solar é a trajetória do movimento aparente do Sol para um determinado dia e localidade da Terra. Adotando declinação solar e a latitude sendo positivas para o Norte e negativas para o Sul do Equador, se utiliza a seguinte equação para obter a declinação solar (PINHO, 2014).

$$\text{sen}(\delta) = -\text{sen}(23,45^\circ) \cos\left(\frac{360}{365,25}\right)(n+10) \quad (1)$$

Onde:

n: Dia juliano, contando de 1 a 365, sendo 1 referente ao dia 1 de janeiro e 365 referente a 31 de dezembro.

### 3.3. ÂNGULOS DA GEOMETRIA SOLAR

Devido ao movimento aparente do Sol, é preciso adotar relações geométricas para descrever a posição do Sol em relação a superfície terrestre. A Figura (8) mostra os ângulos em estudo. (PINHO, 2014)

#### 3.3.1. Ângulo Zenital ( $\theta_z$ )

Zênite é o vetor perpendicular ao plano horizontal do local, sendo o Ângulo Zenital o ângulo entre o Sol e esse vetor normal.

$$\theta_z = \cos^{-1}[\cos(\phi)\cos(\delta)\cos(\omega) + \sin(\phi)\sin(\delta)] \quad (2)$$

Onde :

$\phi$  - Latitude do local [°]

$\delta$  - Declinação solar [°]

$\omega$  - Hora Solar

#### 3.3.2. Altura ou Elevação Solar ( $\alpha$ )

É o ângulo entre o Sol e a superfície terrestre.

Observe que os dois ângulos acima explicados são complementares. Obtendo a relação:

$$\theta_z + \alpha = 90^\circ \quad (3)$$

#### 3.3.3. Ângulo Azimutal do Sol ou Azimute Solar ( $\gamma_s$ )

É o ângulo entre a projeção do Sol no plano horizontal sobre o eixo Norte-Sul (horizonte). Tomando como referência o hemisfério Sul, esse ângulo é medido a partir do Norte geográfico, tendo valor = 0°; sendo positivo quando a projeção se encontra para o Leste e negativo quando se encontra para o Oeste.

$$-180^\circ \leq \gamma_s \leq 180^\circ \quad (4)$$

### 3.3.4. Ângulo Azimutal da Superfície ( $\gamma$ )

São realizadas as mesmas adoções do azimute solar. Sendo agora medido o ângulo entre a projeção da superfície (coletor) no plano horizontal sobre o eixo Norte-Sul.

### 3.3.5. Inclinação da superfície de captação ( $\beta$ )

É o ângulo entre a superfície de captação em estudo ao plano horizontal, podendo ser de  $0^\circ$  a  $90^\circ$ .

### 3.3.6. Ângulo de incidência ( $\theta$ )

É o ângulo entre o Sol e a superfície de captação (coletor). Há várias equações que permitem obter esse ângulo, sendo duas delas apresentada a seguir (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \text{sen}(\delta)\text{sen}(\phi)\cos(\beta) - \text{sen}(\delta)\cos(\phi)\text{sen}(\beta)\cos(\gamma) \\ & + \cos(\delta)\cos(\phi)\cos(\beta)\cos(\omega) + \cos(\delta)\text{sen}(\phi)\text{sen}(\beta)\cos(\gamma)\cos(\omega) \\ & + \cos(\delta)\text{sen}(\beta)\text{sen}(\gamma)\text{sen}(\omega) \end{aligned} \quad (5)$$

Como também, pode ser obtido em função de outros parâmetros.

$$\cos(\theta) = \cos(\theta_z)\cos(\beta) + \text{sen}(\theta_z)\text{sen}(\beta)\cos(\gamma_s - \gamma) \quad (6)$$

Há situações que podem ser adotadas a fim de simplificar a Eq. (5). Uma delas é quando o coletor está instalado horizontalmente, onde não há inclinação ( $\beta=0^\circ$ ). Dessa forma o ângulo de incidência é igual ao Ângulo Zenital ( $\theta_z$ ), descrito anteriormente na Eq. (2).

Outra situação que permite simplificar a Eq. (5) é quando o coletor inclinado possui azimute da superfície ( $\gamma$ ) igual a zero, em termos práticos significa que, se o coletor estiver no hemisfério norte e está direcionado para o sul, seu azimute é zerado; da mesma forma se o coletor estiver no hemisfério sul e está direcionado para o norte, terá também o azimute da superfície zerado.

Assim, se o coletor estiver no hemisfério norte e ter azimute da superfície igual a zero, o ângulo de incidência ( $\theta$ ) será dado por (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

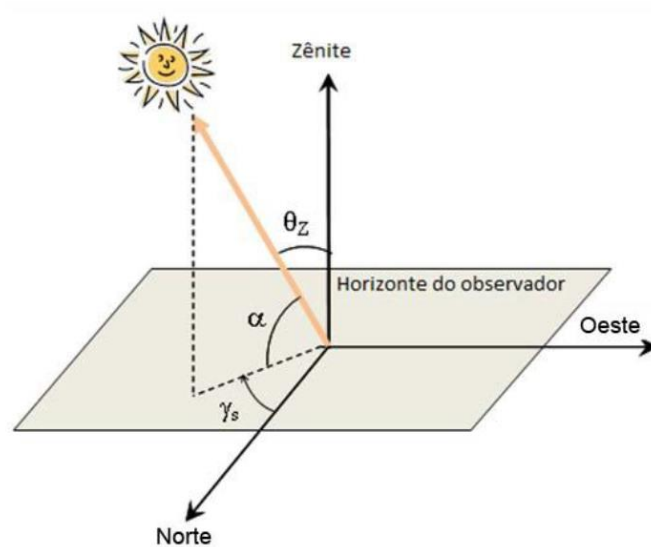
$$\cos(\theta) = \cos(\phi - \beta)\cos(\delta)\cos(\omega) + \text{sen}(\phi - \beta)\text{sen}(\delta) \quad (7)$$



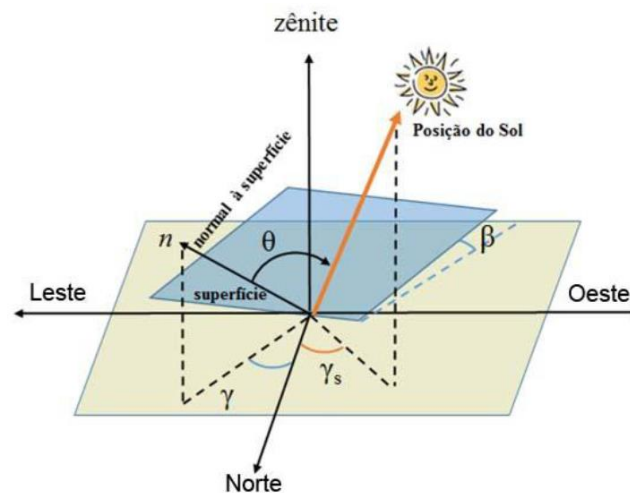
E se o coletor estiver no hemisfério sul e ter azimute da superfície igual a zero, o ângulo de incidência ( $\theta$ ) será (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$\cos(\theta) = \cos(\phi + \beta) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\phi + \beta) \sin(\delta) \quad (8)$$

As figuras abaixo mostram cada ângulo explicado anteriormente.



(a)



(b)

Figura 8: (a) Ilustração dos ângulos zenital, elevação solar e azimute solar, referente a posição do sol ao plano horizontal; (b) Ilustração dos ângulos de inclinação da superfície de captação, de incidência e azimute da superfície (PINHO, 2014).

### 3.3.7. Ângulo Hora Solar ( $\omega$ )

Outro equacionamento que deve ser estudado é o Ângulo Horário do Sol ou Hora Angular ( $\omega$ ). Devido ao movimento de rotação da Terra ocorre o deslocamento angular Leste-Oeste do meridiano do Sol. A Eq. (9) permite calcular esse deslocamento, que a cada hora solar ( $H_s$ ), varia em  $15^\circ$ . Onde durante as manhãs assumem valores negativos, e durante o período da tarde valores positivos, e ao meio dia é zero, que é justamente o momento que o Sol cruza o meridiano local. O valor  $15^\circ$  é vem da relação em que o sol demora 24 horas para dar uma volta na terra (percorrer  $360^\circ$ ), assim em uma hora o sol percorre  $\frac{360^\circ}{24\text{h}} = 15^\circ$  em torno da terra (PINHO, 2014).

$$\omega = (H_s - 12) 15^\circ \quad (9)$$

Onde:

$H_s$  é a hora solar [h]

#### 3.3.7.1. Duração do dia

Por meio do ângulo zenital (2), é possível obter a duração do dia. Adotando nessa equação o ângulo zenital sendo igual a  $90^\circ$  e explicitando a hora angular ( $\omega$ ), é possível obter a quantidade de horas do dia no local ( $\omega_s$ ). Considerando que o comprimento angular do dia varia de  $-\omega_s$  a  $+\omega_s$ , duplicando o valor da hora angular e fazendo a conversão de  $15^\circ = 1\text{h}$ , é possível estimar o número de horas de sol para o dia e local em estudo. (PINHO, 2014)

$$\omega_s = \cos^{-1}\left(-\frac{\sin \phi \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta}\right) = \cos^{-1}[-\text{tg}(\phi) \text{tg}(\delta)] \quad (10)$$

Obtendo o número teórico de horas de sol igual a:

$$N = \frac{2}{15} \omega_s \quad (11)$$

## 4. CAPTAÇÃO DA ENERGIA SOLAR

Nesta seção é apresentada os parâmetros para calcular a energia que um coletor solar consegue obter em função da sua localidade, para então obter a energia útil ( $Q_u$ ).

### 4.1. RADIAÇÃO EXTRATERRESTRE

A irradiância proveniente do Sol que atinge a Terra no topo da camada atmosférica é denominada de irradiância extraterrestre ( $I_0$ ) e tem valor aproximado de  $1.367 \text{ W/m}^2$  (WRC - *World Radiation Center*). Devido a excentricidade da elipse ser de aproximadamente 0.017, pois a terra não é perfeitamente redonda, o valor da irradiância extraterrestre varia ao longo do ano. A figura abaixo mostra a variação do seu valor, a partir da Eq. (12), sendo  $I_{0(ef)}$  = Irradiância Extraterrestre Efetiva.

$$I_{0(ef)} = I_0 \left( 1 + 0,033 \cos \left( \frac{360}{365,25} n \right) \right) \quad (12)$$

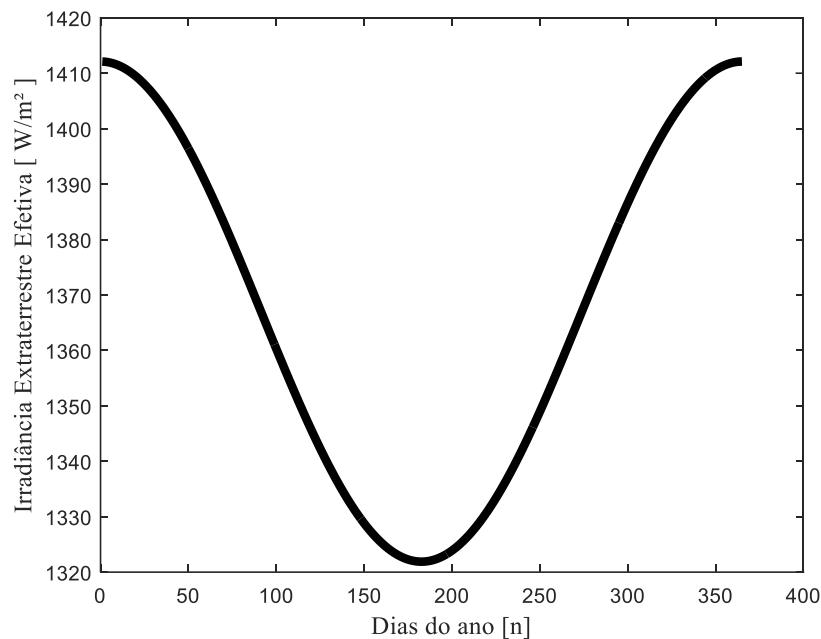


Gráfico 2: Variação da irradiância extraterrestre durante o ano.

O menor valor é de aproximadamente da  $I_{0(ef)}$  é de  $1.322 \text{ W/m}^2$  no afélio (próximo ao solstício de inverno no hemisfério Sul) e o valor máximo no periélio é de  $1.412 \text{ W/m}^2$ , (próximo

ao solstício de verão no hemisfério Sul). Onde “n” é novamente o dia juliano, conforme a Eq. (1). Onde é válido ressaltar novamente, que o valor adotado pela WRC é de 1.367 W/m<sup>2</sup>.

A radiação fora da atmosfera terrestre é chamada de radiação extraterrestre. Essa radiação pode ser deduzida diariamente para uma superfície horizontal ( $H_0$ ) com a variação da latitude entre -60° a +60° pela seguinte equação (Anna, 2006):

$$H_0 = \left( \frac{86400 I_0}{\pi} \right) \left( 1 + 0,033 \cos \left( 360 \frac{n}{365} \right) \right) [\cos(\phi) \cos(\delta) \text{sen}(\omega_s) + \frac{\pi}{180} \omega_s \text{sen}(\phi) \text{sen}(\delta)] \quad (13)$$

Onde:

$I_0$  = Constante solar igual a 1.367 w/m<sup>2</sup>

n = Dia juliano.

#### 4.2. ÍNDICE DE CLARIDADE ( $K_T$ )

Antes de atingir a superfície terrestre, a radiação tem sua intensidade atenuada pela atmosfera e nuvens. O efeito expresso em um índice adimensional é chamado de Índice de Claridade ( $K_T$ ), se for expresso numa base diária, é definida como índice de claridade diária. Portanto a média mensal do índice de claridade ( $K_T$ ) é definida pela razão da radiação média diária mensal numa superfície horizontal pela radiação extraterrestre diária média na superfície horizontal.

$$\dot{K}_T = \frac{\dot{H}}{\dot{H}_0} \quad (14)$$

Onde:

$\dot{H}$  = Radiação média diária mensal numa superfície horizontal

$\dot{H}_0$  = Radiação extraterrestre média diária mensal numa superfície horizontal.

#### 4.3. RADIAÇÃO TOTAL EM UMA SUPERFÍCIE INCLINADA ( $I_T$ )

Para calcular a performance em propostas solares, é necessário conhecer a radiação no plano do coletor solar por meio de medidas ou estimações da radiação na superfície horizontal. Entretanto, a informação mais comum disponível é a radiação total por hora ou a radiação diária na superfície horizontal, enquanto que são necessários a radiação direta e difusa no plano horizontal.

Para a consideração de céu isotrópico, é calculado por (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$I_T = I_b R_b + I_d \left( \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + I \rho_g \left( \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \quad (15)$$

E para um céu anisotrópico, é calculado por:

$$I_T = (I_b + I_d A_i) R_b + I_d (1 - A_i) \left( \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) \left[ 1 + f \operatorname{sen}^3 \left( \frac{\beta}{2} \right) \right] + I \rho_g \left( \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \quad (16)$$

Onde:

$$I_b = \text{Radiação total direta na superfície horizontal} \left[ \frac{kWh}{m^2} \right]$$

$$I_d = \text{Radiação difusa total na superfície horizontal} \left[ \frac{kWh}{m^2} \right]$$

$R_b$  = Fator Geométrico

$A_i$  = Índice anisotrópico com a função de transmitância da atmosfera para a radiação direta, expressa como:

$$A_i = \frac{I_b}{I_0} \quad (17)$$

$f$  = Raiz quadrada da radiação total direta expressa como:

$$f = \sqrt{\frac{I_b}{I}} \quad (18)$$

As equações acima permitem calcular a radiação total na superfície inclinada de forma horária, para cálculos mensais e com céu isotrópico, é utilizada a seguinte equação (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$\bar{H}_T = \bar{H}_b \bar{R}_b + \bar{H}_d \left( \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + \bar{H}_g \left( \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \quad (19)$$

#### 4.3.1. Fator geométrico ( $R_b$ )

O fator geométrico  $R_b$  é a razão da radiação direta na superfície inclinada pela radiação direta sobre a superfície horizontal. Para superfícies que são inclinadas em direção ao equador no hemisfério norte, que são as superfícies que tem azimute =  $0^\circ$ , o fator geométrico é expresso como (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\phi - \beta) \sin(\delta)}{\cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\phi) \sin(\delta)} \quad (20)$$

Para análises de coletores com superfícies direcionadas para o equador e se encontram no hemisfério sul, possui azimute de superfície igual a zero, o fator geométrico é calculado por:

$$R_b = \frac{\cos(\phi + \beta) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\phi + \beta) \sin(\delta)}{\cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\phi) \sin(\delta)} \quad (21)$$

As equações acima são usadas para análises com intervalo de uma hora, para análises mensais, adotando também que o azimute de superfície é igual a zero e se encontra no hemisfério norte, o fator geométrico é calculado por:

$$\bar{R}_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos(\delta) \sin(\omega'_s) + \left( \frac{\pi}{180} \right) \omega'_s \sin(\phi - \beta) \sin(\delta)}{\cos(\phi) \cos(\delta) \sin(\omega_s) + \left( \frac{\pi}{180} \right) \omega_s \sin(\phi) \sin(\delta)} \quad (22)$$

$$\omega'_s = \min \left[ \begin{array}{l} \cos^{-1}(-\text{tg}(\phi) \text{tg}(\delta)) \\ \cos^{-1}(-\text{tg}(\phi - \beta) \text{tg}(\delta)) \end{array} \right] \quad (23)$$

E se o local da análise for para o hemisfério sul, o fator é calculado por:

$$\bar{R}_b = \frac{\cos(\phi + \beta) \cos(\delta) \operatorname{sen}(\omega'_s) + \left(\frac{\pi}{180}\right) \omega'_s \operatorname{sen}(\phi + \beta) \sin(\delta)}{\cos(\phi) \cos(\delta) \operatorname{sen}(\omega_s) + \left(\frac{\pi}{180}\right) \omega_s \operatorname{sen}(\phi) \sin(\delta)} \quad (24)$$

$$\omega'_s = \min \left[ \begin{array}{l} \cos^{-1}(-\operatorname{tg}(\phi) \operatorname{tg}(\delta)) \\ \cos^{-1}(-\operatorname{tg}(\phi + \beta) \operatorname{tg}(\delta)) \end{array} \right] \quad (25)$$

O termo ‘min’ significa que deve ser utilizado o menor valor entre os dois valores entre os parênteses.

#### 4.4. PRODUTO TRANSMITÂNCIA-ABSORVÂNCIA ( $\tau\alpha$ )

Para uma incidência de irradiação solar em um coletor, parte da radiação passa através da vidraça, chamada de transmitância ( $\tau$ ), que é uma propriedade intrínseca do vidro. Essa irradiância atinge a placa absorvedora, sendo que a propriedade principal da placa absorvedora é a absorvância ou absorvância ( $\alpha$ ) sendo a sua função absorver a irradiância que atinge no coletor solar, vale ressaltar também que, parte da irradiância absorvida por essa placa vem da reflexão que volta da vidraça e atinge novamente a placa absorvedora. Por sua vez, a radiação refletida pela placa absorvedora será parcialmente refletida na superfície da vidraça e volta para a placa absorvedora e tubos. O produto ( $\tau\alpha$ ) é a parcela absorvida pelo prato coletor. (DUFFIE; BECKMAN, 2013)

Para análises nos coletores, a radiação incidente no coletor consiste também de radiação dispersa por parte do céu, como também refletida pelo solo, e não só pela radiação direta. Em princípio, a quantidade de radiação que passa pela vidraça pode ser calculada integrando a radiação da transmitância em todos os ângulos. Entretanto, a distribuição angular dessa radiação é geralmente desconhecida. Com a adoção de incidência isotrópica, isso significa que não é mais depende do ângulo, ou seja, não importa para qual direção o coletor esteja voltado, essa integração pode ser realizada. Fazendo parte desse conceito e tomando parte das equações realizada por Brandemuehl e Beckman, 1980, é possível calcular a parcela absorvida pela radiação difusa e refletida pelo solo por meio de um equivalente único em função do ângulo de incidência. As equações para determinar o ângulo de incidência são dadas por meio das seguintes equações: (DUFFIE; BECKMAN, 2013)

Para a transmitância refletida pelo solo

$$\theta_{e,g} = 90 - 0,5788\beta + 0,002693\beta^2 \quad (26)$$

E para a transmitância difusa:

$$\theta_{e,d} = 59,7 - 0,1388\beta + 0,001497\beta^2 \quad (27)$$

Onde:

$\beta$  = Inclinação do coletor solar [°]

Como a inclinação ( $\beta$ ) pode variar de 0 a 90°, o gráfico abaixo mostra a variação do ângulo de incidência em função da sua inclinação. É importa ressaltar que se o coletor permanecer fixo durante o ano, o valor do ângulo de incidência é o mesmo sempre, mas isso não significa que a parcela de radiação difusa e radiação refletida pelo solo absorvida pelo coletor sejam sempre a mesma, elas variam mensalmente.

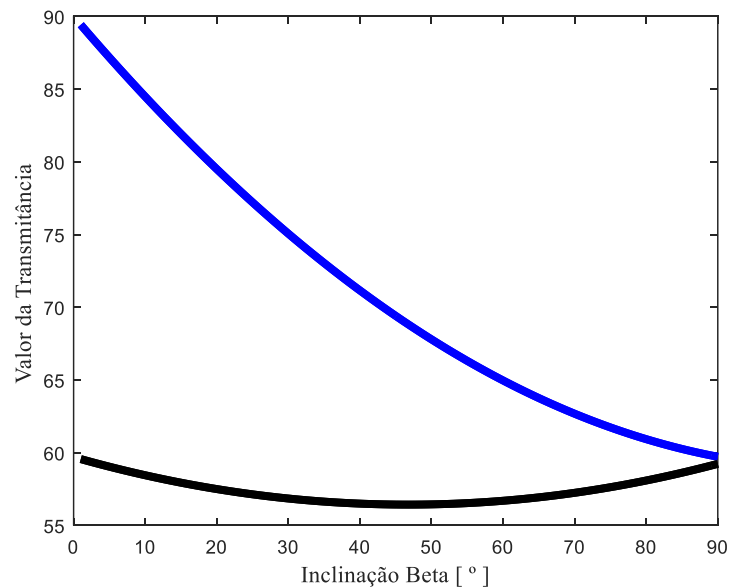


Gráfico 3: Ângulo de incidência efetivo de radiação isotrópica difusa e radiação isotrópica refletida no solo em superfícies inclinadas.



#### 4.5. DEPENDÊNCIA ANGULAR DE $(\tau\alpha)$

Esse tópico irá determinar o produto Transmitância-Absorbância  $(\tau\alpha)$  em função do ângulo de incidência. O ângulo de incidência para as radiações difusas e refletida pelo solo foram calculadas no tópico anterior (4.4). Para determinar o ângulo de incidência da irradiância direta é usado a Fig. Anexo (2-a) *Determinação do ângulo de incidência em função do azimute, latitude e inclinação do coletor solar* que está presente no Anexo II. Agora com esse valor obtido, é possível saber a parcela que se aproveita de cada radiação em função da inclinação do coletor solar criando a relação  $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ . (DUFFIE; BECKMAN, 2013). Ou seja, o gráfico abaixo mostra o valor  $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$  em função do ângulo de incidência  $(\theta)$ .

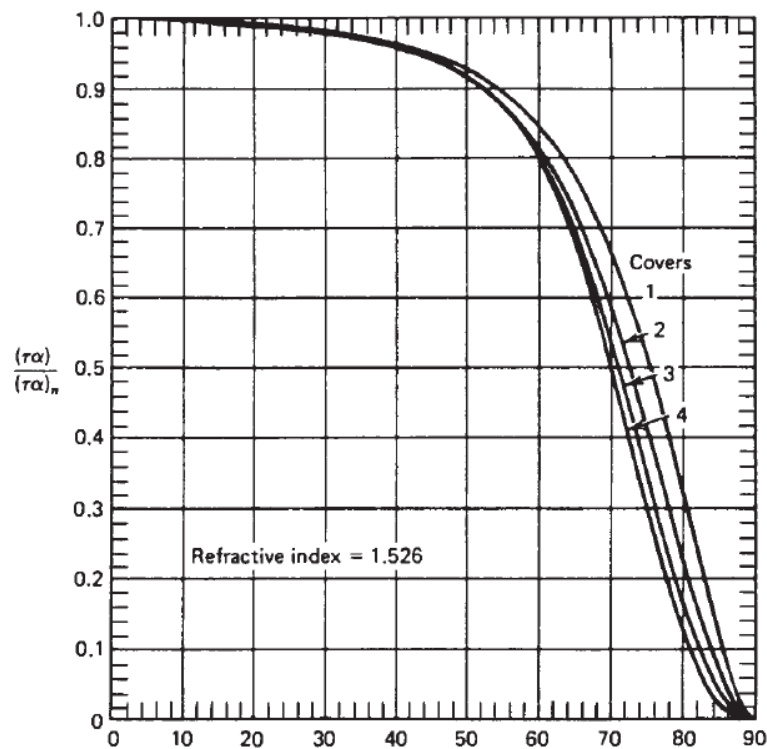


Figura 9: Obtenção do parâmetro  $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$  em função do ângulo de incidência. (DUFFIE; BECKMAN, 2013)

Neste trabalho está em estudo coletores com apenas uma cobertura (vidraça), ao utilizar o gráfico acima, é apresentado 4 curvas em função dos *Covers* (cobertura), sendo que será analisada apenas a primeira curva, que é de maior valor, referente a *covers* = 1. Ainda sobre a importância desse gráfico, ele serve para obter a dependência tanto da irradiância direta  $(\tau\alpha)_b$ , difusa  $(\tau\alpha)_d$ , refletida pelo solo  $(\tau\alpha)_g$ , todos em função do ângulo de incidência  $(\theta)$ .

#### 4.5.1. Radiação Média Absorvida - Horária e Mensal (S)

A previsão do desempenho da energia solar requer informações sobre a energia solar absorvida pela placa coletora. A energia incidente numa placa inclinada é representada por (S). A radiação incidente tem três parcelas: a direta, difusa e a refletida pelo solo, e cada uma deve ser tratada de forma separada. Usando o método do céu isotrópico em uma base horária. A equação que determina a radiação absorvida é (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left( \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + I \rho_g (\tau\alpha)_g \left( \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \quad (28)$$

Para realizar uma análise mensal com céu isotrópico, os termos são análogos ao da Eq. (27), porém é usado o valor médio mensal ( $\bar{S}$ )

$$\bar{S} = \bar{H}_b \bar{R}_b (\bar{\tau\alpha})_b + \bar{H}_d (\bar{\tau\alpha})_d \left( \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + \bar{H} \bar{\rho}_g (\bar{\tau\alpha})_g \left( \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \quad (29)$$

Onde:

$I_b$  = Irradiação direta por hora [MJ/m<sup>2</sup>]

$R_b$  = Fator geométrico

$I_d$  = Irradiação difusa por hora [MJ/m<sup>2</sup>]

$\beta$  = Inclinação da superfície [°]

$I$  = Irradiação global [MJ/m<sup>2</sup>]

$(\tau\alpha)_b$  = Produto transmitância-absorvância direta

$(\tau\alpha)_d$  = Produto transmitância-absorvância difusa

$(\tau\alpha)_g$  = Produto transmitância-absorvância refletida pelo solo

$\rho_g$  = Refletância refletida pelo solo, sendo adota como 0,45

$\bar{H}_b$  = Irradiância média mensal direta

$\bar{H}_d$  = Irradiância média mensal difusa

$(\bar{\tau\alpha})_b$  = Produto transmitância-absorvância direta

$(\bar{\tau\alpha})_d$  = Produto transmitância-absorvância difusa

$(\bar{\tau\alpha})_g$  = Produto transmitância-absorvância refletida pelo solo

## 5. PERDAS TÉRMICAS

Este capítulo abordará as perdas térmicas pelo coletor solar e na tubulação de conexão que está presente entre o boiler e o coletor.

### 5.1. PERDAS TÉRMICAS PELO COLETOR

A energia absorvida pelo coletor ( $S$ ) é convertida em energia útil ( $Q_u$ ) e em perdas térmicas, conforme mostra a Fig. (10) uma rede térmica equivalente para coletor solar de placa plana, onde nessa figura  $T_a$  é a temperatura ambiente e  $T_p$  é a temperatura no coletor.

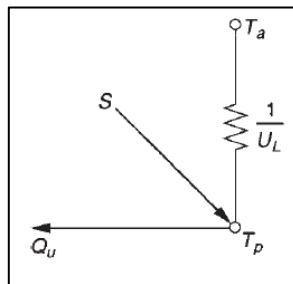


Figura 10: Equivalência térmica para um coletor solar plano. (DUFFIE; BECKMAN, 2013)

A perda térmica pelo coletor é expressa pelo coeficiente global de transferência de calor ( $U_L$ ), sendo este coeficiente definido pela soma de perda de três parcelas, sendo elas: (DUFFIE; BECKMAN, 2013)

- $U_t$  - Perdas pelo topo.
- $U_e$  - Perdas pelas laterais.
- $U_b$  - Perdas pelo fundo do coletor.

Assim, definida as três parcelas, é possível obter a seguinte expressão:

$$U_L = U_t + U_e + U_b \quad (30)$$

### 5.1.1. Calor perdido pelo topo ( $U_t$ )

Nesse trabalho será analisado coletor com apenas cobertura de vidro (vidraça). A energia perdida pelo topo é resultado da convecção e radiação entre as placas paralelas: cobertura e placa absorvedora do coletor solar. Sendo definida esta energia no topo por unidade de área é igual a transferência de calor da placa absorvedora para a cobertura: (DUFFIE; BECKMAN, 2013)

$$q_{perda,topo} = h_{c,p-c} (T_p - T_c) + \frac{\sigma (T_p^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (31)$$

Onde:

$$h_{c,p-c} = \text{Coeficiente de transferência de calor por convecção} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$$

$$\sigma = \text{Constante Stefan-Boltzmann } (5,67 \times 10^{-8}) - \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \right]$$

$\varepsilon$  = Emitância, p - (placa absorvedora), c - (cobertura)

$T_p$  = Temperatura da placa absorvedora [K]

$T_c$  = Temperatura da cobertura [K]

Adicionando o coeficiente de transferência de calor por radiação da placa absorvedora e cobertura ( $h_{r,p-c}$ ), a energia agora é expressa por: (DUFFIE; BECKMAN, 2013)

$$q_{perda,topo} = (h_{c,p-c} + h_{r,p-c}) (T_p - T_c) \quad (32)$$

Onde:

$$h_{r,p-c} = \text{Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa e a cobertura} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$$

$h_{c,p-c}$  = Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido e a superfície da placa coletora  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$

$T_p$  = Temperatura da placa absorvedora [K]

$T_c$  = Temperatura da cobertura [K]

Sendo o termo  $h_{r,p-c}$  calculado pela seguinte expressão:

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma (T_p + T_c)(T_p^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (33)$$

Onde:

$\sigma$  = Constante Stefan-Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8}$ ) -  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \right]$

$\varepsilon_p$  = Emitância da placa absorvedora

$\varepsilon_c$  = Emitância da cobertura

$T_p$  = Temperatura da placa absorvedora [K]

$T_c$  = Temperatura da cobertura [K]

Assim, o coeficiente de transferência de calor pelo topo é dado por: (SILVA)

$$U_t = \left( \frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_w + h_{r,c-a}} \right)^{-1} \quad (34)$$

Onde:

$h_{c,p-c}$  = Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido e a superfície da placa coletora  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$

$h_{r,p-c}$  = Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa e a cobertura  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$

$h_w$  = Coeficiente de transferência de calor por convecção para o ambiente  $\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$

$h_{r,c-a}$  = Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a cobertura e o ambiente  $\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$

### 5.1.2. Calor perdido pelo fundo do coletor ( $U_b$ )

A energia perdida pelo fundo do coletor é em função da espessura do isolamento da parte traseira do coletor, o meio de transferência de calor é por condução:

$$U_b = \frac{k}{L} \quad (35)$$

Onde:

$k$  = Condutividade térmica do material  $\left[ \frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right]$

$L$  = Espessura do isolamento [m]

### 5.1.3. Calor perdido pelas laterais ( $U_e$ )

Para a maioria dos coletores é difícil de se estimar a energia perdida pelas laterais, contudo, em um coletor muito bem dimensionado, as perdas laterais devem ser pequenas que não é preciso prever essa perda com precisão (DUFFIE; BECKMAN, 2013). Tabor (1958) recomenda que o isolamento lateral deva ser da mesma espessura que do fundo do coletor.

Dessa forma, a maneira de calcular o calor perdido pelas laterais é da mesma forma que do fundo do coletor (SILVA). Assim a transferência de calor pelas laterais é em função da espessura do isolamento e condução do material conforme a Eq. (35)

## 5.2. PERDAS TÉRMICAS PELA TUBULAÇÃO

Conforme algumas terminologias empregadas em outros estudos, nesse trabalho o termo dutos e tubulação têm o mesmo significado, sendo usado apenas tubulação para representar a conexão que permite o escoamento do fluido em estudo entre o boiler e coletor solar.

### 5.2.1. Transferência de calor interna

O escoamento dentro das tubulações é classificado como escoamento interno, onde a seção está toda preenchido por um fluido. Para essa forma de escoamento confinado, a temperatura do fluido varia axialmente e radialmente (INCROPERA, 2008), sendo preciso determinar a temperatura média  $T_m(x)$ , sendo dependente da posição ao longo do tubo e como também a transferência de calor por convecção ( $q_{conv}$ ) está relacionada à diferença entre as temperaturas de entrada e saída da tubulação.

Desprezando as variações de energia cinética e potencial, a figura (11) mostra o balanço de energia para um escoamento em um tubo com vazão mássica constante ( $\dot{m}$ ) e transferência de calor por convecção acontece na superfície interna.

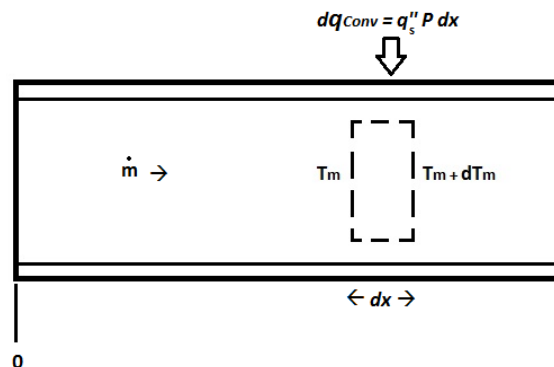


Figura 11: Volume de controle para o escoamento interno em um tubo.

Nesse primeiro momento é desconsiderada a transferência de calor por condução na direção axial para o interior do tubo, de forma que a transferência de calor será dada por: (INCROPERA, 2008)

$$q_{conv} = \dot{m} C_p (T_{m,sai} - T_{m,ent}) \quad (36)$$

Representando a taxa real de advecção de energia térmica, que é a transmissão de calor pelo deslocamento de massa, obtém-se.

$$dq_{conv} = \dot{m} C_p dT_m \quad (37)$$

Onde:

$$\dot{m} = \text{Vazão mássica do fluido no coletor} \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

$$C_p = \text{Calor específico} \left[ \frac{J}{kg K} \right]$$

$$dT_m = \text{Diferencial de temperatura média}$$

Representando a Eq. (37) por taxa de transferência de calor por convecção para elemento diferencial, é obtido:

$$dq_{conv} = q_s'' P dx \quad (38)$$

Onde:

$$q_s'' = \text{Fluxo térmico na superfície} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$P = \text{Perímetro da superfície} (\pi D) - [m]$$

E assim substituindo pela equação da Lei de Resfriamento de Newton.

$$q_s'' = h(T_s - T_m). \quad (39)$$

Onde:

$$h = \text{Coeficiente de transferência de calor} \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$T_s = \text{Temperatura de superfície} [^{\circ}C]$$

$$T_m = \text{Temperatura média} [^{\circ}C]$$

Será então obtida a expressão para a equação do balanço de energia:



$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{q}_s P}{\dot{m} C_p} = \frac{P}{\dot{m} C_p} h(T_s - T_m) \quad (40)$$

Onde:

$$\dot{q}_s = \text{Fluxo térmico na superfície} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

$P$  = Perímetro da superfície ( $\pi D$ ) - [m]

$$C_p = \text{Calor específico} \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right]$$

$h$  = Coeficiente de transferência de calor

$$\dot{m} = \text{Vazão mássica do fluido no coletor} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$T_s$  = Temperatura de superfície [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_m$  = Temperatura média [ $^{\circ}\text{C}$ ]

Em uma breve análise dessa expressão é possível observar que quando  $T_s > T_m$  (Temperatura de superfície maior que a temperatura média do fluido), há transferência de calor para o fluido e  $T_m$  aumenta com  $x$ ; caso  $T_s < T_m$ , acontece o oposto. De forma que essa Eq. (40) depende da condição térmica da superfície. Após esse estágio, existem dois casos particulares que podem ser adotados. Um é adotar que o fluxo térmico na superfície ( $\dot{q}_s$ ) é constante e o outro é a temperatura superficial ( $T_{\text{par}}$ ) ser constante, em cada um dos casos é possível obter uma aproximação razoável para a temperatura média do fluido. (INCROPERA, 2008)

#### 5.2.1.1. Fluxo térmico constante da superfície ( $\dot{q}_s$ )

Será feito primeiro a análise adotando fluxo térmico constante. Sendo agora o fluxo térmico constante, não dependente mais de  $x$ . A taxa de transferência de calor é dada agora por: (INCROPERA, 2008)

$$q_{\text{conv}} = \dot{q}_s (P.L) \quad (41)$$

Portanto, para um valor constante de  $q_s''$ , obtém-se uma expressão para a Eq. (40) que é a temperatura média  $T_{m(x)}$ .

$$T_{m(x)} = T_{m,ent} + \frac{q_s'' P}{\dot{m} C_p} x \quad (42)$$

Onde:

$$q_s'' = \text{Fluxo térmico na superfície} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

$$P = \text{Perímetro da superfície} (\pi D) - [\text{m}]$$

$$\dot{m} = \text{Vazão mássica do fluido no coletor} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$C_p = \text{Calor específico} \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right]$$

$$x = \text{Distância no tubo} [\text{m}]$$

É importante observar que o resultado da temperatura média varia com a distância  $x$  ao longo da tubulação.

#### 5.2.1.2. Temperatura de superfície constante ( $T_s$ )

Na condição da temperatura ser constante na superfície a distribuição axial das temperaturas e transferência de calor são diferentes, tendo como resultado, alteração da Eq. (40) do balanço de energia, em que passa a se adotar o termo  $(\Delta T)$ , sendo  $\Delta T = T_s - T_m$ . Obtendo: (INCROPERA, 2008)

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{d(\Delta T)}{dx} = \frac{P}{\dot{m} C_p} h \Delta T \quad (43)$$

Para resolver essa equação, é preciso adotar  $\bar{h}$  (coeficiente de transferência de calor por convecção médio) entre os valores de entrada de saída, pois não é possível integrar diretamente a equação do balanço de energia, obtendo dessa forma a seguinte expressão: (INCROPERA, 2008)

$$\ln(T_{par} - T_m) \Big|_e^s = -\frac{\bar{h} P L}{\dot{m} C_p} \quad (44)$$

Reordenando a equação para obter então a expressão da temperatura do fluido na tubulação:

$$\frac{T_{par} - T_{ms(L)}}{T_{par} - T_{me}} = \exp\left(-\frac{\bar{h} P L}{\dot{m} C_p}\right) \quad (45)$$

Onde:

$$\bar{h} = \text{Coeficiente de transferência de calor por convecção médio} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$$

$$T_{par} = \text{Temperatura na parede, superfície da tubulação } [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_m = \text{Temperatura média do fluido; (s) - na saída; (e) - na entrada } [^{\circ}\text{C}]$$

$$P = \text{Perímetro da superfície } (\pi D) - [\text{m}]$$

$$L = \text{Comprimento do tubo } [\text{m}]$$

$$\dot{m} = \text{Vazão mássica do fluido no coletor} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$C_p = \text{Calor específico} \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right]$$

Essa expressão está considerando como área de estudo todo o comprimento tubo (L), caso fosse desejado saber a temperatura até um ponto axial ( $x$ ) no interior do tubo, o resultado seria similar ao se substituir na Eq. (45) o termo L por  $x$  [m].

### 5.2.2. Obtenção da perda térmica na tubulação

A perda térmica na tubulação é realizada pela condução do material. A condução do calor nesse meio é considerada permanente e unidimensional, isso significa que a condução de calor não irá variar com o tempo que a condução é significativa em apenas uma dimensão e desprezível nas outras. A forma como será tratada a condução de calor será para cilindros longos, que dessa forma abordará a condução de calor na tubulação de água.

A parede da tubulação separa o fluido interno com uma determinada temperatura do meio ambiente, com sua devida temperatura, de forma que o gradiente de temperatura na

direção radial é relativamente grande em relação a qualquer outra direção (ÇENGEL, 2012) e adotando que as temperaturas dentro e fora da tubulação são constantes, é explicado então o sistema ser adotado tanto permanente como unidimensional.

Como a operação é em regime permanente, a taxa de transferência de calor para dentro da tubulação, assim como para fora devem ser iguais e constantes. Sendo a transferência de calor definida pela expressão da lei de Fourier para condução de calor de uma camada cilíndrica (ÇENGEL, 2012)

$$\dot{Q}_{cond, cilindro} = -k A \frac{dT}{dr} \quad (46)$$

Onde:

$\dot{Q}$  = Transferência de calor [W]

$k$  = Condutividade térmica  $\left[ \frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right]$

$A$  = Área de transferência de calor [m<sup>2</sup>]

A área de transferência de calor ( $2\pi rL$ ) é em função do raio do cilindro, sendo esta área variável. A partir da Eq. (46), separando as variáveis e integrando de  $r_1$  até  $r_2$ , onde  $r_1$  é o raio interno da tubulação e  $r_2$  o raio externo, pode-se afirmar que a espessura da tubulação é ( $r_2 - r_1$ ), é obtida então a seguinte expressão: (ÇENGEL, 2012)

$$\dot{Q}_{cond, cilindro} = 2\pi L k \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)} \quad (47)$$

Uma outra forma de expressar essa mesma equação obtida, é em função da resistência térmica. (ÇENGEL, 2012)

$$\dot{Q}_{cond, cilindro} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cilindro}} \quad (48)$$

Sendo a resistência do cilindro calculada pela seguinte expressão: (ÇENGEL, 2012)

$$R_{cilindro} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (49)$$

Onde:

L = Comprimento do cilindro [m]

k = Condutividade térmica  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m } ^\circ\text{C}} \right]$

T<sub>1</sub> = Temperatura interna [°C]

T<sub>2</sub> = Temperatura externa [°C]

r<sub>1</sub> = Raio interno [m]

r<sub>2</sub> = Raio externo [m]

A notação da expressão por Resistência Térmica foi introduzida nesse trabalho, pois esse conceito será utilizado posteriormente para solucionar um ponto importante na análise prática.

### 5.2.3. Obtenção das perdas térmicas externas à tubulação

As perdas externas são as que acontecem sobre a superfície externa da tubulação para o meio em que se encontra, elas são realizadas devidamente por meio da convecção e radiação. A forma de transferência de calor entre uma superfície sólida e um líquido ou um gás adjacente em movimento é dada pela convecção (Çengel, 2012). É importante definir que a forma em que a convecção acontece sobre a superfície do tubo é por convecção natural, e não de forma forçada. Radiação é a energia emitida pela matéria em forma de ondas magnéticas (fótons) por cada ponto da superfície em todas as direções do hemisfério acima da superfície. (Çengel, 2012)

#### 5.2.3.1. Convecção natural

Por se tratar uma análise de convecção natural será recorrida neste trabalho as equações do Número de Grashof, que elas regem a convecção natural e permitem que as condições de contorno sejam adimensionalizadas e trabalhadas em seguida por constante adequadas. Sendo essas condições de contorno, entre elas, todos os comprimentos que envolvem o sistema, passando a ser chamado de comprimento característico (L<sub>C</sub>). Outra substituição possível nas

condições de contorno é a velocidade, sendo alteradas por velocidade arbitrária de referência, levando em consideração o número de Reynolds e a temperatura também é outro parâmetro que é se torna adimensional, alterando por uma diferença adequada. Aplicando então esse método sobre superfície de convecção natural em cilindros horizontais, de maneira que irá abranger uma tubulação.

O número adimensional de Grashof é dado pela seguinte expressão: (ÇENGEL,2012)

$$Gr_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_C^3}{\nu^2} \quad (50)$$

Onde:

$$g = \text{Aceleração gravitacional} \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$\beta' = \text{Coeficiente de expansão volumétrica [1/K]}$$

$$(\beta' = 1/T_f \text{ para gás ideal})$$

$$T_s = \text{Temperatura de Superfície [°C]}$$

$$T_\infty = \text{Temperatura longe da superfície [°C]}$$

$$L_C = \text{Comprimento característico da geometria [m]}$$

$$\nu = \text{Viscosidade cinemática do fluido} \left[ \frac{m^2}{s} \right]$$

Os valores dos parâmetros utilizados (coeficiente de expansão volumétrica ( $\beta$ ), condutividade térmica ( $k$ ), viscosidade cinemática do fluido ( $\nu$ ) e número de Prandtl ( $Pr$ )), são os valores a temperatura do filme ( $T_f$ ), sendo essa temperatura definida pela seguinte equação: (Çengel, 2012)

$$T_f = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (51)$$

Onde:

$$T_s = \text{Temperatura da superfície [°C]}$$

$$T_\infty = \text{Temperatura do meio [°C]}$$

Uma outra expressão que é utilizada é o Número de Rayleigh, que é a multiplicação do Número de Grashof pelo número de Prandtl (Pr).

$$Ra_D = Pr \cdot Gr_D \quad (52)$$

Onde:

Pr = Número de Prandtl

$Gr_D$  = Número de Grashof

O número de Prandtl representa a difusividade de movimento (viscosidade cinemática) pela difusividade térmica, onde a difusividade térmica é uma propriedade do material que descreve o grau de atividade relacionada de mudança de temperatura do mesmo, a fim de prever resfriamento. (NETZSCH, 2016)

A geometria da superfície muda diretamente a transferência de calor por convecção natural. Devido à dificuldade de se determinar o movimento do fluido sobre a superfície, não é tão simples obter relações analíticas para a transferência de calor, sendo preciso se basear em estudos experimentais de acordo com a geometria em análise.

Para um cilindro horizontal o número de Nusselt é calculado pela seguinte expressão: (ÇENGEL, 2012)

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}} \right\}^2 \quad (53)$$

Onde:

$Ra_D$  = Número de Rayleigh

Pr = Número de Prandtl

E o comprimento característico para um cilindro é:

$$L_C = D \quad (54)$$

Assim, para a convecção natural, é possível utilizar a seguinte correlação empírica para obter o coeficiente de transferência de calor (h): (ÇENGEL, 2012)

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (55)$$

Onde:

$$h = \text{Coeficiente de transferência de calor} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$$

$L_c$  = Comprimento característico [m]

$$k = \text{Condutividade térmica} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m} \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$$

A taxa de transferência de calor por convecção natural de uma superfície sólida com temperatura constante e igual ao longo da sua superfície para o meio é calculada pela lei de Newton do resfriamento, sendo ela: (ÇENGEL, 2012)

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} A_s (T_s - T_\infty) \quad (56)$$

Onde:

$$h_{conv} = \text{Coeficiente de transferência de calor} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$$

$A_s$  = Área de superfície de transferência de calor [m<sup>2</sup>]

$T_s$  = Temperatura da superfície [°C]

$T_\infty$  = Temperatura do meio [°C]

### 5.2.3.2. Radiação

Uma das propriedades do material que causa a transferência de calor por radiação da superfície para o meio é a emissividade. A emissividade é uma medida de quanto uma superfície se comporta como um corpo negro, cuja característica do corpo negro é de emitir radiação a uma taxa máxima. O valor da emissividade é de  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ , e  $\varepsilon = 1$  é a emissividade do corpo negro. (ÇENGEL, 2012)

Outra propriedade relacionada do material que lida com a radiação é a absorvidade ( $\alpha$ ), que relaciona a fração de energia absorvida em relação a energia incidente. Novamente o valor da absorvidade é de  $0 \leq \alpha \leq 1$ , e  $\alpha = 1$  é a absorvidade máxima que é a de um corpo negro. (ÇENGEL, 2012)



A transferência de calor por radiação de uma superfície é dada pela seguinte expressão: (ÇENGEL, 2012)

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (57)$$

Onde:

$\varepsilon$  = Emissividade do material

$\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \right]$ )

$T_s^4$  = Temperatura da superfície [K]

$T_\infty^4$  = Temperatura do meio [K]

A transferência total de uma superfície ao meio é feita a soma da taxa de transferência de calor por convecção pela taxa transferência de calor por radiação. Sendo válida a seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{total} = h_{conv} A_s (T_s - T_\infty) + \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (58)$$

## 6. ENERGIA ÚTIL DO COLETOR ( $Q_u$ )

No estado estacionário, o desempenho de um coletor solar plano pode ser descrita pelo equilíbrio de energia que indica a distribuição da energia solar incidente em energia útil, perda térmica e perda óptica. A radiação solar absorvida pelo coletor por unidade de área é representada 'S', que é igual a diferença da radiação solar incidente pela perda óptica. A fração da perda da energia térmica do coletor para o ambiente por meio da condução, convecção e radiação infravermelho podem ser representadas pelo coeficiente de transferência de calor  $U_L$  vezes a diferença entre a temperatura média do coletor na placa absorvedora  $T_{pm}$  e a temperatura ambiente  $T_a$ . No estado estacionário, a energia de saída de um coletor com área  $A_c$  é a diferença entre a radiação solar absorvida e a perda térmica, representada por (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)]^+ \quad (59)$$

O problema da Eq. (59) é que a temperatura média do coletor é difícil de calcular ou medir. Para isso, a equação para ser usada será ainda reformulada, a fim de ficar em função da temperatura do fluido de entrada e do parâmetro chamado fator de remoção  $F_R$ , que pode ser calculado analiticamente por meio de princípios básicos ou medidos experimentalmente.

### 6.1. FATOR DE REMOÇÃO DE CALOR DO COLETOR ( $F_R$ )

É conveniente definir um termo que relaciona a energia real útil obtida pelo coletor com a energia obtida se toda a superfície do coletor estivesse com na mesma temperatura do fluido de entrada no coletor. Portanto o fator de remoção de calor do coletor ( $F_R$ ) determinar essa relação. De forma análoga,  $F_R$  é a efetividade na troca de calor, sendo que esse fator é expresso como (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_c [S - U_L (T_i - T_a)]} \quad (60)$$

Ou

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_c U_L} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad (61)$$

Onde:

$$\dot{m} = \text{Vazão mássica do fluido no coletor} \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

$$C_p = \text{Calor específico} \left[ \frac{J}{kg K} \right]$$

$$T_a = \text{Temperatura ambiente} [^{\circ}C]$$

$$T_o = \text{Temperatura de saída do fluido} [^{\circ}C]$$

$$T_i = \text{Temperatura de entrada do fluido} [^{\circ}C]$$

$$A_c = \text{Área do coletor} [m^2]$$

$$U_L = \text{Coeficiente de perda global no coletor} \left[ \frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C} \right]$$

$$S = \text{Radiação Absorvida} [MJ/m^2]$$

### 6.1.1. Fator de eficiência do coletor ( $F'$ )

Esse fator de eficiência do coletor expressa como (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[ \frac{1}{U_L [D + (W - D) F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad (62)$$

Onde:

$$W = \text{Espaço entre os tubos verticais dentro do coletor} [m]$$

$$C_b = \text{Resistência de contato} \left[ \frac{W}{m \text{ } ^{\circ}C} \right] \text{ e adota-se } 1/C_b = 0 \text{ pois os tubos estão colados a placa de absorção.}$$

$$h_{fi} = \text{Coeficiente de transferência de calor interna do fluido} \left[ \frac{W}{m^2 \text{ } ^{\circ}C} \right]$$

$$D = \text{Diâmetro do tubo} [m]$$

$D_i$  = Diâmetro interno do tubo [m]

$F$  = Eficiência padrão da aleta para aletas retas com perfil retangular, dado por (Duffie e Beckman, 1991)

$$F = \frac{tgh[m(W - D)/2]}{m(W - D)/2} \quad (63)$$

Onde:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} \quad (64)$$

$K\delta$  = Condutividade térmica da placa e espessura do produto.  $\left[ \frac{W}{^\circ C} \right]$

Para representar a Eq. (32) graficamente, é conveniente definir o fator de fluxo do coletor  $F''$  o qual é definido pela divisão da taxa de remoção do calor  $F_R$  pelo fator de eficiência do coletor  $F'$ , expressa por (DUFFIE; BECKMAN, 1991):

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L F'} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (65)$$

Esse fator  $F''$  é em função de uma única variável, a taxa de fluxo de massa adimensional do coletor  $\frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L F'}$ , que é mostrado no gráfico abaixo.

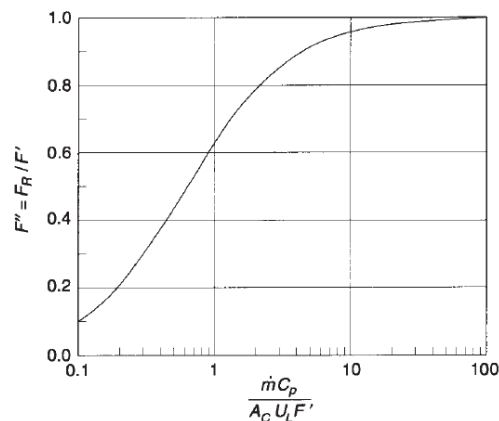


Gráfico 4: Fator de fluxo do coletor  $F''$  em função da taxa de fluxo adimensional. (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

O valor  $F_R$  é equivalente a eficácia de um trocador convencional de calor, que é definido como a razão entre a transferência de calor efetiva com a máxima transferência de calor possível. O máximo de energia útil obtida (transferência de calor) no coletor solar ocorre quando o próprio coletor se encontra na mesma temperatura de entrada do fluido e as perdas para o ambiente são mínimas. O fator de remoção de calor vezes o máximo de energia útil possível de se obter, determina-se a energia útil real ( $Q_u$ )

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_i - T_a)] \quad (66)$$

Onde:

$Q_u$  = Energia útil obtida pelo tempo. [MJ]

$F_R$  = Fator de remoção de calor do coletor.

$U_L$  = Coeficiente de perda global do global.  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

$A_c$  = Área do coletor [m<sup>2</sup>].

$S$  = Radiação solar absorvida.  $\left[ \frac{MJ}{m^2} \right]$

$T_i$  = Temperatura de entrada do fluido [°C].

$T_a$  = Temperatura ambiente [°C].

### 6.1.2. Eficiência do Coletor ( $\eta$ )

A eficiência do coletor com parâmetros mensais é dada por (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$\eta = \frac{Q_u}{\overline{H}_T A_c} \quad (67)$$

Onde:

$Q_u$  = Energia Útil do Coletor [MJ]

$\overline{H}_T$  = Radiação na Superfície Inclinada  $\left[ \frac{MJ}{m^2} \right]$

$A_c$  = Área do coletor [m<sup>2</sup>]

## 6.2. TEMPERATURA MÉDIA DO FLUIDO ( $T_{fm}$ )

Para a análise do desempenho do coletor, é necessário conhecer o coeficiente de perda global e o coeficiente de transferência de calor, ambas sendo função da temperatura. Dessa forma, substituindo  $F_R$  e  $Q_u$  a temperatura média do fluido pode ser obtida pela expressão de Klein *et al*, 1974:

$$T_{fm} = T_i + \frac{Q_u / A_c}{F_R U_L} (1 - F'') \quad (68)$$

Onde:

$T_i$  = Temperatura de entrada do fluido [ $^{\circ}C$ ]

$Q_u$  = Energia útil [MJ]

$A_c$  = Área do coletor [ $m^2$ ]

$U_L$  = Coeficiente de perda global do global.  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C} \right]$

$F_R$  = Fator de remoção de calor do coletor.

$F''$  = Fator de fluxo do coletor

A temperatura média da placa de absorção é sempre maior do que a temperatura média do fluido, devido à resistência de transferência de calor entre a superfície de absorção e do fluido. Essa diferença de temperatura é geralmente menor para sistemas que contém líquido, mas se for para sistema que se utiliza ar, essa diferença pode ser significativa (DUFFIE; BECKMAN, 1991).

Assim, a temperatura média pode ser usada para calcular a energia útil de um coletor:

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (69)$$

Se for equacionada as Eq. (38) e (36) e empregar a temperatura média, é obtida a equação iterativa a seguir.

$$T_{pm} = T_i + \frac{Q_u / A_c}{F_R U_L} (1 - F_R) \quad (70)$$

Uma medida aceitável para se ter como valor inicial para o valor  $T_{pm}$ , para coletores de aquecimento de líquidos que operam em uma com vazão mássica entre 0,01 a 0,02 kg/m<sup>2</sup> é (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$T_{pm} = T_i + 20^\circ C \quad (71)$$

### 6.3. FONTE SOLAR PARA OBTENÇÃO DA IRRADIAÇÃO DIRETA

Radiação solar e informações meteorológicas são parâmetros motrizes que servem para estimar o potencial solar de uma localidade. Análises estatística em longo prazo indicam que esses parâmetros podem ser previsíveis com certo grau de precisão. Onde, a natureza dinâmica das informações solares pode ser simplificada por equações representativas que caracterizam o comportamento do valor médio para qualquer localidade em um longo prazo (Qin, 1998). Com base do banco de dados do CRESESB (Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio Brito), um centro de pesquisa desenvolvido para promover o desenvolvimento de solar e eólica no Brasil disseminando conhecimento sobre pesquisas e medidas obtidas por pesquisas desenvolvidas pelo programa.

Essa fonte de dados permite obter a irradiação direta em um plano horizontal para a cidade de Brasília como mostra a tabela abaixo, sendo esses valores utilizados nesse trabalho. Em anexo está o gráfico gerado pelo Cresesb que serviu para montar a tabela.

Tabela 3: Radiação direta na superfície horizontal para a cidade de Brasília (CRESESB, 2014)

Mês	Radiação [kWh/m <sup>2</sup> .dia]	Radiação [MJ/m <sup>2</sup> .dia]
<b>Janeiro</b>	4,67	16,81
<b>Fevereiro</b>	5,58	20,09
<b>Março</b>	4,53	16,31
<b>Abril</b>	5,00	18,00
<b>Mai</b>	4,72	16,99
<b>Junho</b>	4,75	17,10
<b>Julho</b>	4,97	17,89
<b>Agosto</b>	5,50	19,80
<b>Setembro</b>	5,25	18,90
<b>Outubro</b>	4,69	16,88
<b>Novembro</b>	4,75	17,10
<b>Dezembro</b>	4,72	16,99
<b>Média</b>	<b>4,93</b>	<b>17,75</b>

## 7. PARTE EXPERIMENTAL

Para complementar o estudo desenvolvido nesse trabalho foi analisado em uma residência na cidade de Brasília um sistema com coletor solar plano destinado a aquecimento da água para uso diário. O sistema instalado é o mesmo explicado no início, conforme a figura 2, em que não há o uso de bomba para realizar o movimento da água nos coletores, dessa forma, o sistema todo é movido pelo efeito termossifão.

### 7.1. EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

Na análise foram utilizados três sensores. O primeiro sensor mede os valores da temperatura ambiente e umidade do local onde se encontra o boiler e a caixa d'água, o segundo sensor mede a temperatura da água fria antes de entrar no boiler e o terceiro sensor mede a temperatura da tubulação na saída do coletor solar pouco antes de chegar ao boiler.

#### 7.1.1. Dispositivos eletrônicos e hardwares utilizados

Como dispositivo para controlar o sistema geral, permitindo a comunicação entre os sensores e o armazenamento de dados, foi utilizado a Placa Arduino UNO que possui o microcontrolador ATMEL ATMEGA328. As suas características estão descritas abaixo e a foto do dispositivo está no anexo.

Tabela 4: Especificações do Arduino utilizado na análise. (HUI\_Arduino)

<b>Versão do Arduino</b>	<b>UNO</b>
Microcontrolador	ATmega328 versão SMD
Tensão de funcionamento	5V
Tensão de entrada (recomendado)	7 - 12V
Tensão de entrada (limites)	6 - 20V
Pinos Digitais I / O	14 (6 com saída PWM)
Pinos Analógicos de entrada	6
Memória Flash	32 KB (0,5 KB utilizada para boot)
Memória RAM	2 KB
Frequência de operação	16 MHz



O sensor para medir temperatura ambiente e umidade foi o sensor DHT11 que possui saída de sinal digital calibrado. As suas especificações se encontra na tabela abaixo e a foto do dispositivo está no anexo.

Tabela 5: Especificações do sensor de Umidade e Temperatura DHT11. (HUI\_SensorDHT11)

<b>Sensor</b>	<b>DHT11</b>
Tipo do sensor	Resistor polimérico;
Faixa de umidade	20 - 80 [%]
Faixa de temperatura	0 - 50 [°C]
Alimentação	3 (Recomendado 5VDC)
Precisão de umidade	5,0 [%]
Precisão de temperatura	2,0 [°C]
Tempo de resposta (Umidade)	6 - 15 [s]
Tempo de resposta (Temperatura)	6 - 30 [s]
Dimensões (incluindo terminais)	23,5 x 12 x 5,5 [mm]

Para a medir a temperatura da água fria antes de entrar no boiler e a temperatura da tubulação na saída do coletor solar antes de chegar ao boiler foram utilizados dois sensores do modelo DS18B20. Esse sensor é ideal para realizar medições em ambientes úmidos de forma digital com apenas um fio (1-Wire) (Maxim Integrated). As especificações do sensor se encontra na tabela abaixo e a foto do dispositivo se encontra no anexo.

Tabela 6: Especificações do sensor DS18B20. (HUI\_DS18B20)

<b>Sensor</b>	<b>DS18B20</b>
Comunicação	A 1 fio
Faixa de temperatura:	55°C até +125°C;
Precisão na faixa de -10 a +85 [°C]	0,5°C
Tempo de resposta:	< 750 [ms]
Revestimento do cabo de ligação	PVC - 90 [cm]
Fios de interface	3 - Fio Vermelho (VCC) - Amarelo (DADOS) - Preto (GND).

As medições foram realizadas em dois períodos, o primeiro foi entre o dia 11 de outubro de 2016 das 14:45 horas até o dia 20 de outubro de 2016 às 14:08 horas. As medições das leituras foram realizadas de forma automática a cada 15 minutos durante esse período, sendo realizada uma interrupção no dia 15 de outubro às 21:00 horas para verificar se o sistema de comunicação estava funcionando corretamente. O segundo período de análise foi do dia 1 de novembro de 2016 às 12:01 horas até o dia 17 de novembro de 2016 às 09:16 horas, sendo utilizado novamente um intervalo de 15 minutos para medir o valor da temperatura de forma automática dos sensores. Por mais que durante os períodos acima definidos tenha entrado o horário de verão, esses horários seguem o horário de inverno, mantendo o mesmo padrão do início da pesquisa.

Como as medidas dos sensores foram feitas de forma automática, o armazenamento dos dados dos sensores também foi feito de forma automática, sendo armazenado em um cartão de memória SD. A foto no anexo mostra o módulo de cartão SD que foi conectado ao Arduino e permitiu o armazenamento dos dados. No anexo está descrito como que foram conectados os sensores e a forma de alimentação do Arduino.

Para realizar a ligação dos sensores ao Arduino foram utilizados cabos de rede U/UTP da marca Fortrek com bitola de 25AWG e frequência de funcionamento até 100 MHz. Esse tipo de cabo permite que não há perda no envio de informação com comprimentos de até 25 metros. (Fortrek)

## 7.2. COLETOR SOLAR E BOILER EM ANÁLISE

O coletor solar que serviu para fazer a análise na prática é da marca Bosch Group® da série Heliotek do Modelo: MC15 Evolution PRO. No Anexo está disponível o catálogo do fabricante do produto. No sistema em análise, três coletores solares estão instalados em paralelo. Na residência está instalado o boiler da mesma marca e série do coletor solar, o modelo do boiler é MK 600 de baixa pressão 5mca com capacidade de 600 litros.

### 7.2.1. Dados obtidos pelo Inmetro

Por meio da Portaria nº 395, de 10 de novembro de 2008, concede ao INMETRO (Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial) as competências para atribuir os critérios de avaliação de conformidade para sistemas de aquecimento solar de água

atendendo o PBE (Programa Brasileiro de Etiquetagem) visando a eficiência energética e os padrões de segurança. (INMETRO)

Dessa maneira, para um produto receber uma nota de eficiência pelo PBE, o mesmo foi submetido a uma análise, sendo o resultado disponível livremente pelo próprio site do Inmetro na categoria: Coletor Solar aplicação Banho e Piscina. No anexo está o resultado obtido pelo coletor solar MC 15 Evolution PRO utilizado na análise desse trabalho.

O resultado obtido pelo Inmetro é de suma importância para a análise desse trabalho. Os principais resultados obtidos do teste é o  $F_R(\tau\alpha)_n$  é que o produto do Fator de Remoção de Calor do Coletor ( $F_R$ ) pela valor da Transmitância-Absorbância normal do coletor e o outro parâmetro obtido é  $F_R U_L$  que é o Fator de Remoção de Calor do Coletor ( $F_R$ ) pela Perda Global do Coletor ( $U_L$ )

### 7.2.2. Medida na tubulação de cobre

Devido a impossibilidade de se colocar o sensor de temperatura na saída do coletor, pois tanto o coletor, a tubulação como o boiler são completamente vedados após a sua instalação. Dessa maneira, o que foi feito para obter a temperatura na saída do coletor foi instalar o sensor de temperatura na tubulação da saída do coletor. A figura (12) mostra como foi conectado o sensor de temperatura.



Figura 12: Ilustração do modo de fixação do sensor na tubulação de cobre.

Para reduzir as perdas térmicas no momento de se obter a leitura do sensor, foi utilizada uma Pasta Térmica da empresa Implastec. Essa pasta térmica preenche as lacunas de ar que possa existir de um dissipador de calor, permitindo dessa forma, que o calor se dissipe completamente sobre a superfície do sensor DS18B20, obtendo assim uma leitura mais precisa da temperatura. A tabela abaixo mostra as especificações da pasta térmica e em anexo está a foto do produto.

Tabela 7: Especificações da pasta térmica (IMPLASTEC)

<b>Produto</b>	<b>Pasta Térmica</b>
Temperatura de Trabalho	40 - 200 [°C]
Consistência	Pastosa
Condutividade térmica	2,0 [W/m.K]
Componente Básico	Silicone alto peso molecular

### 7.3. TUBULAÇÃO

A tubulação em análise liga o coletor solar até o boiler. O material da tubulação é o cobre do modelo TM, Classe E com 22 milímetros de diâmetro. Nas tabelas abaixo estão definidas as especificações da tubulação utilizada para a análise prática e em seguida algumas propriedades do cobre em função da temperatura.

Tabela 8: Especificações da tubulação de sobre. (ELUMA)

<b>Tubulação</b>	
Diâmetro Externo [mm] / [pol]	22 / 3/4"
Espessura [mm]	0,60
Comprimento [m]	4

Tabela 9: Variação da condutividade térmica do cobre em função da temperatura e Emissividade a temperatura ambiente (ÇENGEL, 2012)

<b>Temperatura [K]</b>	<b>Condutividade Térmica [W/m.K]</b>
100	482
200	413
300	301
400	393
600	379
800	366
Emissividade (300K)	0,03

#### 7.4. DECLINAÇÃO SOLAR

Como a declinação solar muda todos os dias durante o ano, é importante saber o seu comportamento, o gráfico (5) mostra a sua variação em função do dia (n), sendo o primeiro dia do ano igual a 1 e o último igual a 365.

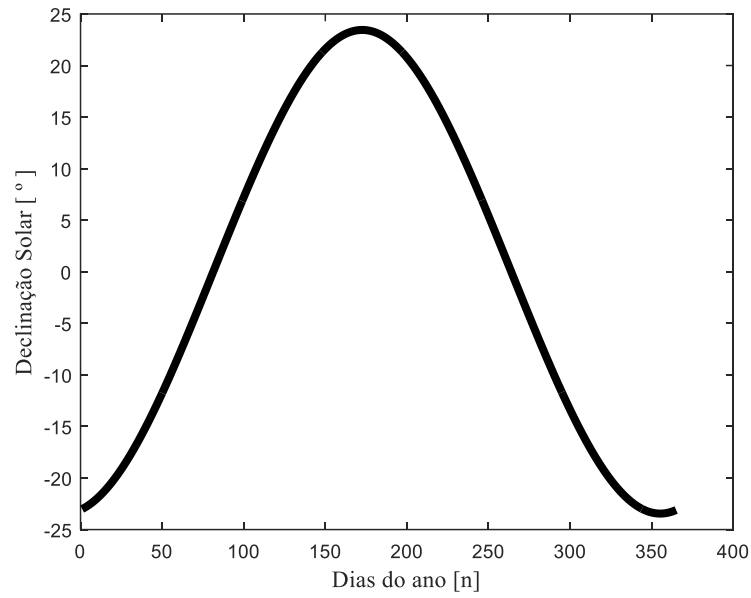


Gráfico 5: Declinação solar em função do dia do ano [n].

Para realizar uma análise mensal, é adotado como valor da declinação solar para cada mês, o valor correspondente à metade de cada mês (Duffie e Beckman, 2013), ou seja, o valor do dia 15 de janeiro, será o valor adotado para a declinação solar referente ao mês de janeiro, assim como o valor referente de 14 de fevereiro, será o valor adotado para o mês de fevereiro, seguindo assim para os demais meses. A tabela (3) mostra o valor da declinação solar para os meses, exceto no mês de março, junho, setembro e dezembro, foram utilizados o dia 21 para determinar a declinação solar, a fim de mostrar que nos dias 21 de março e 21 de setembro ocorre os equinócios de outono e primavera, respectivamente; e nos dias 21 de junho e 21 de dezembro ocorre os solstícios de inverno e verão, respectivamente para o hemisfério sul.

Tabela 10: Variação da declinação solar durante o ano - Eq. (1).

Data	Dia do ano (n)	Declinação [ ° ]
15/jan	15	-21.2053
15/fev	46	-13.1289
21/mar	81	-0.1226
15/abr	106	9.4373
15/mai	136	18.7563
21/jun	173	23.4495
15/jul	197	21.3137
15/ago	228	13.3349
21/set	265	-0.4167
15/out	289	-9.5730
15/nov	320	-19.0868
21/dez	356	-23.4479

### 7.5. HORA SOLAR

Para a cidade de Brasília que tem latitude de  $-15,8^\circ$  e longitude de  $-47,9^\circ$ , de acordo com a Eq. (11) a quantidade de horas do dia para a cidade de Brasília é representada pelo gráfico abaixo.

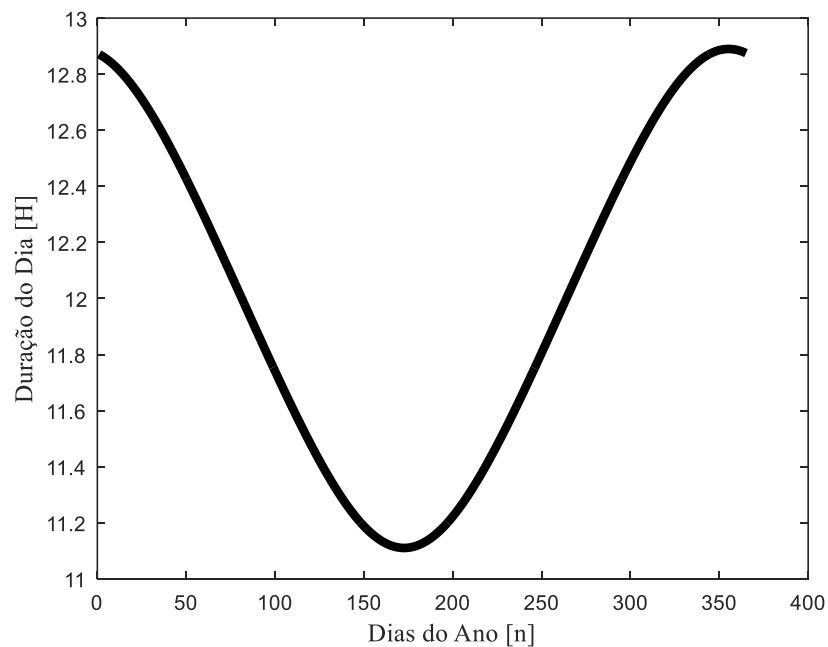


Gráfico 6: Duração do dia para a cidade de Brasília.

## 8. RESULTADOS TEÓRICOS

Analisando o desempenho do coletor na cidade de Brasília e considerando que ele está inclinado  $15^\circ$  em relação ao horizonte e que ele está direcionado para o norte e com os dados da tabela abaixo usados como parâmetro, será possível estimar de forma teórica a capacidade do coletor. Os parâmetros de coletor utilizado para obter a análise teórica são os mesmo que do coletor estudado na prática, dessa forma, comparar-se-á o funcionamento real com a teoria do coletor citado anteriormente no tópico (7.2).

Tabela 11: Dados de entrada do sistema para obter resultado teórico do desempenho do coletor.

<b>Parâmetros de Entrada</b>	
Calor Específico (Cp) - [J/kg.K]	4.190
Área do Coletor (Ac) - [m <sup>2</sup> ]	1,5
Vazão mássica do fluído no coletor ( $\dot{m}$ ) [kg/s]	0,053
(F <sub>R</sub> (τ $\alpha$ ) <sub>n</sub> ) - Fator de Remoção x Transmitância-Absorbância normal do coletor disponível pelo Inmetro	0,76
Fator de Remoção x Perda Global do coletor disponível pelo Inmetro (F <sub>R</sub> U <sub>L</sub> )	5,97
Temperatura ambiente (Ta) - [°C]	23
Fator de Remoção (F <sub>R</sub> )	0,846
Fator de Eficiência (F')	0,864
Fator de Fluxo (F'')	0,979

Utilizando os dados disponibilizados pelo CRESESB para determinar a irradiação direta, em seguida calculando os valores da Radiação Extraterrestre ( $H_o$ ), e irradiação na superfície inclinada ( $H_T$ ). É possível dessa forma, estimar a radiação absorvida pela superfície  $(\overline{S})_T$ , ou seja, a radiação no coletor solar.

Tabela 12: Resultado da Radiação Direta, Radiação Extraterrestre, Radiação da Superfície Inclinada, Índice de Claridade e Radiação Média Absorvida no Coletor Inclinado.

Mês	$\bar{H}$ [MJ/m <sup>2</sup> ]	$\bar{H}_o$ [MJ/m <sup>2</sup> ]	$\bar{H}_T$ [MJ/m <sup>2</sup> ]	KT	Radiação Absorvida [MJ / m <sup>2</sup> ]			
					Direta	Difusa	Refletida pelo Solo	$(\bar{S})_T$ [MJ/m <sup>2</sup> ]
<b>Janeiro</b>	16,81	41,06	15,93	0,41	5,99	5,78	0,02	<b>10,92</b>
<b>Fevereiro</b>	20,09	39,90	19,47	0,50	8,06	5,62	0,02	<b>13,37</b>
<b>Março</b>	16,31	37,13	16,48	0,44	5,40	5,26	0,02	<b>11,35</b>
<b>Abril</b>	18,00	36,62	19,36	0,55	6,46	4,51	0,03	<b>13,45</b>
<b>Mai</b>	16,99	28,36	19,35	0,60	5,81	3,79	0,02	<b>13,50</b>
<b>Junho</b>	17,10	26,12	20,24	0,65	5,86	3,27	0,02	<b>14,17</b>
<b>Julho</b>	17,89	27,05	20,92	0,66	6,39	3,35	0,03	<b>14,64</b>
<b>Agosto</b>	19,80	30,71	21,97	0,64	7,73	3,89	0,03	<b>15,35</b>
<b>Setembro</b>	18,90	35,31	19,54	0,53	7,16	4,92	0,03	<b>13,55</b>
<b>Outubro</b>	16,88	38,79	16,60	0,44	5,88	5,49	0,02	<b>11,41</b>
<b>Novembro</b>	17,10	40,60	16,30	0,42	6,25	5,73	0,02	<b>11,24</b>
<b>Dezembro</b>	16,99	41,16	15,99	0,41	6,07	5,80	0,02	<b>10,85</b>

Com a radiação absorvida pelo coletor, é possível assim estimar a energia útil que o mesmo fornecerá de acordo com a sua localidade e assim determinar a sua eficiência.

Tabela 13: Radiação absorvida na superfície inclinada, energia útil, temperatura média da placa coletora, temperatura média do fluido e eficiência estimada de forma teórica para um coletor.

Mês	$(\bar{S})_T$ [MJ/m <sup>2</sup> ]	Q <sub>u</sub> [MJ]	T <sub>pm</sub> [°C]	T <sub>fm</sub> [°C]	n [%]
<b>Janeiro</b>	10,92	13,77	91,60	34,67	57,61
<b>Fevereiro</b>	13,37	16,87	106,37	36,62	57,76
<b>Março</b>	11,35	14,31	94,17	35,01	57,90
<b>Abril</b>	13,45	16,98	106,86	36,70	58,47
<b>Mai</b>	13,50	17,04	107,17	36,73	58,71
<b>Junho</b>	14,17	17,90	111,23	37,27	58,93
<b>Julho</b>	14,64	18,50	114,09	37,65	58,95
<b>Agosto</b>	15,35	19,39	118,36	38,21	58,84
<b>Setembro</b>	13,55	17,10	107,45	36,77	58,36
<b>Outubro</b>	11,41	14,40	94,56	35,07	57,82
<b>Novembro</b>	11,24	14,17	93,51	34,93	57,99
<b>Dezembro</b>	10,85	13,68	91,16	34,62	57,03

A temperatura média da placa absorvedora (T<sub>pm</sub>) é a temperatura que atinge a placa absorvedora que está no fundo do coletor solar e transfere por meio da condução térmica, calor para o líquido que se encontra dentro do coletor. A temperatura média do fluido (T<sub>fm</sub>) é a temperatura média disponível que o coletor conseguirá aquecer em função dos parâmetros definidos no sistema.



Determinando agora para três coletores solares do mesmo modelo que analisado anteriormente e que eles estão conectados em paralelo, na tabela abaixo está estimado a performance para esse sistema.

Tabela 14: Radiação absorvida na superfície inclinada, energia útil, temperatura média da placa coletor e temperatura média do fluido estimada de forma teórica para três coletores.

<b>Mês</b>	$(\bar{S})_T$ [MJ/m <sup>2</sup> ]	$Q_u$ [MJ]	$T_{pm}$ [°C]	$T_{fm}$ [°C]
<b>Janeiro</b>	10,92	41,30	222,72	52,01
<b>Fevereiro</b>	13,37	50,64	267,17	57,89
<b>Março</b>	11,35	42,94	230,52	53,04
<b>Abril</b>	13,45	50,94	268,62	58,08
<b>Mai</b>	13,50	51,13	269,53	58,20
<b>Junho</b>	14,17	53,68	281,68	59,81
<b>Julho</b>	14,64	55,47	290,21	60,93
<b>Agosto</b>	15,35	58,18	303,09	62,64
<b>Setembro</b>	13,55	51,32	270,43	58,32
<b>Outubro</b>	11,41	43,17	231,61	53,19
<b>Novembro</b>	11,24	42,52	228,53	52,77
<b>Dezembro</b>	10,85	41,04	221,45	51,84
<b>Média</b>	12,81	48,53	257,13	56,56

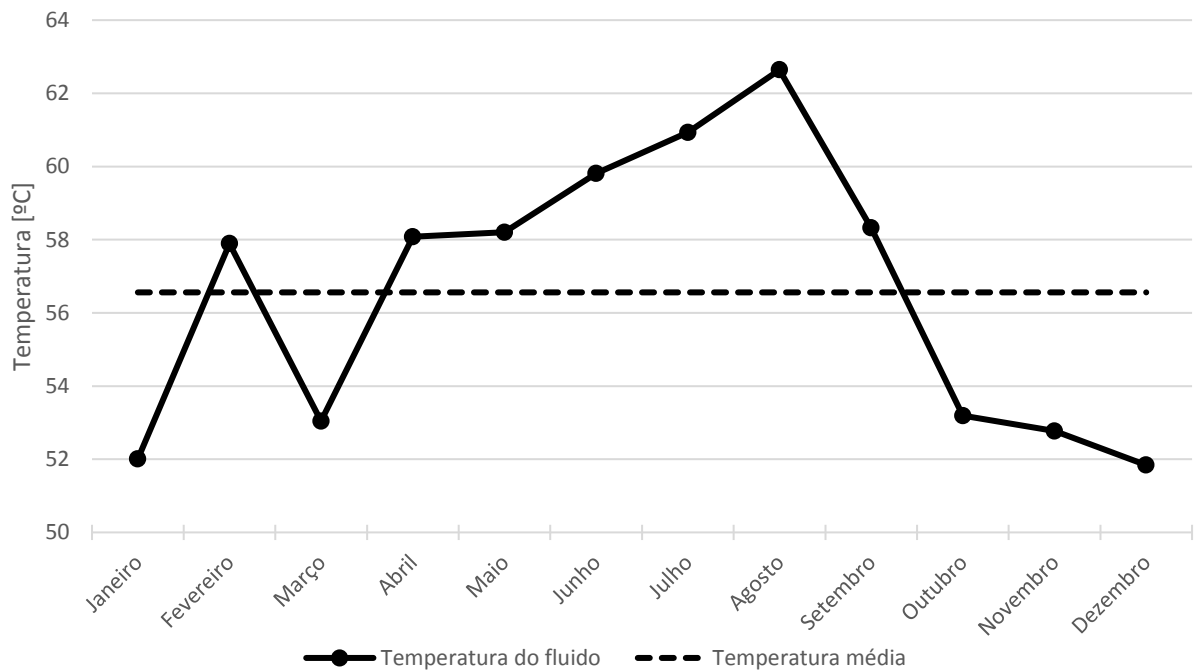


Gráfico 7: Temperatura média do fluido ( $T_{fm}$ ) teórica para três coletores de acordo com o mês.

Pelo gráfico é possível observar que o período em que se atinge temperaturas mais elevadas é no mês de agosto. De forma curiosa, vale ressaltar que o solstício de verão acontece com maior intensidade no mês de dezembro, e de acordo com a configuração do sistema em análise, um dos períodos que se obteve menor temperatura foi nos meses de outubro a janeiro e no mês de março.

### 8.1. ANÁLISE DIÁRIA

Para realizar uma análise de desempenho mais precisa, será calculado nesse trabalho a temperatura de saída do coletor para cada momento do dia do mês de outubro e novembro, para que assim, possa ser comparado o desempenho de forma teórica e experimental. Tomando-se como exemplo, a tabela abaixo mostra o desempenho do coletor no dia 11 do mês de outubro.

Para que seja possível realizar esses cálculos foi preciso utilizar dados de uma estação solarimétrica que tenha o valor da irradiação solar horária disponível. Os dados utilizados especificamente para essa parte do trabalho não são da cidade de Brasília, mas sim da cidade de Vazante - MG, com coordenadas geográficas de  $-18,04^\circ$ ;  $-46,89^\circ$ . O motivo de se ter utilizado os dados dessa cidade é devido à dificuldade de se obter dados com as informações necessárias para a cidade de Brasília, onde a cidade de Vazante é a cidade mais próxima de Brasília que possui esses dados disponíveis. No anexo está o documento com os valores da irradiação.

Tabela 15: Resultado da Radiação Direta, Radiação Extraterrestre, Radiação na Superfície Inclinada, Índice de Claridade e Radiação Absorvida no Coletor Inclinado ao longo do dia 11 de outubro.

Hora	$I$ [MJ/m <sup>2</sup> ]	$I_o$ [MJ/m <sup>2</sup> ]	$I_T$ [MJ/m <sup>2</sup> ]	KT	Radiação Absorvida			
					Direta	Difusa	Refletida pelo Solo	$S_T$ [MJ/m <sup>2</sup> ]
00:00	0	0	0	0	0	0	0	0
01:00	0	0	0	0	0	0	0	0
02:00	0	0	0	0	0	0	0	0
03:00	0	0	0	0	0	0	0	0
04:00	0	0	0	0	0	0	0	0
05:00	0	0	0	0	0	0	0	0
06:00	0	0	0	0	0	0	0	0
07:00	0	0	0	0	0	0	0	0
08:00	0,8712	3,051	0,858	0,289	0,185	0,392	0,001	<b>0,579</b>
09:00	1,4544	3,918	1,44	0,371	0,414	0,543	0,002	<b>0,978</b>
10:00	2,5056	4,531	2,502	0,552	1,016	0,625	0,003	<b>1,711</b>
11:00	2,9052	4,849	2,91	0,599	1,25	0,647	0,004	<b>1,994</b>
12:00	3,5604	4,849	3,58	0,734	1,791	0,512	0,005	<b>2,459</b>
13:00	3,2688	4,53	3,28	0,721	1,637	0,496	0,005	<b>2,259</b>
14:00	2,6172	3,92	2,62	0,67	1,235	0,479	0,004	<b>1,798</b>
15:00	2,106	3,05	2,09	0,69	1,031	0,359	0,003	<b>1,438</b>
16:00	1,4544	1,989	0,981	0,502	0,387	0,28	0,001	<b>0,979</b>
17:00	1,3824	0,805	0,951	1,716	-	-	0,001	<b>0,782</b>
18:00	0	0	0	0	0	0	0	0
19:00	0	0	0	0	0	0	0	0
20:00	0	0	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0	0	0
23:00	0	0	0	0	0	0	0	0

Pela tabela acima é possível obter a radiação absorvida para cada hora do dia, observando que quando não há luz do sol, a radiação na superfície inclinada é nula.

Tabela 16: Radiação absorvida na superfície inclinada, energia útil, temperatura média da placa coletora, temperatura média do fluido e eficiência estimada de forma teórica para um coletor ao longo do dia 11 de outubro.

Mês	$S_T$ [MJ/m <sup>2</sup> ]	$Q_u$ [MJ]	$T_{pm}$ [°C]	$T_{fm}$ [°C]	$n$ [%]
08:00	0,579	0,638	29,04	26,4	49,58
09:00	0,978	1,146	31,45	26,72	52,93
10:00	1,711	2,076	35,89	27,3	55,31
11:00	1,994	2,44	37,6	27,53	55,78
12:00	2,459	3,03	40,45	27,91	56,5
13:00	2,259	2,77	39,2	27,75	56,31
14:00	1,798	2,19	36,41	27,37	55,69
15:00	1,438	1,729	34,24	27,09	55,11
16:00	0,979	0,753	29,58	26,47	51,17
17:00	0,782	0,897	30,27	26,56	62,91

Tabela 17: Radiação absorvida na superfície inclinada, energia útil, temperatura média da placa coletora, temperatura média do fluido e eficiência estimada de forma teórica para três coletores ao longo do dia 11 de outubro.

Mês	$S_T$ [MJ/m <sup>2</sup> ]	$Q_u$ [MJ]	$T_{pm}$ [°C]	$T_{fm}$ [°C]
08:00	0,579	1,915	35,12	27,2
09:00	0,978	3,437	42,37	28,16
10:00	1,711	6,229	35,89	29,92
11:00	1,994	7,31	60,81	30,6
12:00	2,459	9,1	69,34	31,73
13:00	2,259	8,31	65,61	31,24
14:00	1,798	6,56	57,24	30,13
15:00	1,438	5,188	50,71	29,27
16:00	0,979	2,259	36,76	27,42
17:00	0,782	2,691	30,27	27,69

## 9. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Para obter os resultados do desempenho do coletor na prática, foi especificado com mais detalhe no capítulo (7.1.1) - *Dispositivos eletrônicos e hardwares utilizados*, descrevendo como foi instalado o sistema eletrônico para obter os dados dos sensores a cada 15 minutos. No gráfico abaixo mostra o resultado dos sensores da primeira medida do desempenho do coletor solar.

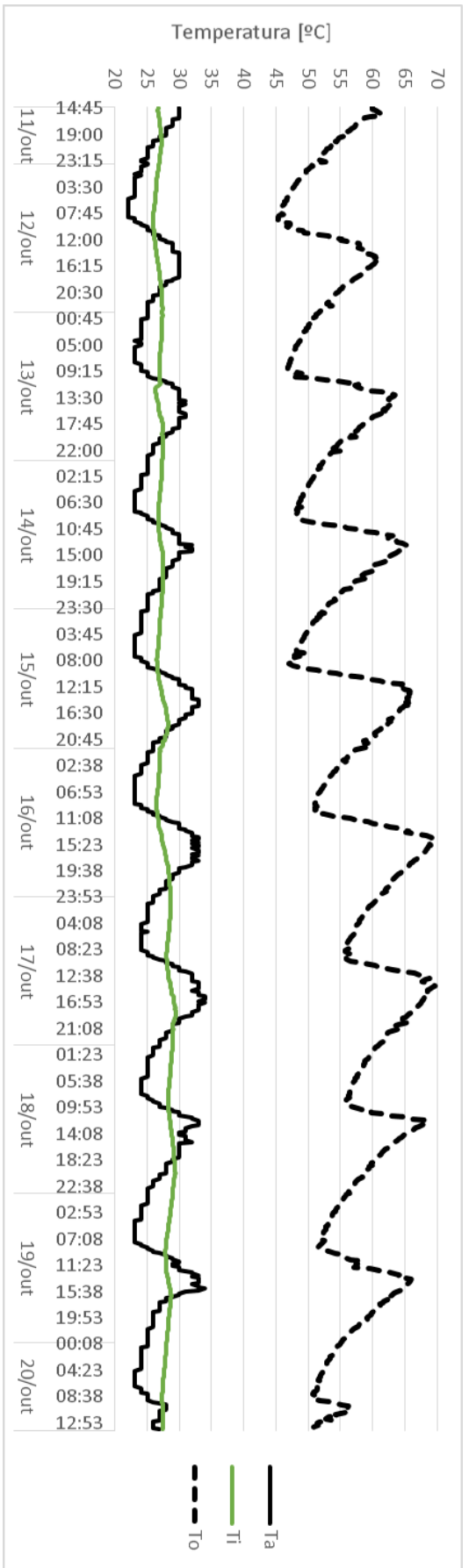
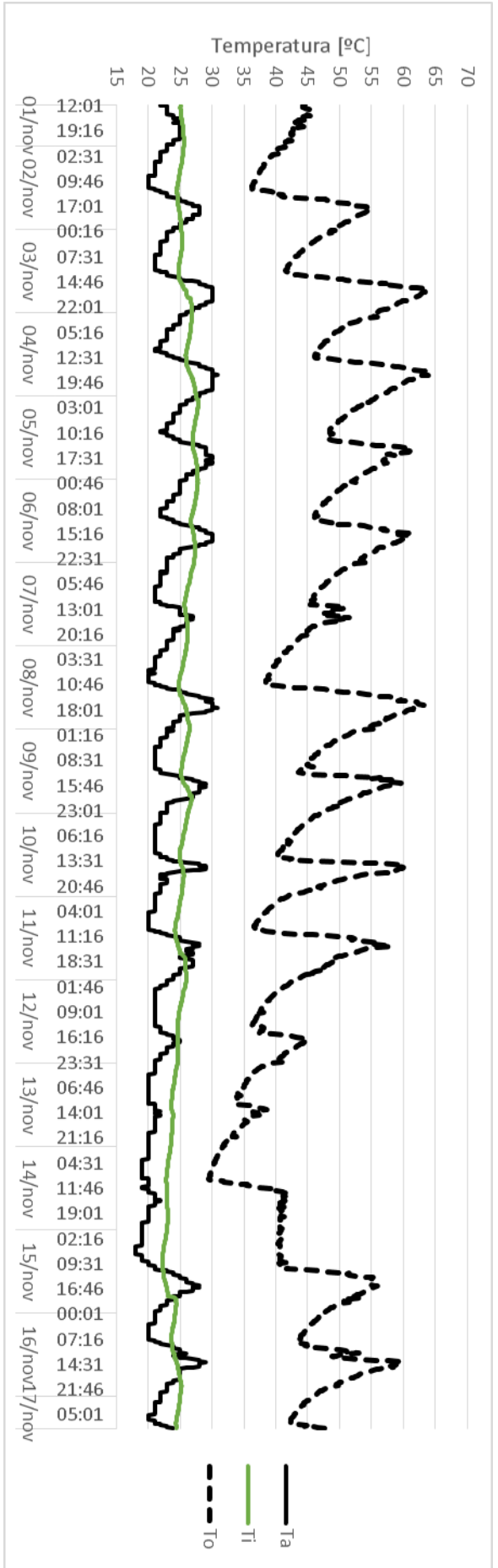


Gráfico 9: Em linha preta está a temperatura ambiente do local de análise ( $T_a$ ), em verde está a temperatura de entrada da água no coletor ( $T_i$ ) e em tracejado está a temperatura de saída da água do coletor ( $T_o$ ).



É importante observar que a temperatura de saída do fluido ( $T_o$ ) na verdade é a temperatura externa na tubulação de cobre, sendo preciso calcular a verdadeira temperatura do fluido. Para isso será utilizado o conceito de resistência térmica por condução na tubulação, o método de cálculo foi descrito no capítulo (5.2.2), permitindo obter a temperatura na parede interna da tubulação ( $T_{par}$ ) e em seguida será obtida a temperatura média do fluido por meio do método de Transferência de calor interno descrita no capítulo (5.2.1).

Primeiro é preciso calcular a taxa de transferência de calor que a tubulação perde por condução. A forma como foi calculada a taxa de calor é mostrada posteriormente no tópico (10.1.2) - Perda na Tubulação, onde será utilizado nesse momento o resultado obtido para determinar a temperatura do fluido.

Tabela 18: Temperatura média do fluido de saída do coletor.

Taxa de calor por condução (Q) - [kW]	2.356
Média da temperatura externa na medida do primeiro período [°C]	56,76
Média da temperatura externa na medida do segundo período [°C]	46,35
Diâmetro interno [m]	0,0214
Diâmetro externo [m]	0,0220
Resistência Térmica [K/W]	$3,39 \times 10^{-6}$
( $T_{par}$ ) Temperatura de parede na primeira medida do primeiro período [°C]	56,77
( $T_{par}$ ) Temperatura de parede na segunda medida do segundo período [°C]	46,36
Temperatura média de entrada do fluido ( $T_e$ ) - [°C]	56,56
$\bar{h}$ - Coeficiente de transferência calor médio ao longo do tubo (a 50°C) - [W/m <sup>2</sup> .K]	104,31
Perímetro da área da troca de calor (P) - [m]	0,0673
Comprimento do tubo (L) - [m]	4
Vazão mássica ( $\dot{m}$ ) - [kg/s]	0,053
Temperatura média do fluido do primeiro período [°C]	56,58
Temperatura média do fluido do segundo período [°C]	46,04

A temperatura para ambos os períodos de medida é muito próxima à temperatura de superfície externa da tubulação. Para fins de análise, os valores das medidas obtidas no segundo período serão considerados só até o dia 11 de novembro de 2016, desconsiderando as medidas a partir do dia 12 de novembro. O motivo disso é acionamento da resistência elétrica, que se encontra dentro do boiler, no dia 12 de novembro, sendo novamente desligada ao fim da tarde, pois como havia começado o período de chuvas a temperatura da água se encontrava de forma não satisfatória para o proprietário da residência, lembrando que essa análise foi feita em uma residência e o auxílio por resistência elétrica se manteve desligado por todo o período de medição.



## 10. COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS

Analisando a média dos valores por dia que foram obtidos experimentalmente e comparando-os com a média teórica, é possível ver no gráfico abaixo o comportamento da variação entre as medidas.

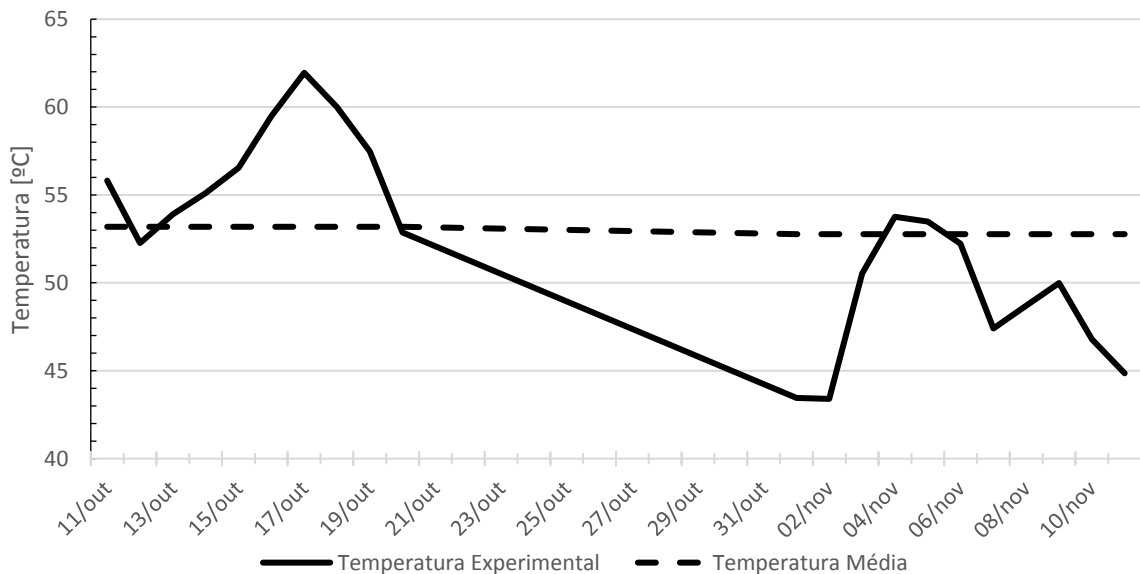


Gráfico 10: Relação da temperatura medida experimentalmente e a temperatura calculada de forma teórica.

Tabela 19: Erro associado entre as medidas.

Mês	Temperatura teórica média [°C]	Temperatura experimental média [°C]	Erro entre as medidas [%]
<i>Outubro</i>	53,19	56,76	6,28
<i>Novembro</i>	52,77	46,35	13,85

Durante o período de análises é possível comparar o resultado teórico com o real em dois meses, no mês de outubro e novembro. Os valores das temperaturas teóricas obtidas pelas equações de Duffie e Beckman (2013) diferiram em 6,28% no mês de outubro e 13,85% no mês de novembro.

Fazendo nesse momento uma análise diária ao invés de mensal, é possível observar o seguinte comportamento.

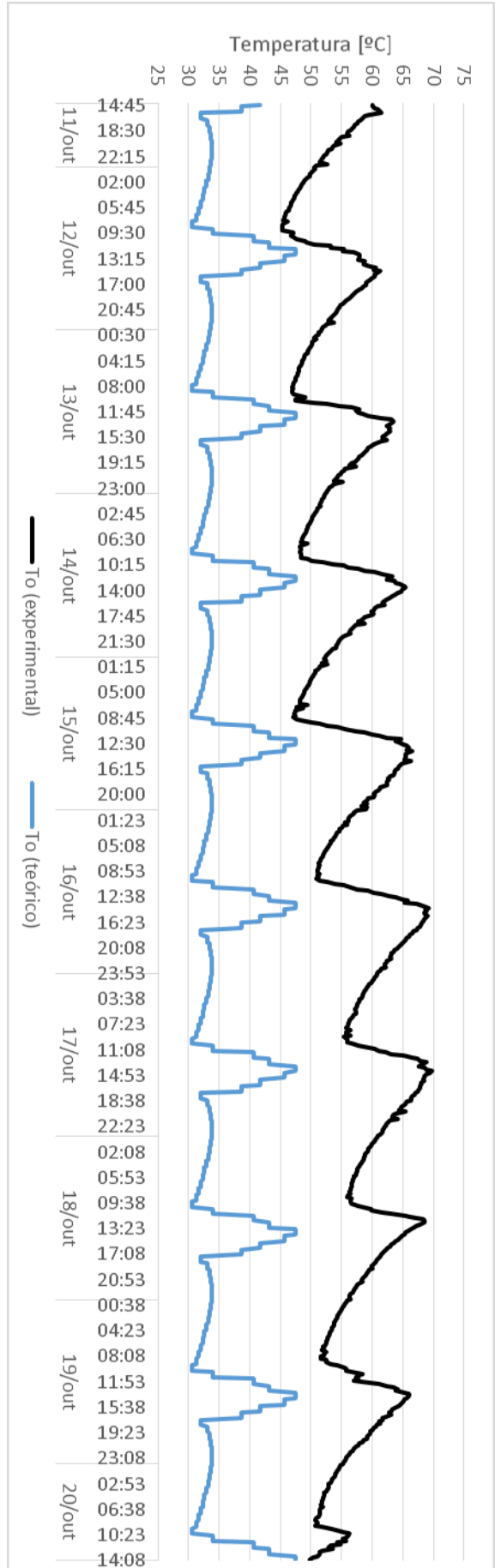


Gráfico 11: Temperatura média do fluido da saída do coletor experimental indicada pela linha de cor preta e temperatura média teórica indicada pela linha azul.

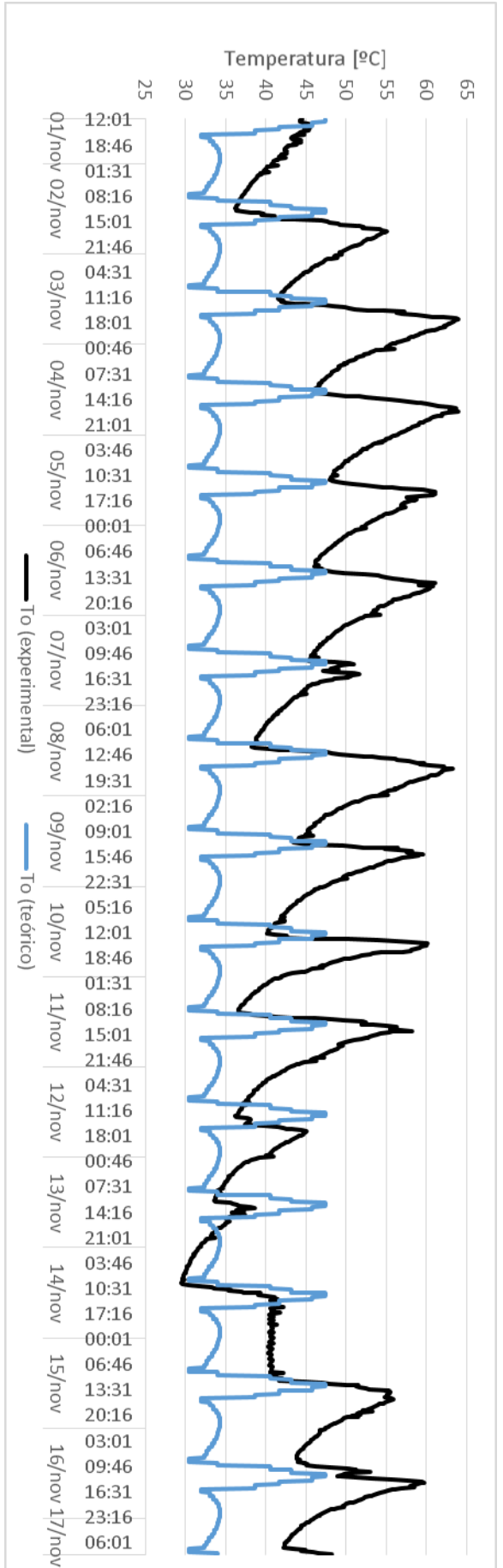


Gráfico 12: Temperatura média do fluido da saída do coletor experimental indicada pela linha de cor preta e temperatura média teórica indicada pela linha azul.

Tabela 20: Erro associado entre as medidas.

Mês	Temperatura experimental máxima	Temperatura teórica máxima	Erro [%]	Temperatura experimental mínima	Temperatura teórica mínima	Erro [%]
<i>Outubro</i>	69,81 [°C]	47,73 [°C]	<b>31,62</b>	45,31 [°C]	30,49 [°C]	<b>32,71</b>
<i>Novembro</i>	64,00 [°C]	47,46 [°C]	<b>25,84</b>	29,56 [°C]	29,98 [°C]	<b>1,42</b>

## 10.1. PERDAS TÉRMICAS PELA TUBULAÇÃO

Este capítulo mostrará os resultados das perdas térmicas localizadas por cada tipo de perda, permitindo assim, contabilizar a energia perdida pelo transporte de água na tubulação.

### 10.1.1. Perda pela parte externa

A tubulação pela parte externa é dada por convecção e radiação. Os parâmetros de entrada utilizados estão listados na tabela abaixo, sendo aplicado o que foi descrito no capítulo (5.2)

Tabela 21: Determinação da perda térmica na superfície externa da tubulação.

Temperatura Ambiente [°C]	23
Temperatura de Superfície [°C]	52
Temperatura do Filme [°C]	$\frac{52 + 23}{2} = 37,5$
Condutividade Térmica (k) - [W/m.K]	0,627
Viscosidade cinemática ( $\nu$ ) - [ $10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s]	0,694
Número de Prandtl (Pr)	4,575
Coefficiente de expansão volumétrica ( $\beta$ ) - [1/K]	$0,357 \times 10^{-3}$
Comprimento do tubo [L]	4
Área de Superfície [m <sup>2</sup> ]	0,276
Número de Rayleigh (RaD)	$1,03 \times 10^7$
Número de Nusselt por convecção Natural	34,47
Coefficiente por transferência de calor por convecção natural (h) - [W/m <sup>2</sup> .K]	982,46
Taxa de calor por convecção (Q) - [W]	7.876,7
Emissividade ( $\epsilon$ )	0,03
Constante de Stefan-Boltzmann - [W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> ]	$5,67 \times 10^{-8}$
Taxa de calor por radiação (Q) - [W]	1,6
<b>Taxa total de perda térmica da superfície externa [W]</b>	<b>7.878,4</b>

É possível observar pelo resultado da tabela (21) que praticamente não há perda por radiação, sendo a perda da superfície externa apenas por convecção.

Tabela 22: Resultado da perda térmica na superfície externa da tubulação.

Taxa de perda térmica da superfície externa [W]	7.878,4
Perda térmica mensal na superfície externa [kWh]	5.672,44
<b>Perda térmica mensal na superfície externa [MJ]</b>	<b>20.420,78</b>

### 10.1.2. Perda na tubulação

A perda térmica na tubulação é dada pela condução do material. O valor da condutividade térmica do cobre que será utilizada para os cálculos foi obtido por interpolação linear da tabela (9).

Tabela 23: Determinação da perda térmica na tubulação por condução.

Condutividade térmica (k) - [W/m.°C]	324
Temperatura interna [°C]	60
Temperatura externa [°C]	52
Diâmetro interno [m]	0,0214
Diâmetro externo [m]	0,0220
Taxa de perda térmica na tubulação (Q) - [kW]	2.356
Perda térmica na tubulação (Q) - [MJ]	8.481

## 11. CONCLUSÃO

Este trabalho permitiu desenvolver uma fundamentação teórica necessária para calcular a energia útil de um coletor solar, obtendo como um dos resultados a temperatura média do fluido para cada mês na cidade de Brasília. Foram utilizados dados relevantes a partir do processo de certificação do Inmetro pelo Programa Brasileiro de Etiquetam para se estimar o desempenho do coletor a partir das características do coletor.

Com a implementação de um sistema de monitoramento por sensores de temperatura colocados de forma a obter o desempenho de um coletor solar na prática, foi possível comparar a aproximação que se atinge da teoria dos dados observados na prática, permitindo assim utilizar a fundamentação teórica desenvolvida para simular o desempenho de um coletor solar em função da sua localidade e características físicas, sendo possível dessa forma, realizar os objetivos específicos desse trabalho.

Pelos resultados teóricos foi possível obter que a eficiência mínima do coletor é de 57,03% no mês de dezembro, atingindo temperatura média do fluido de 51,84°C, e a eficiência máxima é de 58,95% no mês de julho, tendo como temperatura média do fluido de 60,93°C. Na análise realizada pelo Inmetro, a eficiência máxima que é possível atingir é de 60% e no período que foi realizada a análise do coletor na prática, nos meses de outubro e novembro, a diferença entre os dados teóricos e práticos foram de 6,28% no mês de outubro e de 13,83% no mês de novembro. Podendo assim, utilizar como ferramenta de previsão de desempenho do coletor solar as equações de Duffie e Beckman (2013), por mais que nesse trabalho foi obtido um erro de certa forma significativa, pode-se utilizar essas equações para determinar de forma teórica o desempenho do coletor.

## REFERÊNCIAS

- ABNT NBR 12269- **Instalação de sistema de aquecimento solar de água em circuito direto - Procedimento** .: Associação Brasileira de Normas Técnicas, p. 7 páginas., 2006.
- ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica; **Atlas de Energia Elétrica do Brasil**. 3ª. ed. Brasília, Brasil , 2008. ISBN: 978-85-87491-10-7.
- Banco de Dados - SWERA; **Atlas Brasileiro de Energia Solar**, PEREIRA, E. B; MARTINS, F. R.; ABREU, S. L.; RÜTHER, R.; São José dos Campos, 1ª ed, 2006
- Banco de Dados - NASA; **Surface Meteorology and Solar Energy - A renewable energy resource web site**; release 6.0, Atmospheric Science Data Center, 2008
- BELESSIOTIS, V.; MATHIOULAKIS, E.; **Analytical Approach of Thermosyphon Solar Domestic Hot Water System Performance**, Solar Energy, Vol. 72, No. 4, p.307-315, 2002.
- BRANDEMUEHL, M. J.; BECKMAN, W. A.; **Transmission of Diffuse Radiation through CPC and Flat-Plate Collector Glazings**, Solar Energy, Vol. 24, p.511, 1980
- CLOSE, D. J.; **The performance of solar water heaters with natural circulation**. J. Solar Energy 6, p. 33-40, 1962.
- CHIEN, C. C.; KUNG, C. K.; CHANG, C. C.; LEE, W. S.; JWO, C. S.; CHEN, S. L. **Theoretical and Experimental Investigation of a two-phase Thermosyphon Solar Water Heater**, Energy - Elsevier, Vol. 36, p.415-423, 2010
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A.J.;KANOGLU, M.; **Transferência de Calor de Massa: uma abordagem prática**, Mc Graw Hill - Bookman, 4ª ed, Porto Alegre, 2012.
- DUFFIE J. A.; BECKMAN, W. A.; **Solar Engineering of Thermal Processes**, 2 ed, Wiley, New York, 1991.
- DUFFIE J. A.; BECKMAN, W. A.; **Solar Engineering of Thermal Processes**, 4 ed, Wiley, New York, 2013.
- ELUMA; *A Marca do Cobre*; Tubos e Conexões de Cobre, Catálogo de Produto, disponível em: <[www.eluma.com.br](http://www.eluma.com.br)>
- Empresa de Pesquisa Energética** 2012. *Projeção da Demanda de Energia Elétrica: para os próximos 10 anos (2013 - 2022)*. Disponível em Ministério de Minas e Energia, In Serie: Estudos de Demanda de Energia – Nota Técnica DEA 22/12: Disponível em: <<http://www.epe.gov.br>>
- FORTREK - **FORTREK® - YOUR BETTER CHOICE!**; Catálogo de Produtos, p.24-25.
- HELIOTEK\_COLETOR; *Linha de aquecimento para banho* - Quem busca economia prefere Heliotek. Catálogo de Vendas, Bosch Group®, disponível em <[www.heliotek.com.br](http://www.heliotek.com.br)>, data de acesso: 20 de novembro de 2016
- HELIOTEK\_BOILER; COLETORES SOLARES HELIOTEK; Catálogo Online, Bosch Group®, disponível em: <<http://www.heliotek.com.br/Produtos/Aquecimento-Solar-para-Banho/Aquecedor-Solar/>>, data de acesso: 20 de novembro de 2016
- HUANG, B. J.; HSIEH, C. T.; **A Simulation For Solar Thermosyphon Collector**, Solar Energy, Vol. 35, No. 1, p.31-43, 1985
- HUI\_Arduino; *HU INFINITO - COMPONENTES ELETRÔNICOS*; LOJA VIRTUAL; disponível em: <[http://www.huinfinito.com.br/arduino/551-arduino-uno-com-atmega328-rev-3.html?search\\_query=uno&results=20](http://www.huinfinito.com.br/arduino/551-arduino-uno-com-atmega328-rev-3.html?search_query=uno&results=20)>, data de acesso: 20 de novembro de 2016.
- HUI\_Conexão; *HU INFINITO - COMPONENTES ELETRÔNICOS*; LOJA VIRTUAL; disponível em: <<http://www.huinfinito.com.br/sensores/931-sensor-de-temperatura-ds18b20-prova-d-agua.html>>, data de acesso: 20 de novembro de 2016.
- HUI\_CaboRede; *HU INFINITO - COMPONENTES ELETRÔNICOS*; LOJA VIRTUAL; disponível em: <<http://www.huinfinito.com.br/condutores-isolantes/1090-cabo-de-rede-sem-blindagem-cat5-4x25-4pares.html>>, data de acesso: 20 de novembro de 2016.
- HUI\_DS18B20; *HU INFINITO - COMPONENTES ELETRÔNICOS*; LOJA VIRTUAL, disponível em: <<http://www.huinfinito.com.br/sensores/931-sensor-de-temperatura-ds18b20-prova-d-agua.html>>, data de acesso: 20 de novembro de 2016.
- HUI\_ModuloSD; *HU INFINITO - COMPONENTES ELETRÔNICOS*, LOJA VIRTUAL, disponível em: <[http://www.huinfinito.com.br/modulos/487-modulo-cartao-sd-micro-compativel-5v-33v.html?search\\_query=SD&results=10](http://www.huinfinito.com.br/modulos/487-modulo-cartao-sd-micro-compativel-5v-33v.html?search_query=SD&results=10)>, data de acesso: 20 de novembro de 2016.

- HUI\_SensorDHT11; *HU INFINITO - COMPONENTES ELETRÔNICOS*; LOJA VIRTUAL, disponível em: < [http://www.huinfinito.com.br/sensores/943-sensor-de-umidade-e-temperatura-dht11.html?search\\_query=dht11&results=1](http://www.huinfinito.com.br/sensores/943-sensor-de-umidade-e-temperatura-dht11.html?search_query=dht11&results=1)>, data de acesso: 20 de novembro de 2016.
- IMPLASTEC; *Cobras Corps - Fornecendo um Conjunto Completo de Soluções em TI*, disponível em: <<http://www.cobracorps.com.br/product-page/671668d8-392c-b5c0-a83a-56ec0fb0f58a>>, data de acesso: 20 de novembro de 2016.
- INMETRO; MINISTÉRIO DO DESENVOLVIMENTO, INDÚSTRIA E COMÉRCIO EXTERIOR Portaria nº 395, de 10 de novembro de 2008, disponível em: < <http://www.inmetro.gov.br/legislacao/rtac/pdf/RTAC001383.pdf>>
- INMETRO\_BANHO; COLETORES SOLARES TÉRMICOS - APLICAÇÃO BANHO; PBE; disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/ColetoresSolares-banho.pdf>>
- KALOGIROU, S. A.; PAPAMARCOU, C.; **Modelling of a Thermosyphon Solar Water Heating System and Simple Model Validation**, Renewable Energy, Vol 21, p.471-493, 2000.
- KLEIN, S. A.; DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A.; **Transient Considerations of Flat-Plate Solar Collectors**, ASME Journal Engineering Power, Vol 96A, p. 109, 1974.
- KOFFIE, P. M. E.; ANDOH, H. Y., GBAHA, P.; TOURE, S.; EDO, G.; **Theoretical**
- LAMBERTS, R. “Futuro das edificações: Padrões Construtivos e Tecnologias”. Apresentação realizada por Roberto Lamberts (LabEEE/UFSC) em 11/07/2013. Rio de Janeiro/RJ. 2013.
- LI, L.; DUBOWSKY, S.; **A New Design Approach for Solar Concentrating Parabolic Dish Based on Optimized Flexible Petals**, Journal of Solar Engineering, Washington D. C. , 2011.
- Maxim Integrated; *Programmable Resolution 1-Wire Digital Thermometer*; DS18B20; 19-7487; Rev 4; 1/15
- MORRISON, G. L.; RANATUNGA, D. B. J.; **Transient response of thermosiphon solar collectors**. Solar Energy, Vol. 24, p. 55-61, 1980.
- MORRISON, G. L.; BRAUN, J. E.; **System Modeling and Operation Characteristics of Thermosyphon Solar Heaters**, Solar Energy, Vol. 34, No. 4/5, p.389-405, 1985.
- NETZSCH; *Netzsch Analysing & Testing*; Definição de Difusividade Térmica; disponível em: <<https://www.netzsch-thermal-analysis.com/pt/landing-pages/definicao-de-difusividade-termica/>>; data de acesso: 19 de novembro de 2016.
- ONG, K. S. **A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater** J. Solar Energy, Vol. 16, p. 137-147, 1974.
- PEREIRA, R. C.; **Eficiência Térmica de Coletores Solares de Baixo Custo - CSBC**. In: 17º CBECIMat - Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais, 15 a 19 de Novembro de 2006, Foz do Iguaçu, PR, Brasil. 2006.
- PINHO, J. T.; GALDINO, M. A.; **Manual de Engenharia para Sistema Fotovoltaicos**, CEPTEL - DTE - CRESESB - GTEs, Rio de Janeiro, 2014
- SILVA, D. S.; **Desenvolvimento de uma Ferramenta Computacional para Dimensionamento de Coletores Solares de Placa Plana**; Dissertação - Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2012
- SHITZER, A.; KALMANOVIZ, D.; ZVIRIN, Y.; GROSSMAN, G.; **Experiments with a Flat Solar Heating System in Thermosyphonic Flow**, Mechanic Engineering Rept., Technion, Israel, 1978.
- SOLETROL. Empresa Soletrol Aquecedores Solares de Água. São Paulo: consulta online, disponível em <<http://www.soletrol.com.br/>> acesso em maio de 2016.
- Tabor, H.,. **Radiation, Convection and Conduction Coefficients in Solar Collectors**. Bull. Res. Council Israel, 6C, p. 155, 1958
- ZWALNAN, S. J.; **Design, Simulation, Construction and Performance Evaluation of a Thermosyphon Solar Water Heater**, A Thesis Submitted to the School of Postgraduate Studies Ahmadu Bello University, Zaria, Nigeria, 2015.



**ANEXOS**

ANEXO I: Irradiação para a cidade de Brasília.....	74
ANEXO II: Determinação do ângulo de incidência em função da inclinação e latitude do coletor solar. ....	75
ANEXO III: Fotos e modo de ligação dos dispositivos utilizados na parte experimental.....	77
ANEXO IV: Catálogo do fabricante do coletor solar utilizado na análise.....	83
ANEXO V: Boiler.....	80
ANEXO VI: Análise do Inmetro.....	85
ANEXO VII: Irradiação Horária Solar Utilizada.....	87
ANEXO VIII: Algoritmo desenvolvido no software MATLAB para realizar os cálculos teóricos utilizados neste trabalho.....	88
Anexo IX: Código fonte utilizado no Arduino.....	91

## ANEXO I: IRRADIAÇÃO PARA A CIDADE DE BRASÍLIA

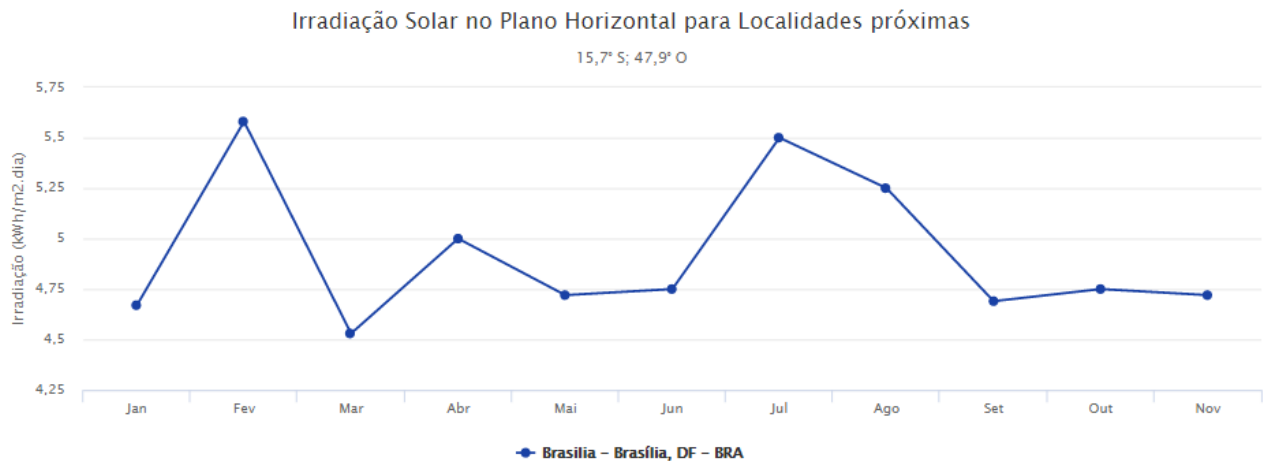
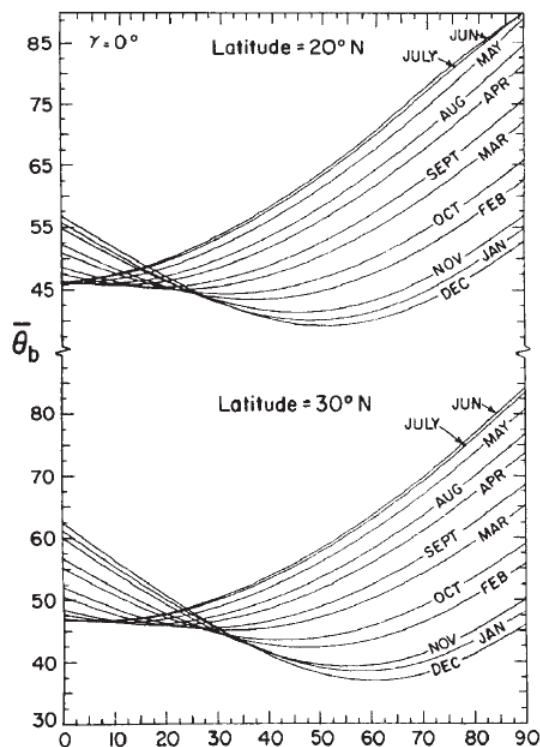


Figura Anexo 1: Ilustração do gráfico gerado pelo Cresesb para a irradiação em Brasília.

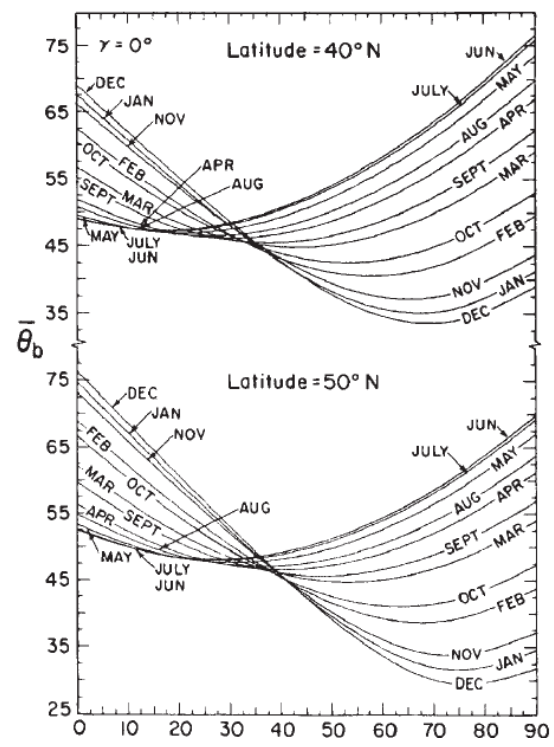
## ANEXO II: DETERMINAÇÃO DO ÂNGULO DE INCIDÊNCIA EM FUNÇÃO DA INCLINAÇÃO E LATITUDE DO COLETOR SOLAR.

Os gráficos abaixo mostram os valores do ângulo de incidência para radiação direta em função da latitude do local, da inclinação do coletor ( $\beta$ ), e também em função do ângulo azimutal da superfície ( $\gamma$ ). Sendo que se o coletor está no hemisfério sul ou norte e voltado para a linha do equador, o ângulo do azimute é de  $0^\circ$ , passando a utilizar então nesse trabalho a figura anexo (2 - a).

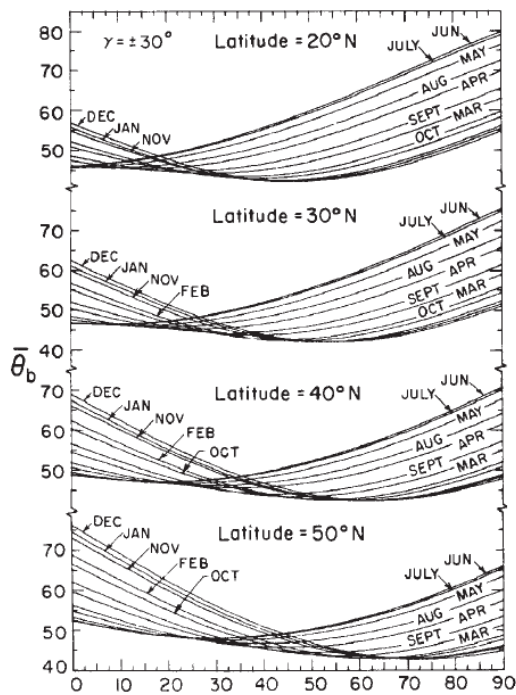
Para utilizar esses gráficos é preciso determina o valor do azimute do coletor ( $\gamma$ ) escolhendo então umas das figuras (a-f). No eixo X (abscissas) das figuras é o valor da inclinação do coletor ( $\beta$ ) em graus [ $^\circ$ ] e no eixo Y (ordenadas) é o valor do ângulo de incidência ( $\theta_b$ ) médio para o mês.



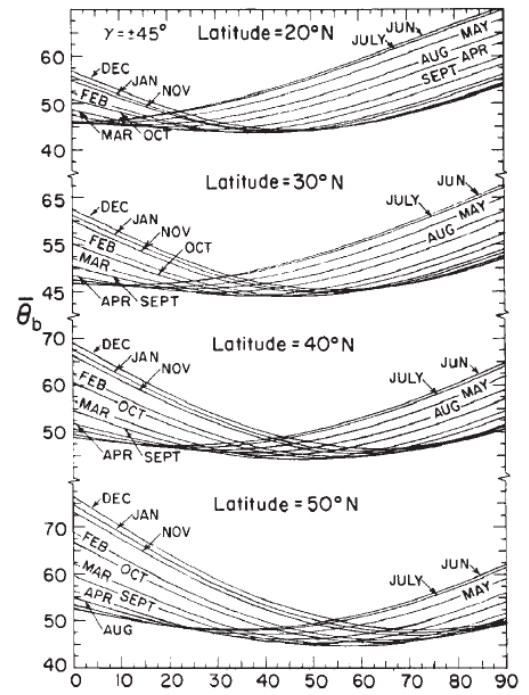
(a)



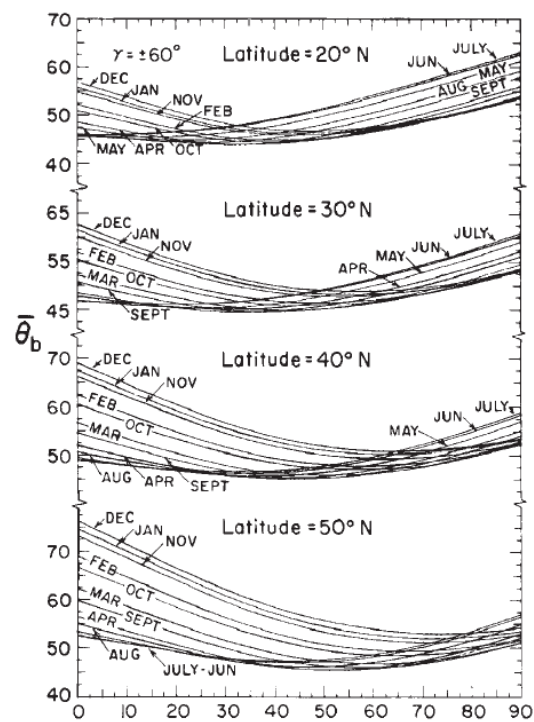
(b)



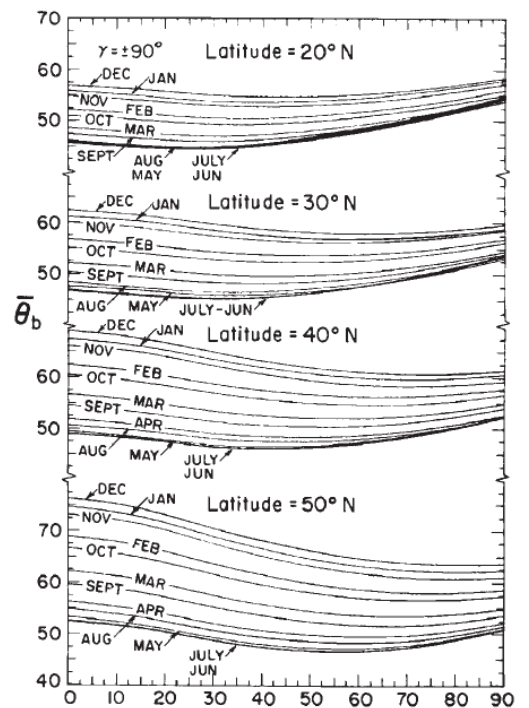
(c)



(d)



(e)



(f)

Figuras Anexo 2 (a-f): Determinação do ângulo de incidência em função do azimute, latitude e inclinação do coletor.

## ANEXO III: FOTOS E MODO DE LIGAÇÃO DOS DISPOSITIVOS UTILIZADOS NA PARTE EXPERIMENTAL

Essa parte do anexo permitirá demonstrar os dispositivos utilizados na parte experimental assim como a forma de instalação dos mesmos.

### ARDUINO

O Arduino utilizado na parte experimental é do modelo UNO. A figura abaixo mostra a foto do produto.



Figura Anexo 3: Ilustração do Arduino utilizado na parte experimental. (HU\_Arduino)

### SENSOR DE UMIDADE E TEMPERATURA DHT11

A figura abaixo mostra o sensor DHT11 utilizado para medir a temperatura ambiente e a umidade.

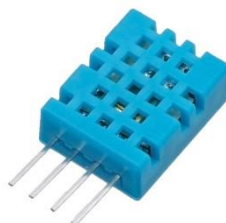


Figura Anexo 4: Ilustração do sensor DHT11. (HUI\_SensorDHT11)  
SENSOR DE TEMPERATURA DS18B20

A figura abaixo mostra o sensor DS18B20 utilizado para medir a temperatura do fluido na parte fria e quente do sistema.



Figura Anexo 5: Ilustração do sensor DS18B20. (HUI\_DS18B20)

Os sensores DS18B20 são conectados ao Arduino conforme a figura abaixo, sendo preciso colocar uma resistência de 4.700 ohms em paralelo ao fio de alimentação e comunicação do sensor para ter corrente de funcionamento do dispositivo.

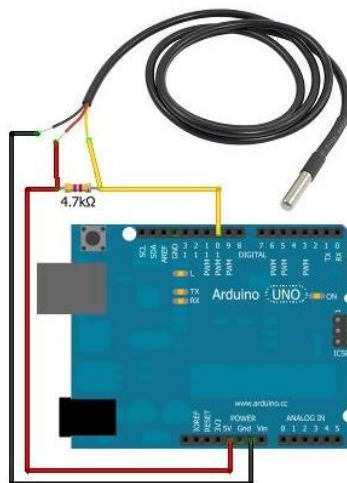


Figura Anexo 6: Forma de ligação do sensor DS18B20. (HUI\_Conexão DS18B20)

## MÓDULO SD

O armazenamento das leituras dos sensores foi feito por meio de um cartão SD. A figura abaixo mostra o módulo utilizado na parte experimental que serviu para inserir o cartão de memória.



Figura Anexo 7: Ilustração do módulo SD utilizado para inserir o cartão de memória SD. (HUI\_Módulo SD)

## CONDUTORES

Utilizado como fiação, a figura abaixo mostra o cabo de rede para fazer a ligação dos sensores ao Arduino.

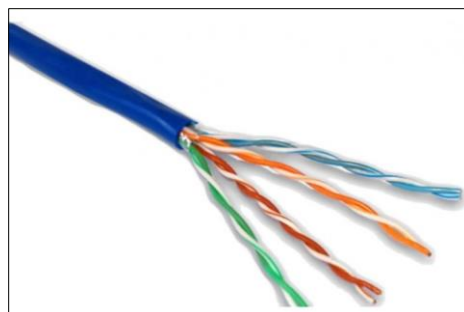


Figura Anexo 8: Ilustração do cabo de rede utilizado para fazer a ligação dos dispositivos. (HUI\_CaboRede)

## PASTA TÉRMICA

A pasta térmica utilizada para melhorar a leitura do sensor DS18B20 da marca Implastec é mostrada na figura abaixo.



Figura Anexo 9: Ilustração da pasta térmica.

## LOCAL DE INSTALAÇÃO

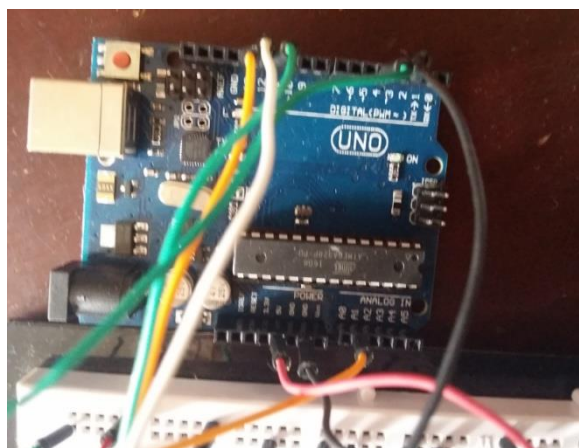


Figura Anexo 10: Arduino utilizado na análise prática





Figura Anexo 11: Caixa em que foi armazenado os dispositivos para análise prática.



Figura Anexo 12: Fonte de alimentação para o Arduino durante os dois períodos de análise.



Figura Anexo 13: Condutores que serviram para enviar a informação dos sensores ao Arduino.



Figura Anexo 14: Caixa d' água com sensor de água fria instalado



Figura Anexo 15: Boiler instalado na residência.



Figura Anexo 16: Coletores solares analisado nesse trabalho.

ANEXO IV: CATÁLOGO DO FABRICANTE DO COLETOR SOLAR UTILIZADO NA ANÁLISE.

**Pintura solar**  
Maior absorção e menor evaporação.

**Absorvedor com chapa única soldada por ultrassom**  
Excelente condução de calor durante toda a vida útil.

**MC Evolution**  
Vidro de alta transparência.

**MC Evolution Pro**

**Caixa em alumínio**  
Resistente e robusta.

**Revestimento interno aluminizado**  
Maior eficiência.

**Único com espaçador entre vidro e chapa**  
Evita a deformação da chapa.

**Perfil de proteção em alumínio sobreposto ao vidro**  
Mais segurança e durabilidade.

**4 mm**  
Vidro temperado de 4 mm: maior resistência a intempéries.

**Perfil anodizado: estrutura reforçada.**

**VIDRO TEMPERADO 5 VEZES MAIS RESISTENTE**

**Vidro temperado**

- Resistência mecânica: 5 vezes mais resistente a impactos, como chuvas de granizo e demais intempéries.
- Maior resistência térmica: suporta variações de temperatura de até 227 °C.
- Limpeza fácil e segura: os coletores podem ser lavados a qualquer hora do dia, não é preciso esperar seu resfriamento.

Modelo dos coletores	MC10 Evolution	MC15 Evolution	MC10 Evolution Pro	MC15 Evolution Pro	MC20 Evolution Pro
Dimensões A/L/P (mm)	1000 x 1000 x 69	1500 x 1000 x 69	1000 x 1000 x 69	1500 x 1000 x 69	2000 x 1000 x 69
Produção média de energia (kWh/mês)	78,9	118,4	84,24	126,36	168,48
Eficiência (%)	57,1	57,1	60,8	60,8	60,8
Classificação no Inmetro	A	A	A	A	A

Figura Anexo 17: Catálogo do coletor solar utilizado na parte experimental.

## ANEXO V: BOILER

O boiler que está instalado na residência é do modelo MK 600 de baixa pressão 5mca.





**3**  
ANOS DE  
GARANTIA



Selo PROCEL  
de eficiência  
energética



CLASSIFICAÇÃO  
NO INMETRO

## RESERVATÓRIO TÉRMICO

**Garantia de água quente por mais tempo**

**Maior eficiência**

- Baixo índice de perda térmica: a água permanece quente por mais tempo, economizando energia.
- Poliuretano expandido com injeção progressiva de alta densidade.
- Maior espessura do isolamento térmico.

**Robustez e maior vida útil**

- Maior densidade do poliuretano: reservatório com corpo rígido evita deformação e aumenta a durabilidade do equipamento.
- Corpo em aço inox 444: maior resistência à corrosão e menor peso\*.
- Tampa em ABS (plástico de engenharia) resistente contra impactos e variações climáticas, garantindo maior durabilidade.

\*Em comparação ao aço inox 304.


Modelo	Capacidade* (litros)	Comprimento (mm)	Diâmetro (mm)	Peso vazio (kg)	
<b>Baixa pressão (5 mca)</b>	<b>MK e MKA*</b>	200	900	680	14,0
		300	1300	680	18,5
		400	1700	680	22,5
		500	2000	680	26,0
		600	2300	680	30,5
<b>Alta pressão (40 mca)</b>	<b>MKP e MKPA*</b>	200	900	680	25,5
		300	1300	680	33,0
		400	1700	680	41,0
		500	2000	680	47,0
		600	2300	680	53,5

Reservatórios de 800 a 5.000 litros disponíveis – dados técnicos sob consulta.

Figura Anexo 17: Modelo do boiler utilizado da residência. (HELIOTEK\_BOILER)


## ANEXO VI: ANÁLISE DO INMETRO

A figura abaixo mostra o formato dos resultados dos testes de coletores solares. Sendo mostrado em seguida o resultado do coletor em análise nesse trabalho.



**INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA**  
PROGRAMA BRASILEIRO DE ETIQUETAGEM  
SISTEMAS E EQUIPAMENTOS PARA AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA - COLETORES SOLARES - EDIÇÃO 03/16

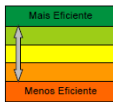
41 Empresas  
53 Marcas  
303 MODELOS ETIQUETADOS



CLASSES	ÍNDICE BANHO	BANHO	
		TOTAL	%
A	$P_{me} \geq 77,0$	219	66,3
B	$77,0 > P_{me} > 71,0$	68	22,4
C	$71,0 > P_{me} > 61,0$	24	7,9
D	$61,0 > P_{me} > 51,0$	0	0,0
E	$51,0 > P_{me} > 41,0$	1	0,3
		303	

**Critérios de Classificação**  
Produção de Energia Mensal Específica  
em m<sup>2</sup> (kWh/mês.m<sup>2</sup>)



27/04/2016 **APLICAÇÃO: BANHO**

1 FABRICANTE	2 MARCA	3 MODELO	4 PRESSÃO DE FUNCIONAMENTO		5 ÁREA EXTERNA DO COLETOR (m <sup>2</sup> )	6 PRODUÇÃO MÉDIA MENSAL DE ENERGIA		7 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA MÉDIA (%)	8 CLASSIFICAÇÃO	9 MATERIAL SUPERFÍCIE ABSORVEDORA	10 Fr(α) <sub>n</sub>	11 FrUL
			(kPa)	(mca)		Por Coletor	Por m <sup>2</sup> (Específica)					
						(kWh/mês)	(kWh/mês.m <sup>2</sup> )					
AÇO NOBRE	PRÁTICSOL	CSA-B10	392,0	40,0	1,00	75,3	75,3	54,6	B	ALUMINIO	0,69	6,10
AÇO NOBRE	PRÁTICSOL	CSA-B12	392,0	40,0	1,20	90,4	75,3	54,6	B	ALUMINIO	0,69	6,10
AÇO NOBRE	PRÁTICSOL	CSA-B15	392,3	40,0	1,50	113,0	75,3	54,6	B	ALUMINIO	0,69	6,10
AÇO NOBRE	PRÁTICSOL	CSA-B16	392,3	40,0	1,60	120,5	75,3	54,6	B	ALUMINIO	0,69	6,10
AÇO NOBRE	PRÁTICSOL	CSA-B20	392,3	40,0	2,00	150,6	75,3	54,6	B	ALUMINIO	0,69	6,10
AÇO NOBRE	PLUSMAIS	PLUSMAIS-B10	392,3	40,0	1,00	73,9	73,9	53,5	B	ALUMINIO	0,68	5,90
AQUATHERM	AQUATHERM	AQUASOL 1	400,0	40,8	1,00	75,3	75,3	54,6	B	ALUMINIO	0,696	6,183
AQUATHERM	AQUATHERM	AQUASOL 1,5	392,0	40,0	1,50	113,0	75,3	54,6	B	ALUMINIO	0,696	6,183
AQUATHERM	AQUATHERM	AQUASOL 2,0	392,0	40,0	2,00	150,6	75,3	54,6	B	ALUMINIO	0,696	6,183

Figura Anexo 18: Formato do resultado realizado pelo Inmetro (Inmetro\_Banho)



27/04/2016

**APLICAÇÃO: BANHO**

1	2	3	4		5	6		7	8	9	10	11
			PRESSÃO DE FUNCIONAMENTO (kPa)	(mca)		PRODUÇÃO MÉDIA MENSAL DE ENERGIA Por Coletor (kWh/mês)	PRODUÇÃO MÉDIA MENSAL DE ENERGIA Por m <sup>2</sup> (Específica) (kWh/mês.m <sup>2</sup> )					
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	BOSCH	FC224-2V	600,0	61,2	2,37	213,2	90,0	64,2	A	ALUMINIO	0,750	4,030
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	BOSCH	FC220-2V	600,0	61,2	2,08	177,1	85,1	61,0	A	ALUMINIO	0,75	4,59
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	HELIOTEK	MC 10 EVOLUTION	400,0	40,8	1,00	78,9	78,9	57,1	A	ALUMINIO	0,71	5,92
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	HELIOTEK	MC 10 EVOLUTION PRO	400,0	40,8	1,00	84,2	84,2	60,8	A	ALUMINIO	0,76	5,97
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	HELIOTEK	MC 20 EVOLUTION PRO	400,0	40,8	2,00	168,5	84,2	60,8	A	ALUMINIO	0,76	5,97
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	HELIOTEK	MC 15 EVOLUTION	400,0	40,8	1,50	118,4	78,9	57,1	A	ALUMINIO	0,71	5,92
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	HELIOTEK	MC15 EVOLUTION PRO	400,0	40,8	1,50	126,4	84,2	60,8	A	ALUMINIO	0,76	5,97
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	HELIOTEK	MC 20 EVOLUTION	400,0	40,8	2,00	157,8	78,9	57,1	A	ALUMINIO	0,71	5,92
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	HELIOTEK	MC10C	400,0	40,8	1,00	84,1	84,1	60,0	A	COBRE	0,744	5,825
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	HELIOTEK	MC15C	400,0	40,8	1,50	126,2	84,1	60,0	A	COBRE	0,744	5,825
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	HELIOTEK	MC18HIS	400,0	40,8	1,80	151,6	84,2	60,8	A	ALUMINIO	0,760	5,470
BOSCH TERMOTECNOLOGIA	HELIOTEK	MC20C	400,0	40,8	2,00	168,2	84,1	60,0	A	COBRE	0,744	5,825
BRAUER	ARGUS	APOLO CROMO SUN V 1,50 x 0,85	392,0	40,0	1,28	92,4	72,3	52,9	B	ALUMINIO	0,696	7,351
BRAUER	ARGUS	APOLO CROMO SUN V 1,75 x 0,85	392,0	40,0	1,49	107,6	72,2	52,9	B	ALUMINIO	0,696	7,351
BRAUER	ARGUS	APOLO CROMO SUN V 2,00 x 0,85	392,0	40,0	1,70	122,7	72,2	52,9	B	ALUMINIO	0,696	7,351

Figura 19: Resultado dos testes para o coletor solar em estudo (Imetro\_Banho)



ANEXO VIII: ALGORITMO DESENVOLVIDO NO SOFTWARE MATLAB PARA REALIZAR OS CÁLCULOS TEÓRICOS UTILIZADOS NESTE TRABALHO.

```

clc
clear all

% Latitude
phi = -16;

%inclinação do coletor
beta = 15;

% Declinação Solar para o dia médio de cada mês
n=15;
delta = 23.45.*sind(360./365.*(284+n));
I0 = 1367 %Constante solar
Ws = acosd(-tand(phi)*tand(delta)) %Hora Solar

H0 = (86400*I0/pi).*(1 +
0.033.*cosd(360.*n/365)).*(cosd(phi).*cosd(delta).*sind(Ws)+(pi./180.*Ws.*s
ind(phi).*sind(delta)));

%deve-se utilizar o menor valor: Ws1 ou Ws2
Ws1 = acosd(-tand(phi).*tand(delta));
Ws2 = acosd(-tand(phi+beta).*tand(delta));

% Valor mensal do fator geométrico RB no hemisfério sul
RBS =
[cosd(phi+beta).*cosd(delta).*sind(Ws2)+(pi/180).*Ws2.*sind(phi+beta).*sind
(delta)]/[cosd(phi).*cosd(delta).*sind(Ws2)+(pi/180).*Ws2.*sind(phi).*sind(
delta)];

% Valor mensal do fator geométrico RB no hemisfério norte
RBN = [cosd(phi-beta).*cosd(delta).*sind(Ws1)+(pi/180).*Ws1.*sind(phi-
beta).*sind(delta)]/[cosd(phi).*cosd(delta).*sind(Ws1)+(pi/180).*Ws1.*sind(
phi).*sind(delta)];

rhoG = 0.45;

% Radiação global [MJ/m^2]
H = 16.99; %**

% Índice de Claridade
KT = H.*1000000/H0;

% Obtenção do parâmetro Hd/H
HdH = 1.311 - 3.022.*KT + 3.427.*KT.*KT - 1.821.*KT.*KT.*KT;

% Radiação difusa
HD = HdH.*H;

% Radiação direta
HB = H-HD;

%Com o dado do INMETRO obtém-se o produto Fr*(TauAlfa) e F'*UL
%Primeiro passo é Calcular Fr" em função da Taxa de Fluxo de Massa
Adimensional

```



```

%Os parâmetros F1 = F' e F2 = F''

m = 0.053;      % m = vazão mássica [kg/s]
Cp = 4190;     % Cp = Calor específico da água
Ac = 1.5;      % Ac = Área do coletor [m]
FRUL = 5.97;  % F' = Fator de eficiência do pratoUl = Coeficiente de perda
global [W/m^2]
F1 = 0.864;   % Valor calculado experimentalmente obtido de uma Dissertação

x = 1-(FRUL.*Ac./(m.*Cp));
Y = log(x)/log(exp(1));

F1UL = -(m.*Cp./Ac).*Y;

TaxaFM = (m.*Cp)/(Ac.*F1UL);      %Taxa de Fluxo de Massa Adimensional do
Coletor

F2 = TaxaFM.*(1-exp(-1./TaxaFM));

FR = F1.*F2; %Fator de Remoção

UL = FRUL./FR;

%tetaEG = radiação refletida pelo solo
tetaEG = 90 - 0.5788.*beta + 0.002693.*(beta).*(beta);

%tetaED = Radiação difusa
tetaED = 59.7 - 0.1399.*beta + 0.001497.*(beta).*(beta);

% Pelo gráfico da pág. 237 é possível obter o valor de (TauAlfa)/(TauAlfa)n
% em função de cada ângulo Teta, sendo ele Teta: Direto (Teta)B e
% Difusa = tetaED, Refletida pelo Solo = tetaEG
% (Teta)B é obtida pela figura 5.10.1 (Pág 246) e assim usa esse valor no
gráfico da
% página 237.
% O parâmetro (TauAlfa)/(TauAlfa)n será chamado de TTn
% Serão considerados TTnB = (TauAlfa)/(TauAlfa)n Direta
%
%           TTnD = (TauAlfa)/(TauAlfa)n Difusa
%
%           TTnG = (TauAlfa)/(TauAlfa)n Refletida pelo Solo

TTnB = 0.92;
TTnD = 0.88;
TTnG = 0.25;

TauAlfan = 0.76;

TauAlfaB = TTnB.*TauAlfan;
TauAlfaD = TTnD.*TauAlfan;
TauAlfaG = TTnG.*TauAlfan;

% Radiação mensal na superfície inclinada - HT
% HB = Radiação média mensal direta
% RB = Fator geométrico mensal
% HD = Radiação média mensal difusa
% H = Radiação diária média mensal

```

```

% rhoG = Radiação refletida pelo solo

%Radiação média em superfície inclinada, modelo isotrópico. Equação 19
HT = HB.*RBS + HD.*[ ((1+cosd(beta))/2) ]+H.*rhoG.*((1-cosd(beta))/2);

HT1 = HB.*RBS
HT2 = HD.*[ ((1+cosd(beta))/2) ]
HT3 = H.*rhoG.*((1-cosd(beta))/2)

%Radiação média absorvida mensal. Equação 28
S = HB.*RBS.*(TauAlfaB) + HD.*(TauAlfaD).*((1+cosd(beta))./2) +
H.*rhoG.*(TauAlfaG).*((1-cosd(beta))./2);

S_CompDireta = HB.*RBN.*(TauAlfaB)
S_CompDifusa = HD.*(TauAlfaD).*((1+cosd(beta))/2)
S_CompRefletida = H.*rhoG.*(TauAlfaG).*((1-cosd(beta))/2)

% Produto transmitância-absortância média para o mês
TauAlfaMedio = S./HT

% Temperatura de entrada do fluido
Tfi = 26;

% Temperatura de saída do fluido
Tfo = 52;

% Temperatura Ambiente
Ta = 23;

% Perda térmica [MJ/m^2]
PT = UL.*(Tfi - Ta).*3600;

% Energia útil do sistema
Qu = Ac.*FR.*(S.*1000000-PT);

% Eficiência do sistema
mi = Qu./(HT.*1000000.*Ac).*100;

% Temperatura média do prato absorvedor
Tpm = Tfi+(((Qu./Ac)./3600)./FRUL).*(1-FR);

% Temperatura média do do fluido
Tfm = Tfi+(((Qu./Ac)./3600)./FRUL).*(1-F2);

```

## ANEXO IX: CÓDIGO FONTE UTILIZADO NO ARDUINO

```

#include <OneWire.h>
#include <SD.h>
#include <dht.h>
#define dht_dpin A1

Sd2Card SDcard;
SdVolume volume;

const int chipSelect = 4;

dht DHT; //Inicializa o sensor

// OneWire DS18S20, DS18B20, DS1822 Temperature Example
//
// http://www.pjrc.com/teensy/td_libs_OneWire.html
//
// The DallasTemperature library can do all this work for you!
// http://milesburton.com/Dallas_Temperature_Control_Library

OneWire ds(2); // ligado no Pino 2 (foi preciso usar uma resistência de 4.7K ohms)

void setup(void) {
  Serial.begin(9600);
  while (!Serial) {
    ; // wait for serial port to connect.
  }
  Serial.println("Inicializando SD card...");

  //init SD card
  if (!SD.begin(chipSelect))
  {
    Serial.println("Erro no SD card ou nao inserido corretamente");
    return;
  }
  Serial.println("SD card inicializado corretamente! ");
}

void loop(void) {

  DHT.read11(dht_dpin); //Lendo as informações do sensor
  //DHT11 (Sensor de temperatura e humidade)
  Serial.print("Umidade = ");
  Serial.print(DHT.humidity);
  Serial.print(" % ");
  Serial.print("Temperatura DHT11 = ");
  Serial.print(DHT.temperature);

```

```

Serial.println(" Celsius ");

//Valor da leitura a cada 2 segundos
delay(2000);

byte i;
byte present = 0;
byte type_s;
byte data[12];
byte addr[8];
float celsius, fahrenheit;

if ( !ds.search(addr) ) {
  Serial.println("Sem mais sensores.");
  Serial.println();
  ds.reset_search();
  delay(900000); //espera de 15 minutos para fazer uma nova leitura dos sensores
  return;
}

//Serial.print("ROM =");
for ( i = 0; i < 8; i++) {
  //Serial.write(' ');
  //Serial.print(addr[i], HEX);
}

if (OneWire::crc8(addr, 7) != addr[7]) {
  Serial.println("CRC is not valid!");
  return;
}
Serial.println();

// the first ROM byte indicates which chip
switch (addr[0]) {
  case 0x10:
    Serial.println(" Chip = DS18S20"); // or old DS1820
    type_s = 1;
    break;
  case 0x28:
    Serial.println(" Chip = DS18B20");
    type_s = 0;
    break;
  case 0x22:
    Serial.println(" Chip = DS1822");
    type_s = 0;
    break;
  default:
    Serial.println("Device is not a DS18x20 family device.");
    return;
}

```

```

ds.reset();
ds.select(addr);
ds.write(0x44);    // start conversion, with parasite power on at the end

delay(1000);    // maybe 750ms is enough, maybe not
// we might do a ds.depower() here, but the reset will take care of it.

present = ds.reset();
ds.select(addr);
ds.write(0xBE);    // Read Scratchpad

//Serial.print(" Data = ");
//Serial.print(present, HEX);
//Serial.print(" ");
for ( i = 0; i < 9; i++) {    // we need 9 bytes
  data[i] = ds.read();
  //Serial.print(data[i], HEX);
  //Serial.print(" ");
}
//Serial.print(" CRC=");
//Serial.print(OneWire::crc8(data, 8), HEX);
//Serial.println();

/*Converte o valor atual da informação em temperatura
porque o resultado é um inteiro de um sinal de 16 bits
e será armazenado do tipo de 16 bits, mesmo se for compilado com 32 bits*/
int16_t raw = (data[1] << 8) | data[0];
if (type_s) {
  raw = raw << 3; // 9 bit resolution default
  if (data[7] == 0x10) {
    // "count remain" gives full 12 bit resolution
    raw = (raw & 0xFFF0) + 12 - data[6];
  }
} else {
  byte cfg = (data[4] & 0x60);
  // at lower res, the low bits are undefined, so let's zero them
  if (cfg == 0x00) raw = raw & ~7; // 9 bit resolution, 93.75 ms
  else if (cfg == 0x20) raw = raw & ~3; // 10 bit res, 187.5 ms
  else if (cfg == 0x40) raw = raw & ~1; // 11 bit res, 375 ms
  //// default is 12 bit resolution, 750 ms conversion time
}
celsius = (float)raw / 16.0;
//fahrenheit = celsius * 1.8 + 32.0;
Serial.print(" Temperature = ");
Serial.print(celsius);
Serial.print(" Celsius, ");
//Serial.print(fahrenheit);
//Serial.println(" Fahrenheit");

```

```
delay(2000);

//Salvando as informações no cartão SD
File dataFile = SD.open("1308.txt", FILE_WRITE);

    // if the file is available, write to it:
    if (dataFile)
    {
        /*Serial.print(pwm_value);
        Serial.print(" ");
        Serial.print(sensors.getTempCByIndex(0));
        Serial.print(" ");
        Serial.println(millis());*/
        dataFile.print("Umidade = ");
        dataFile.print(DHT.humidity);
        dataFile.print(" % ");
        dataFile.print("Temperatura DHT11 = ");
        dataFile.print(DHT.temperature);
        dataFile.println(" Celsius ");
        dataFile.println(" ");
        celsius = (float)raw / 16.0;
        dataFile.print(" Temperatura DS18B20 = ");
        dataFile.print(celsius);
        dataFile.print(" Celsius, ");
        dataFile.println(" ");
        dataFile.close();
    }
    // if the file isn't open
    else
    {
        Serial.println("erro ao abrir o arquivo de texto");
    }
}
```