



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**

Faculdade de Engenharia Mecânica

**MAVD DE PAULA RIBEIRO TELES**

# **Análise óptica e térmica de um coletor solar de tubo evacuado**

CAMPINAS

2018

MAVD DE PAULA RIBEIRO TELES

# **Análise óptica e térmica de um coletor solar de tubo evacuado**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestra em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e Fluídos.

Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO  
FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELA  
ALUNA MAVD DE PAULA RIBEIRO TELES E  
ORIENTADA PELO PROF. DR. KAMAL ABDEL  
RADI ISMAIL

CAMPINAS

2018

**Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s):** FAPEMA, BM-05270/15

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

T236a Teles, Mavd de Paula Ribeiro, 1992-  
Análise óptica e térmica de um coletor solar de tubo evacuado / Mavd de  
Paula Ribeiro Teles. – Campinas, SP : [s.n.], 2018.

Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade  
de Engenharia Mecânica.

1. Energia renonável. 2. Energia solar. 3. Coletores solares. 4. Método dos  
volumes finitos. I. Ismail, Kamal Abdel Radi, 1940-. II. Universidade Estadual  
de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Optical and thermal analysis of an evacuated tube solar collector

**Palavras-chave em inglês:**

Renewable energy

Solar energy

Solar collector

Finite volume method

**Área de concentração:** Térmica e Fluidos

**Titulação:** Mestra em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Kamal Abdel Radi Ismail [Orientador]

Carlos Eduardo Keutenedjian Mady

Vivaldo Silveira Junior

**Data de defesa:** 19-02-2018

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA**  
**MECÂNICA**  
**DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

# **Análise óptica e térmica de um coletor solar de tubo evacuado**

Autor: Mavd de Paula Ribeiro Teles  
Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

---

**Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail, Presidente**  
**Instituição: Unicamp/FEM**

---

**Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady**  
**Instituição: Unicamp/FEM**

---

**Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior**  
**Instituição: Unicamp/FEA**

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 19 de fevereiro de 2018.

## **Dedicatória**

Ao meu pai e melhor professor, João Batista Souza Teles. Papai, mesmo não estando entre nós, você continua sendo minha grande motivação. Que você esteja em um local muito melhor.

## **Agradecimentos**

Primeiramente, gostaria de agradecer aos meus pais, João Batista Souza Teles e Maria da Graça Ribeiro Teles, e à minha irmã, Davm Aluap Ribeiro Telles, por todos os ensinamentos e por terem me apoiado, mesmo à distância, nessa jornada.

Ao professor Kamal Abdel Radi Ismail pela oportunidade de podermos trabalhar juntos, pela orientação, amizade, conselhos e por partilhar um pouco do seu vasto conhecimento comigo.

Aos meus amigos de vida, em especial a Pedro Batalha pelas incansáveis discussões construtivas, à Géssica Lima por ser esse poço de sabedoria e por conseguir sempre despertar o melhor de mim, e à Dhean Britto pela amizade sincera que conquistou meu coração. Vocês são presentes que a vida me deu, eu só tenho a agradecer a amizade e apoio.

Às minhas amigas, Cláudia Nobrega, Daniela Damasceno e Taynara Lago, pela amizade, companheirismo, conselhos, contribuições e paciência para me tolerar nos momentos de dificuldades. Em especial, à Claudinha, por ser essa pessoa de coração enorme que segurou minhas pontas nos momentos de desequilíbrios.

Às minhas amigas do café, Nayara Leite, Juliana Cenzi e Thatiana Ribeiro. Obrigada pela amizade, companheirismo, conselhos e paciência.

À minha família, em especial a minha querida tia Edluzia Ribeiro, pelo carinho, cuidado, apoio e ensinamentos.

Aos companheiros de laboratório e da UNICAMP, em especial a Rayston Werner e Max William pelas colaborações e discussões construtivas.

À FAPEMA- Fundação de Amparo à Pesquisa e ao Desenvolvimento Científico e Tecnológico do Maranhão pelo apoio e suporte financeiro.

A todos os demais que direta ou indiretamente contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

## Resumo

A partir da década de 70, a energia tornou-se um dos maiores problemas do mundo, decorrente da escassez dos recursos não renováveis e poluentes. As energias renováveis, então, tornaram-se uma alternativa viável para solução de tal problema. Dentre as matrizes renováveis com maiores potenciais e desenvolvimento têm-se a energia solar, eólica, hidrelétrica e biomassa. No que diz respeito ao Brasil, a energia solar representa um dos maiores potenciais energéticos se comparado a outros lugares no mundo. Seguindo essa linha, este trabalho realiza uma avaliação de parâmetros relacionados à radiação solar e simula numericamente os fenômenos térmicos e de dinâmicas dos fluidos para um coletor solar de tubo evacuado. São determinados então os parâmetros do coletor, como a relação entre tubo externo (envelope) e tubo interno (absorvedor) e suas dimensões. Efeitos do ângulo de inclinação e ângulo de incidência são avaliados, assim como porcentagem de interceptação de irradiação solar. Os fenômenos de convecção natural, radiação e condução são considerados para este estudo. As equações conservativas (massa, quantidade de movimento e energia) foram discretizadas por meio do método de volume de controle ou volumes finitos. São avaliados então: eficiência horária do coletor, entre as 9 horas da manhã e 16 horas da tarde, eficiência mensal por dia representativo do mês, eficiência global anual, comportamento de eficiência ao longo do mês (para um único ângulo de inclinação), total de energia absorvida pelo coletor no dia representativo de cada mês, total de energia global anual e sistema de rastreamento do sol. Os principais resultados mostraram que: a eficiência média anual do coletor encontrada para o modelo proposto foi de 61,6% para a cidade de Campinas e 61,5% para a cidade de São Luís, as máximas e mínimas eficiências do coletor ao longo do dia giram em torno de 73% e 42%, respectivamente. Os resultados aproximados para a quantidade total de energia absorvida pelo coletor durante o ano são de 119,59 kWh/m<sup>2</sup> e 120,17 kWh/m<sup>2</sup> para as cidades de Campinas e São Luís, respectivamente.

*Palavras-chave:* Energia solar, Coletor solar de tubo evacuado, Método de volume de controle.

## Abstract

Since the 1970s, energy has become one of the world's biggest problems due to the scarcity of non-renewable and polluting resources. Renewable energies then became a viable alternative to solving this problem. Among the renewable matrixes with the greatest potential and development are solar, wind, hydroelectric and biomass. Brazil has one of the world's greatest energy potentials in solar energy. This study handles optimization and numerical simulation of the thermal and flow phenomena of a low concentration evacuated tube solar collector with reflective film insert on the inner surface of the transparent external tube. The collector geometrical parameters are the ratio of the outer tube (cover) to the inner tube (absorber) and their respective dimensions. Effects of the tilt angle and angle of incidence are evaluated, as well the percentage of interception of solar irradiation. The phenomena of natural convection, radiation and conduction are considered for this study. The conservative equations (mass, momentum and energy) are discretized using the finite volume method. The hourly efficiency (range between 9 am and 4 pm), monthly effectiveness per representative day of the month, overall annual efficiency, efficiency behaviour over the month (for a single slope angle), total energy absorbed by the collector on the representative day, total annual global energy and sun tracking system are evaluated. The results showed that: the average annual efficiency of the collector for the proposed model was 61.6% for the city of Campinas and 61.5% for the city of São Luís, the maximum and minimum efficiencies of the collector during the day are around 73% and 42%, respectively. The approximate results for the total absorbed heat during the year are 119.59 kWh/m<sup>2</sup> and 120.17 kWh/m<sup>2</sup> for the city of Campinas and São Luís, respectively.

*Keywords:* Solar energy, Evacuated tube solar collector, Finite volume method.

## Lista de Ilustrações

Figura 2.1- Processos de interação da radiação solar com os principais constituintes atmosféricos.....	24
Figura 2.2- Declinação do sol em relação a terra. ....	24
Figura 2.1- Coletor solar tipo PTC. ....	26
Figura 2.2- Coletor solar tipo LFR. ....	27
Figura 2.3- Coletor solar tipo FPC. ....	27
Figura 2.4- Coletor tipo ETC.....	28
Figura 2.7- Coletor solar de tubo evacuado de contato indireto com detalhe do condensador de tubos de vidro simples com tubo de calor. ....	29
Figura 2.8- Coletor solar de tubo evacuado com contato direto.....	29
Figura 3.1- Esquema do coletor solar de tubo evacuado de baixa concentração. ....	33
Figura 4.1-Linha do foco para ângulos máximo e mínimo que o sol atinge na orientação faceando o norte-sul.....	36
Figura 4.2-Percurso dos raios do sol. (A) Simulação do Sol à 23,5°. (B) Simulação do sol em seus dois extremos à $\pm 23,5^\circ$ . (C) Simulação do Sol à $-23,5^\circ$ .....	36
Figura 4.3- Diagrama geral do esquema de duas dimensões de concentração solar. ....	37
Figura 4.4- Concentração em função da variação do raio do absorvedor com um incremento de 0,1 para a área duas dimensões e três dimensões. ....	38
Figura 4.5- Concentração em função da variação do raio do absorvedor para diferentes valores de comprimentos. ....	38
Figura 4.6- Definição dos ângulos: $\theta$ , $\alpha_w$ , $\alpha_s$ e $i$ . ....	39
Figura 4.7- Porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor por hora solar; para um coletor fixo.....	43
Figura 4.8- Porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor por hora solar; para coletor com rastreamento em um eixo ( $\pm 23,5^\circ$ ). ....	43
Figura 4.9- Porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor por hora solar; para coletor com rastreamento em um eixo ( $0^\circ$ e $180^\circ$ ) e $\theta=L$ .....	44
Figura 4.10- Porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor por hora solar; para coletor com rastreamento em dois eixos.....	45
Figura 4.11- Porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor por hora; para várias configurações de rastreamento; (a) $\delta=\pm 23,5^\circ$ e (b) $\delta=0^\circ$ .....	45

Figura 4.12- Porcentagem de irradiação solar interceptada por hora com variação no ângulo do azimute do coletor. ....	47
Figura 5.1- Coletor solar de tubo evacuado; modelo comercial.....	49
Figura 5.2- Esquema de conjunto envelope e absorvedor; (a) conjunto completo; (b) seção transversal do coletor com divisão do absorvedor e fenômenos de transferência de calor. ....	50
Figura 5.3- Irradiação solar diária média para as cidades de Campinas-SP e São Luís-MA. ...	56
Figura 6.1- Exemplo de uma malha unidimensional.....	66
Figura 6.2- Erro relativo na malha para o parâmetro de quantidade de energia absorvida pelo fluido.....	68
Figura 6.3- Fenômenos de transferência de calor no modelo da validação.....	70
Figura 6.4- Erro relativo na malha da validação para o parâmetro de quantidade de energia absorvida pelo fluido. ....	73
Figura 6.5- Comparação das temperaturas de saída do fluido entre o experimental Sandia, modelo de Garcia-Valladares e Velázquez e modelo numérico desenvolvido; com vácuo entre os cilindros.....	75
Figura 6.6- Comparação das temperaturas de saída do fluido entre o experimental da Sandia, modelo de Garcia-Valladares e Velázquez e modelo desenvolvido; com ar entre os cilindros. ....	76
Figura 7.1- Rendimento horário para cada mês do ano em seu dia representativo do coletor para a cidade de Campinas- SP. ....	79
Figura 7.2- Rendimento horário para cada mês do ano em seu dia representativo do coletor para a cidade de São Luís- MA. ....	79
Figura 7.3- Rendimento médio mensal no dia representativo para as cidades de Campinas- SP e São Luís- MA. ....	81
Figura 7.4- Quantidade de energia absorvida pelo coletor no dia representativo de cada mês para as cidades de Campinas e São Luís. ....	83
Figura 7.5- Rendimento para os dias 1, 8, 10, 15 e 23 de dezembro às 9, 10, 11 e 12 horas do dia. ....	84
Figura 7.6- Rendimento horário para diferentes valores de refletividade da superfície espelhada. ....	86
Figura 7.7- Rendimento horário para diferentes valores absorvidade do absorvedor.....	87
Figura 7.8- Rendimento horário para diferentes valores do raio do absorvedor.....	88
Figura 7.9- Rendimento médio horário com rastreamento em um eixo (declinação solar) aproximado e instantâneo ao longo do mês de junho.....	90

Figura 7.10- Comparação do rendimento médio horário para vários sistemas de rastreamento ao longo do mês.....	91
Figura 7.11-Energia absorvida pelo coletor para vários sistemas de rastreamento.....	92
Figura 7.12-Rendimento horário para vários sistemas de rastreamento do sol no dia 11 de junho.....	94

## Lista de Tabelas

Tabela 4.1- Concentração em função do raio do absorvedor e comprimento. ....	39
Tabela 4.2- Inclinação dos coletores por dia representativo do mês. * .....	41
Tabela 4.3- Porcentagem de Irradiação interceptada por hora. ....	46
Tabela 5.1- Valores de $\phi$ , $\Gamma$ , $\rho$ e $S$ para equações da conservação.....	53
Tabela 5.2- Resumo das equações matemáticas utilizadas no modelo.....	54
Tabela 5.3- Especificações e propriedades do coletor solar. ....	59
Tabela 6.1- Principais esquemas de interpolação. ....	62
Tabela 6.2- Especificações do coletor solar PTC .....	74
Tabela 6.3-Comparação entre experimental da Sandia, modelo de Garcia-Valladares e Velázquez e modelo numérico desenvolvido para PTC com vácuo entre os cilindros. ....	75
Tabela 6.4- Comparação entre experimental da Sandia, modelo de Garcia-Valladares e Velázquez e modelo numérico desenvolvido para PTC com ar entre os cilindros. ....	77
Tabela 7.1- Rendimento horário do coletor no dia representativo para a cidade de Campinas. ....	80
Tabela 7.2- Rendimento horário do coletor no dia representativo para a cidade de São Luís. ....	80
Tabela 7.3- Velocidade média de vento e temperatura média do ambiente no dia representativo por mês para a cidade de Campinas-SP. ....	82
Tabela 7.4- Velocidade média de vento e temperatura média do ambiente no dia representativo por mês para a cidade de São Luís-MA. ....	82
Tabela 7.5- Energia horária absorvida pelo coletor no dia representativo de cada mês para as cidades de Campinas- SP e São Luís- MA. ....	83
Tabela 7.6- Rendimento horário para diferentes dias do mês de dezembro.....	84
Tabela 7.7-Rendimento horário para diferentes refletividades da superfície espelhada. ....	85
Tabela 7.8- Rendimento horário para diferentes absorvidades do absorvedor.....	87
Tabela 7.9- Rendimento horário para diferentes raios do absorvedor.....	88
Tabela 7.10- Rendimento médio horário para diversos sistemas de rastreamento do sol em várias datas do mês de junho. ....	92
Tabela 7.11- Energia absorvida para diversos sistemas de rastreamento do sol em varias datas do mês de junho.....	93
Tabela 7.12- Rendimento horário para diversos sistemas de rastreamento do sol em varias datas do mês de junho.....	94

## Lista de Abreviaturas e Siglas:

$A_a$	[m <sup>2</sup> ]	Área de abertura do coletor
$A_r$	[m <sup>2</sup> ]	Área de abertura do receptor
$A$	[m <sup>2</sup> ]	Área
$a_s$	[°]	Azimute solar
$a_w$	[°]	Azimute do coletor
$C$	[-]	Concentração do coletor
$c_p$	[J/kg.K]	Calor específico
CPS	[-]	Campinas
$e$	[-]	Número de Euler
exp	[-]	Experimental
$F$	[-]	Fator de forma
$F_a$	[-]	Modificador de ângulo de incidência
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Aceleração da gravidade
$h$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	Coefficiente de transferência de calor
$h_s$	[°]	Ângulo de hora solar
$i$	[°]	Ângulo de incidência
$I_b$	[W/m <sup>2</sup> ]	Irradiação direta solar
$I_{b,c}$	[W/m <sup>2</sup> ]	Irradiação direta interceptada pelo coletor solar
$k$	[W/m.K]	Condutividade térmica
$L$	[°]	Latitude
$L$	[m]	Comprimento do coletor
$\dot{m}$	[kg/s]	Fluxo de massa
$P$	[Pa]	Pressão
$Pe$	[-]	Número de Peclet
$\dot{q}$	[W/m <sup>2</sup> ]	Fluxo de calor por unidade de área
$Q$	[W]	Calor
$r$	[m]	Raio do absorvedor

R	[m]	Raio do espelho
S	[-]	Termo-Fonte
SLZ	[-]	São Luís
$S_r$	[W/m <sup>2</sup> ]	Radiação solar absorvida por unidade de área
T	[K]	Temperatura
$u$	[m/s]	Velocidade no eixo x
$U$	[m/s]	Velocidade do vento
$v$	[m/s]	Velocidade no eixo r
V	[m <sup>3</sup> ]	Volume
$\vec{V}$	[m/s]	Vetor velocidade
W	[m]	Abertura do foco
x,r	[m]	Coordenadas
Z	[m]	Altura

### Caracteres especiais

$\alpha$	[-]	Absortividade
$\beta$	[1/K]	Coefficiente de expansão térmica
$\Gamma$	[-]	Coefficiente difusivo da equação
$\gamma$	[-]	Fator de interceptação
$\delta_s$	[°]	Declinação do sol
$\varepsilon$	[-]	Emissividade
$\eta_{intr}$	[-]	Porcentagem de irradiação interceptada pelo coletor
$\theta$	[°]	Ângulo de inclinação do coletor
$\mu$	[N.s/m <sup>2</sup> ]	Viscosidade dinâmica
$\pi$	[-]	Número PI
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Densidade
$\rho_0$	[-]	Refletividade da superfície espelhada
$\sigma$	[W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> ]	Constante de Stefan-Boltzmann
$\tau$	[-]	Transmissividade
$\phi$	[-]	Propriedade transportadora

$\nabla$  [-] Divergente

### Subscritos

*2D* Duas dimensões

*3D* Três dimensões

*a* Absorvedor

*amb* Ambiente

*conv* Convectivo

*e* Envelope

*ef* Efetiva

*ent* Entrada

*ext* Externo

*int* Interno

*rad* Radiativo

*ref* Referência

*sai* Saída

*u* Útil

W,E,N,S Pontos vizinhos (oeste, leste, norte e sul)

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>18</b>
<b>1.1 Objetivos .....</b>	<b>21</b>
<b>1.1.1 Objetivo Geral.....</b>	<b>21</b>
<b>1.2 Estrutura .....</b>	<b>22</b>
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA .....</b>	<b>23</b>
<b>2.1 Radiação solar.....</b>	<b>23</b>
<b>2.2 Coletores solares .....</b>	<b>25</b>
<b>3 MODELO PROPOSTO .....</b>	<b>32</b>
<b>4 RADIAÇÃO SOLAR: Avaliação de parâmetros.....</b>	<b>34</b>
<b>4.1 Orientação do coletor .....</b>	<b>34</b>
<b>4.2 Ângulo de abertura do espelho do coletor .....</b>	<b>34</b>
<b>4.3 Linha de foco e raio do tubo absorvedor .....</b>	<b>35</b>
<b>4.4 Concentração do coletor.....</b>	<b>37</b>
<b>4.5 Ângulo de inclinação e ângulo de incidência.....</b>	<b>39</b>
<b>4.5.1 Coletor fixo .....</b>	<b>40</b>
<b>4.5.2 Coletor com rastreamento anual.....</b>	<b>40</b>
<b>4.5.3 Coletor com rastreamento diário .....</b>	<b>41</b>
<b>4.6 Intercepção de irradiação solar.....</b>	<b>42</b>
<b>5 MODELAGEM TÉRMICA .....</b>	<b>48</b>
<b>5.1 Modelo matemático .....</b>	<b>48</b>
<b>5.1.1 Descrição do problema .....</b>	<b>48</b>
<b>5.1.2 Simplificação e esquematização do problema.....</b>	<b>49</b>
<b>5.1.3 Equações diferenciais governantes .....</b>	<b>51</b>
<b>5.2 Condições de contorno do modelo.....</b>	<b>54</b>
<b>5.3 Relações e propriedades consideradas.....</b>	<b>56</b>

<b>6 ANÁLISE NUMÉRICA</b> .....	<b>60</b>
<b>6.1 Discretização das equações de conservação</b> .....	<b>60</b>
<b>6.2 Equação geral discretizada</b> .....	<b>62</b>
<b>6.3 Correção de velocidade e pressão</b> .....	<b>63</b>
<b>6.4 Não linearidades e Termo fonte</b> .....	<b>65</b>
<b>6.5 Tratamento das condições de contorno</b> .....	<b>66</b>
<b>6.6 Método de cálculo</b> .....	<b>67</b>
<b>6.7 Validação do modelo numérico</b> .....	<b>69</b>
<b>6.7.1 Análise térmica</b> .....	<b>69</b>
<b>6.7.2 Condições de contorno</b> .....	<b>72</b>
<b>6.7.3 Malha computacional</b> .....	<b>72</b>
<b>6.7.4 Especificações do modelo do coletor PTC</b> .....	<b>73</b>
<b>6.7.5 Vácuo entre o absorvedor e o envelope</b> .....	<b>74</b>
<b>6.7.6 Ar entre o absorvedor e o envelope</b> .....	<b>76</b>
<b>7 RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>78</b>
<b>7.1 Rendimento térmico horário</b> .....	<b>78</b>
<b>7.2 Energia absorvida pelo coletor</b> .....	<b>82</b>
<b>7.3 Avaliação do ângulo de inclinação durante o mês</b> .....	<b>83</b>
<b>7.4 Efeitos da degradação da refletividade e absorvidade</b> .....	<b>85</b>
<b>7.5 Avaliação do raio do absorvedor</b> .....	<b>87</b>
<b>7.6 Avaliação do rastreamento do coletor</b> .....	<b>89</b>
<b>8 CONCLUSÕES</b> .....	<b>95</b>
<b>8.1 Sugestões para trabalhos futuros</b> .....	<b>97</b>
<b>Referências</b> .....	<b>98</b>

# 1 INTRODUÇÃO

A crise energética mundial da década de 70, juntamente, com o aumento da população mundial impulsionou a procura por combustíveis alternativos e renováveis. Para atender a demanda global de energia, engenheiros e pesquisadores têm trabalhado para desenvolver soluções energéticas para o mundo. As fontes renováveis, embora inicialmente mais caras, tornam-se mais competitivas à medida que se expandem, sendo a competitividade resultante da redução dos custos devido ao ganho de escala e dos avanços tecnológicos.

A preocupação com a geração de energia por fontes renováveis tornou-se ainda maior após as metas que foram firmadas pelos países na COP 21 (Conferência das Nações Unidas sobre as Mudanças Climáticas de 2015). Apesar de o Brasil possuir uma das matrizes mais renováveis do mundo, com aproximadamente 75% de fontes renováveis na oferta de energia elétrica (NASCIMENTO, 2017), alcançar as metas firmadas na COP 21 é um grande desafio. Conforme EPE (2016), será necessário expandir o uso de fontes de energia não fóssil no Brasil, aumentando a parcela de energias renováveis (além da energia hídrica) para ao menos 23% até 2030, principalmente pelo aumento da participação das fontes solar, eólica e biomassa.

O Brasil possui um dos maiores potenciais energéticos do mundo. Os potenciais hídricos, irradiação solar, biomassa e força dos ventos são suficientemente abundantes para garantir a autossuficiência energética do país (ANEEL, 2002). Em termos de energia solar, o Brasil é um dos poucos países do mundo que recebe luz solar (número de horas de sol) superior a 3.000 horas por ano, com uma média diária de 4,5 a 6 kWh/m<sup>2</sup> na região Nordeste (COSTA, 2015). Esses números colocam o país em destaque no potencial solar. No entanto, este é amplamente inexplorado e mal aproveitado. O número de sistemas renováveis implantados no Brasil cresceu nos últimos anos, mas ainda é insignificante quando comparado, por exemplo, com a Alemanha e França (COSTA, 2015).

A energia solar é uma das alternativas energéticas mais promissoras para os desafios deste milênio. A rigor, a energia proveniente do Sol não é renovável, mas uma fonte inesgotável, levando em consideração a escala de tempo da vida no planeta Terra (PEREIRA et al., 2017). A energia solar pode ser utilizada diretamente para aquecimento de fluidos e ambientes, geração de potência mecânica ou elétrica, como fonte de energia térmica. A

energia solar pode ainda ser convertida diretamente em energia elétrica por meio de efeitos sobre materiais, dentre os quais o termoeletrico e fotovoltaico.

Segundo Fedrigo et al. (2009), no verão, o condicionado de ar e chuveiro elétrico representam em torno de 34% do consumo total da energia elétrica de uma residência no Brasil, e 24% do consumo total no período do inverno. O uso da energia solar para aquecimento de água a temperaturas abaixo de 100°C é, atualmente, a aplicação mais difundida no Brasil, principalmente em substituição a sistemas de aquecimento elétrico (chuveiros), com o uso de coletores planos (PEREIRA et al., 2017). O uso da energia solar térmica para a produção de frio, conhecido como refrigeração solar (*solar cooling*), é uma tecnologia bastante promissora, visto que as temperaturas necessárias não são muito altas e podem ser obtidas por coletores planos convencionais de alto desempenho ou coletores concentradores de pequeno porte (PEREIRA et al., 2017). Segundo Pereira et al. (2017) uma das principais vantagens da utilização de energia solar para a refrigeração de ambientes, como um sistema de refrigeração por absorção por exemplo, é que existe uma coincidência entre os picos de demanda de energia de sistemas de condicionamento térmico de ar e da intensidade de irradiação solar.

Os coletores de energia solar são tipos especiais de trocadores de calor, que transformam energia de radiação solar em energia interna do meio de transporte (fluido). O coletor solar é um dispositivo que absorve a irradiação solar recebida, converte em calor e transfere esse calor na forma de entalpia para um fluido (geralmente ar, água ou óleo) que flui através do coletor. A energia solar assim absorvida é transportada do fluido circulante diretamente para a água quente ou equipamento de condicionamento do espaço, ou para um tanque de armazenamento de energia, a partir do qual, pode ser desenhado para uso durante a noite ou em dias nublados, ou pode ser utilizado em um ciclo de absorção para refrigeração de ambientes (KALOGIROU, 2004).

Coletores solares, em geral, segundo Kalogirou (2004), são divididos em dois tipos de coletores: não concentrador (ou estacionário) e concentrador. Geralmente, coletores com concentrador possuem um sistema de rastreamento do sol. Dentre eles têm-se como principais modelos: “*Parabolic trough collector*” (PTC) e “*Cylindrical trough collector*” (CTC). Os coletores solares estacionários são permanentemente fixados e não rastreiam o sol, dentre eles os mais populares são: “*Flat plate collectors*” (FPC); “*Stationary compound parabolic collectors*” (CPC) e “*Evacuated tube collectors*” (ETC) (KALOGIROU, 2003).

Os coletores de tubos de vácuo têm melhor desempenho do que coletores de placa plana para operação em alta temperatura devido à perda de calor por convecção, reduzida em

virtude do invólucro de vácuo em torno da superfície do absorvedor (MESQUITA, 2013). O desenvolvimento do mercado para esses coletores foi inicialmente lento devido ao alto custo de fabricação da vedação entre o vidro e o metal. Este mercado expandiu-se rapidamente após o desenvolvimento de máquinas de revestimento por pulverização a baixo custo para a aplicação de uma superfície seletiva na superfície do absorvedor de vidro.

De acordo com Kalogirou (2004), outro fator que é de considerável importância em muitos países é a capacidade das tecnologias de energia renovável para gerar empregos. A geração de uma nova tecnologia leva ao desenvolvimento de novas atividades de produção que contribuem para a produção, distribuição de mercado e operação do equipamento pertinente. Especificamente, no caso da criação de emprego de coletores de energia solar, principalmente a construção e instalação dos coletores. O último é um processo descentralizado, uma vez que requer a instalação de equipamentos em todos os edifícios ou em cada consumidor individual.

Os fenômenos de transferência de calor e massa e a fluido dinâmica envolvida em um coletor solar podem ser modelados numericamente de forma a corresponder com a realidade por ferramentas existentes na literatura. A ferramenta utilizada por este trabalho é denominada CFD (*Computational Fluid Dynamics*), que pode prever os fenômenos descritos anteriormente com bastante eficácia. Em CFD, existe o algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) que é um procedimento numérico amplamente utilizado para resolver os equacionamentos de transferência de calor e massa e fluido dinâmica. O algoritmo SIMPLE foi desenvolvido por um grupo chefiado por B. Spalding, no início da década de 70. Desde então, tem sido amplamente utilizado por muitos pesquisadores para resolver diferentes tipos de fluxo de fluido e problemas de transferência de calor. Este procedimento será utilizado por este trabalho.

Movido então por esta importante discussão, este apresenta um estudo sobre coletor solar de tubo evacuado de temperatura média com baixa concentração, que pode ter uso doméstico e comercial, não disponível no mercado e pode ter aplicação tanto para aquecimento de água, conforto ambiental, refrigeração ou aquecimento. Para o modelo proposto foi realizada uma análise de parâmetros relacionados à radiação solar e térmica, teórica e numérica. O problema foi modelado utilizando as equações conservativas (massa, quantidade de movimento e energia), no qual, método utilizado para discretizar essas equações é o volume de controle. Desse modo, o presente estudo procurou analisar e avaliar o desempenho do coletor solar proposto.

## **1.1 Objetivos**

### **1.1.1 Objetivo Geral**

Realizar uma análise de parâmetros de radiação solar e modelar numericamente um coletor solar composto de tubo absorvedor de cobre e envelopado com tubo de vidro em vácuo.

### **1.1.2 Objetivos Específicos**

- Realizar estudo relativo à radiação solar e analisar parâmetros para utilizar no dimensionamento do coletor;
- Fazer um esquema do coletor com tubo transparente evacuado envolvendo o tubo de coletor;
- Desenvolver um modelo térmico que representa o conjunto (tubo envolvido com tubo em vácuo) e estabelecer as condições de contorno;
- Desenvolver e validar um modelo numérico que represente o coletor solar;
- Avaliar o comportamento térmico deste tubo: sua eficiência em função da radiação, razão do diâmetro do tubo de cobre ao tubo transparente, as condições de operação, efeitos de refletividade do concentrador, absortividade do absorvedor e sistemas de rastreamento do sol.

## 1.2 Estrutura

A estrutura desta dissertação está disposta com a seguinte configuração: o capítulo 1 permite uma visão inicial do contexto, motivação, abordagem e objetivos das atividades realizadas neste trabalho.

O capítulo 2 apresenta de forma sistemática o estudo sobre evolução dos coletores solares, o cenário da proposta de pesquisa deste trabalho e alguns conceitos que são fundamentais para o entendimento deste trabalho. Estes foram baseados em literaturas existentes.

No capítulo 3 são apresentados os modelos de coletores solares no mercado atual e é apresentando então o modelo proposto do coletor solar de tubo evacuado que será considerado por este trabalho.

A avaliação de parâmetros relacionados à radiação solar do coletor é realizada no capítulo 4. Nele são definidos alguns parâmetros do coletor solar (ângulo de abertura do espelho do coletor e raio do tubo absorvedor), e são expostas avaliações realizadas relacionadas à concentração solar, inclinação do coletor, tipos de rastreamentos do sol, porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor e variação do ângulo de azimute.

O capítulo 5 apresenta a modelagem térmica realizada para o coletor solar proposto. Nele é apresentado o modelo matemático com a descrição do problema, simplificações realizadas, equações de conservação, condições de contorno, relações e propriedades consideradas para este trabalho.

A análise numérica é realizada no capítulo 6, onde este apresenta a discretização das equações gerais, tratamento de não linearidades e termo fonte, malha computacional, tratamento das condições de contorno, método de cálculo e validação do modelo numérico utilizado neste trabalho.

Os resultados encontrados estão dispostos e são discutidos no capítulo 7, estes resultados são apresentados para as cidades de Campinas-SP e São Luís-MA. Nele são avaliados os rendimentos para variados cenários de operação do coletor solar.

As conclusões finais são abordadas no capítulo 8, com o intuito de avaliar os resultados obtidos e apresentar as propostas para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

Este capítulo trás uma breve apresentação de conceitos fundamentais de radiação solar, que são imprescindíveis para o entendimento deste trabalho. Além disso, este apresenta um resumo sobre evolução dos coletores solares e sobre o cenário mundial da proposta de pesquisa desta dissertação.

### 2.1 Radiação solar

O recurso energético solar e sua variabilidade espacial e temporal estão intrinsecamente relacionados a conceitos astronômicos. Os primeiros fatores a serem considerados para conhecimento da irradiação a qual a terra é submetida é a posição relativa entre o Sol e a Terra. A Terra orbita o Sol a uma distância média de cerca de 150 milhões de quilômetros, completando um ciclo a cada 365,25 dias solares. Ao longo desse período, a distância varia entre  $1,47 \cdot 10^8$  km e  $1,52 \cdot 10^8$  km e, como resultado, o fluxo de radiação solar (irradiância solar) oscila entre  $1.325 \text{ W/m}^2$  e  $1.412 \text{ W/m}^2$  (NREL, 2017). O valor médio da irradiância solar igual a  $1.366 \text{ W/m}^2$  é definido como a constante solar (NREL, 2017).

Os processos físicos de espalhamento da radiação solar são produzidos por moléculas de gases atmosféricos e particulados em suspensão (Fig. 2.1). Os processos físicos de absorção ocorrem com moléculas de ozônio ( $\text{O}_3$ ), vapor de água, oxigênio ( $\text{O}_2$ ) e dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ). Geralmente, os processos físicos atenuam a irradiação solar fazendo com que a irradiação incidente na superfície da Terra atinja seu valor máximo de aproximadamente  $1.000 \text{ W/m}^2$  no meio dia solar, em condições de céu claro (PEREIRA et al., 2017).

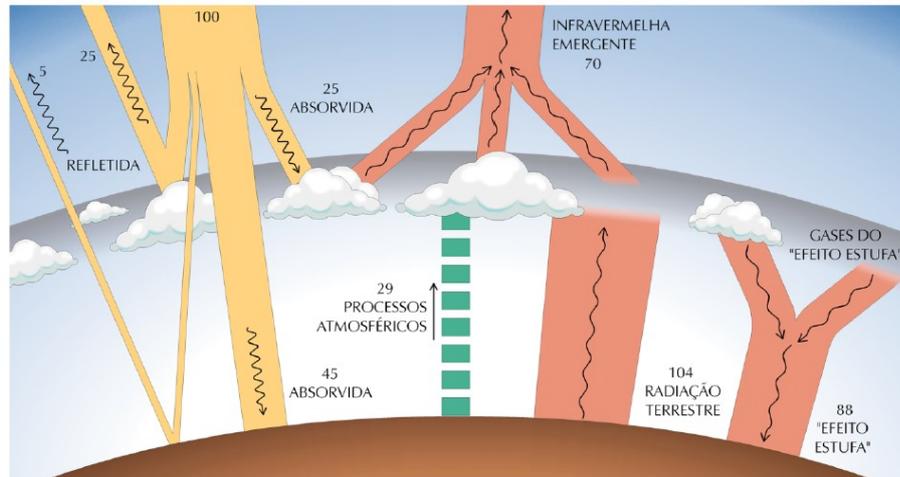


Figura 2.1- Processos de interação da radiação solar com os principais constituintes atmosféricos.

Fonte: Adaptado de PEREIRA et al. (2017).

A duração do dia e a quantidade de energia solar incidente em um ponto qualquer da superfície terrestre apresentam variabilidades temporais características de dois ciclos: o ciclo anual e o ciclo diário. O ciclo anual é representado pela declinação solar ( $\delta_s$ ), este é o ângulo formado pela inclinação do plano equatorial da Terra e a linha de direção Sol Terra (Figura 2.2). Apresenta variação entre  $\pm 23^\circ 27'$  ao longo do período de um ano (KREITH e KREIDER, 1978).

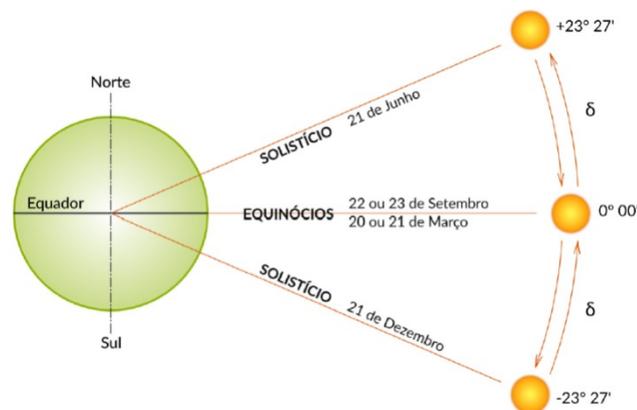


Figura 2.2- Declinação do sol em relação a terra.

Fonte: Adaptado de PEREIRA et al. (2017).

O ciclo diário é caracterizado pela variação da posição do sol ao longo do dia. O ângulo horário solar ( $h_s$ ) corresponde ao deslocamento angular do movimento aparente do Sol devido à rotação da Terra, e este varia entre  $0^\circ$  e  $180^\circ$  (PEREIRA et al., 2017). Cada hora corresponde a  $15^\circ$  de variação do ângulo horário solar. Por convenção, durante a manhã é positivo, a tarde é negativo e, ao meio dia assume o valor zero.

## 2.2 Coletores solares

A ideia de usar coletores de energia solar para aproveitar a potência do sol é registrada em torno de 212 a.C.. O cientista/médico grego Arquimedes inventou um método para queimar a frota de navios romanos. Para tal, utilizou um espelho metálico côncavo formado de centenas de escudos polidos (ANDERSON, 1977).

Mil e oitocentos anos depois de Arquimedes, Atanásius Kircher (1601-1680) realizou alguns experimentos para disparar uma pilha de lenha à distância para confirmar se a história de Arquimedes tinha alguma validade científica, mas nenhum relatório de suas descobertas sobreviveu (MEINEL e MEINEL, 1976).

Surpreendentemente, as primeiras aplicações da energia solar são com uso de coletores concentradores. Durante o século XVIII, fornos solares capazes de derreter ferro, cobre e outros metais estavam sendo construídos de ferro lustrado, lentes de vidro e espelhos. Os fornos estavam em uso em toda a Europa e no Oriente Médio. Um forno projetado pelo cientista francês Antoine Lavoisier, alcançou a notável temperatura de 1.750°C (KALOGIROU, 2004).

Em 1875, Mouchot fez um avanço notável na concepção dos coletores solar fazendo um na forma de um parabólico. O coletor de Mouchot consistiu em placas de metal banhado a prata e tinha um diâmetro de 5,4 m e uma área de coleta de 18,6 m<sup>2</sup>. As partes móveis pesavam 1.400 kg (KALOFIROU, 2004).

Em 1912, Shuman, em colaboração com C.V. Boys, comprometeu-se a construir a maior usina de bombeamento do mundo em Meadi, no Egito. O sistema foi colocado em operação em 1913 e usava cilindros parabólicos longos para focalizar a luz solar em um longo tubo absorvente. Cada cilindro tinha 62 metros de comprimento e a área total dos vários bancos de cilindros era de 1.200 m<sup>2</sup> (KREIDER e KREITH, 1977).

A partir deste período os modelos de coletores solares vieram se desenvolvendo progressivamente. Durante os últimos 50 anos, muitas variações de coletores solares térmicos foram projetadas e construídas; modelos com diversas faixas de temperatura de operação do fluido e tendo aplicações diferenciadas.

Em um coletor solar com aplicações térmicas, a irradiação solar é absorvida pelo coletor como calor e é então transferido para o fluido de trabalho (ar, água ou óleo). Os coletores solares podem ser classificados em duas grandes categorias: coletores não concentradores e coletores concentradores. Um coletor não concentrador tem área de interceptação igual à área

de absorção de irradiação solar, enquanto que um coletor solar do tipo concentrador, geralmente, utiliza um sistema de rastreamento do sol, e possui superfícies refletoras para interceptar e concentrar a irradiação solar em uma área de recepção muito menor, resultando em um fluxo de calor aumentado.

Dentre os coletores solares com concentrador têm-se os modelos: “*Parabolic trough collector*” (PTC) e “*Linear Fresnel reflector*” (LFR). Para sistemas que precisam ser alimentados com altas temperaturas e boa eficiência é necessário um coletor solar de alto desempenho. PTC's podem efetivamente transportar energia a temperaturas entre 50° e 400° C (KALOGIROU, 2004). Os PTC's possuem um concentrador externo de material reflexivo em uma forma parabólica. Um tubo preto de metal, coberto com um tubo de vidro para reduzir as perdas de calor, que é colocado ao longo da linha focal do receptor (Fig. 2.1).

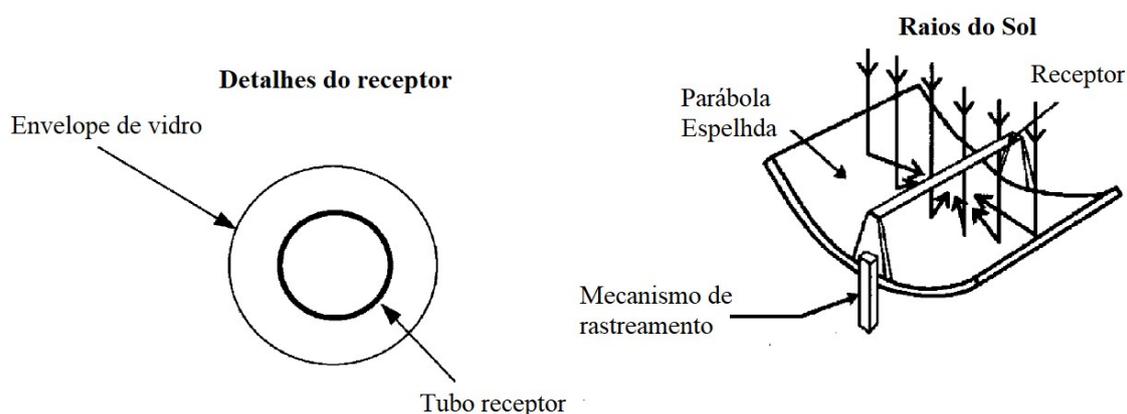


Figura 2.3- Coletor solar tipo PTC.  
Fonte: Adaptado de Kalogirou (2004).

A tecnologia LFR depende de uma série de tiras de espelhos lineares que concentram a irradiação solar em um receptor fixo montado em uma torre linear. Uma representação de um elemento de um campo coletor LFR é mostrada na Figura 2.2. A maior vantagem deste tipo de sistema é que ele usa refletores planos que são mais baratos em comparação com os refletores parabólicos. Além disso, estes são montados perto do solo, minimizando os requisitos estruturais e a faixa de temperatura de trabalho desse modelo é entre 60° e 250° C (KALOGIROU, 2004).

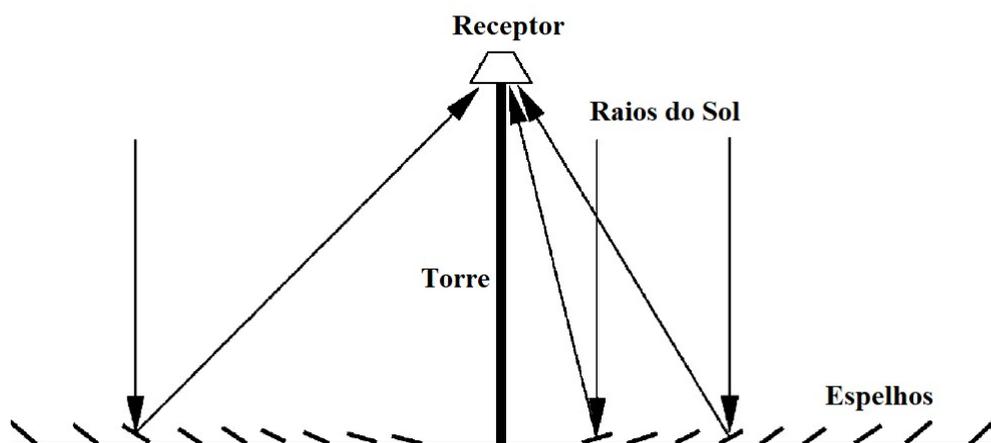


Figura 2.4- Coletor solar tipo LFR.  
Fonte: Adaptado de Kalogirou (2004).

Os coletores solares não concentradores, em geral, são fixados em uma superfície e não rastreiam o sol, dentre eles os mais populares são: “*Flat plate collectors*” (FPC) e “*Evacuated tube collectors*” (ETC). Um coletor solar tipo FPC é mostrado na Fig. 2.3. A parte inferior da placa de absorção e o lado da caixa são bem isolados para reduzir as perdas de condução. O FPC, geralmente, é montado em posição permanentemente fixa e não requer rastreamento do sol (KALOGIROU, 2004). A faixa de temperatura em que este tipo de coletor solar opera é entre 30° e 100° C (KALOGIROU, 2004).

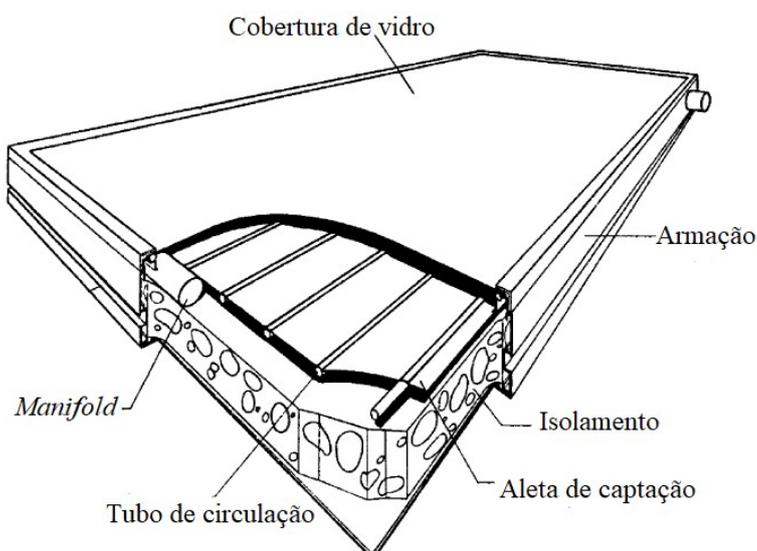


Figura 2.5- Coletor solar tipo FPC.  
Fonte: Adaptado de Kalogirou (2004).

Os coletores solares convencionais tipo tubo evacuado simples foram desenvolvidos para uso em climas ensolarados. Entretanto, seus benefícios são bastante reduzidos quando as

condições se tornam desfavoráveis durante os dias frios, nublados e ventosos (KALOGIROU, 2004). Além disso, as influências meteorológicas, como condensação e umidade, causam deterioração precoce de materiais internos, resultando em desempenho reduzido e falha no sistema (KALOGIROU, 2004). Os coletores solares com tubo evacuado operam a faixas de temperaturas entre 50° e 200° C (KALOGIROU, 2004). Esses coletores solares com contato indireto consistem em um tubo de calor dentro de um tubo selado a vácuo, como mostrado na Fig. 2.4.

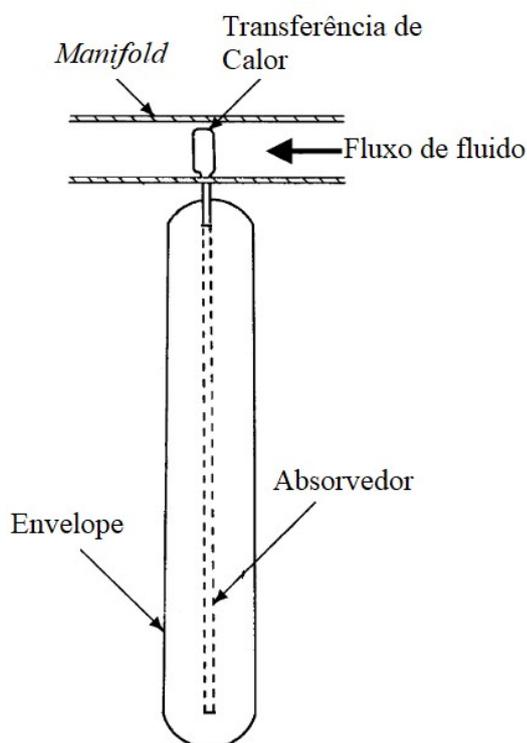


Figura 2.6- Coletor tipo ETC.  
Fonte: Adaptado de Kalogirou (2004).

Kumar et al. (1994) e Bansal e Sharma (1984) trabalharam em quatro tipos de tubos solares com e sem vácuo, e com e sem revestimento absorvente seletivo, respectivamente. Assim, puderam determinar a influência do vácuo e do revestimento sobre os desempenhos, na qual, a utilização de vácuo melhorou consideravelmente o desempenho dos coletores.

Dentre os coletores com maior desenvolvimento mundial para aplicações domésticas têm-se basicamente dois modelos: os coletores placa plana (planos) e os coletores tubulares a vácuo (MESQUITA, 2013).

Em um coletor solar, a irradiação solar é transferida para o coletor como calor e é então transferido para o fluido de operação. Cuidado passa dentro do tubo evacuado, ou indireto,

quando a energia é transportada para fora do tubo através dos chamados tubos de calor (*heat pipe*); coletores solares tubulares a vácuo possuem uma grande variedade construtiva. A principal divisão para estes modelos são (MESQUITA, 2013):

- De contato direto, quando o fluido a ser aquecido está em contato direto com o tubo de calor.
- Com refletores (concentram a irradiação solar no coletor) ou sem refletores.

Mesquita (2013) realizou um estudo comparativo de bases de dados para cálculos e medições de eficiência de coletores solares e também realizou comparativos entre os dois tipos de coletores: placa plana e tubulares. Na qual, segundo Mesquita (2013), os coletores de fluxo indireto, como o da Figura 2.7, são mais eficientes que coletores que usam tubos de calor, ou seja, fluxo direto (Fig. 2.8).

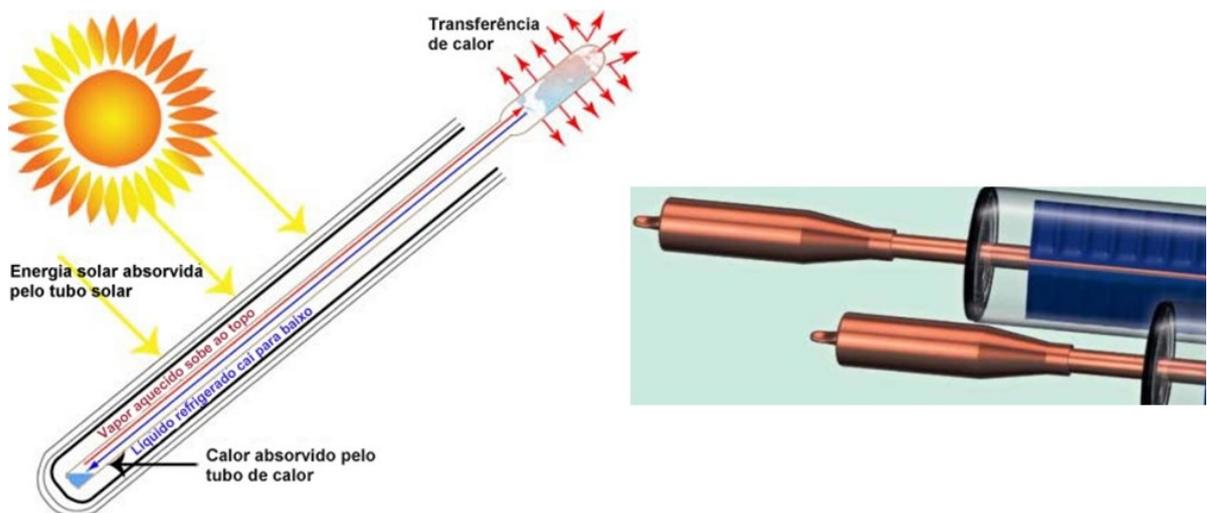


Figura 2.7- Coletor solar de tubo evacuado de contato indireto com detalhe do condensador de tubos de vidro simples com tubo de calor.

Fonte: Adaptado de Mesquita, (2013) e Kaisundun (2017).

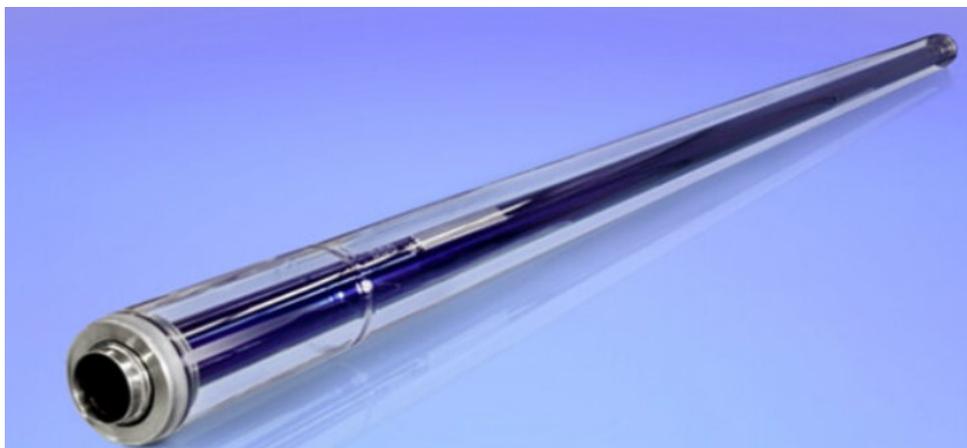


Figura 2.8- Coletor solar de tubo evacuado com contato direto.

Fonte: Gaia Solar (2017).

Uma correlação da taxa de fluxo em termos de geometria do tubo e condições operacionais é um parâmetro importante de um modelo de simulação e predição do desempenho em longo prazo dos sistemas de água em vidro. Budihardjo et al. (2007) realizaram investigações experimentais e numéricas para encontrar uma correlação para a taxa de fluxo de circulação natural através de tubos evacuados de água de vidro de extremidade única montados sobre um refletor difuso. A taxa de fluxo de circulação foi correlacionada em termos de entrada solar, temperatura do tanque, inclinação do coletor e relação de aspecto do tubo. A sensibilidade da correlação da taxa de fluxo à variação na distribuição do fluxo de calor na circunferência também foi investigada.

Budihardjo e Morrison (2009) avaliaram o desempenho dos aquecedores de água solares de tubo evacuado em vidro por medidas de características de perda de calor e óptica e simulação da circulação em tubos de ponta única. O desempenho do sistema de coletor solar de tubo evacuado de vidro foi comparado com coletores solares de placa plana.

Pei et al. (2012) realizaram uma comparação dos sistemas de aquecedores de água solares com tubo evacuado com e sem um refletor de mini-CPC. Os resultados mostraram que, para a água a baixa temperatura, o sistema de aquecedor de água solar com tubo evacuado sem um refletor de mini-CPC tem maior eficiência térmica e exergética do que o sistema com um refletor de mini-CPC. Por outro lado, para a água a alta temperatura, o sistema com refletor de mini-CPC mostrou maior eficiência térmica e exergética.

Shah e Bhatt (2014) apresentaram uma revisão sobre o coletor solar de tubo evacuado baseado em tecnologia solar térmica para o aquecimento de líquido. Com base na revisão e nas discussões, pode-se concluir o seguinte:

- O coletor de tubo evacuado tem melhor desempenho que o coletor solar de placa plana para altas temperaturas e mesmo em baixas temperaturas, a eficiência por unidade de área do coletor tubular evacuado é substancialmente maior;
- O coletor de tubo de vácuo com proteção térmica funciona melhor do que o coletor sem proteção térmica;
- O coletor de tubo evacuado de água em vidro tem melhor desempenho do que o de coletores de placas planas.

Liang et al. (2015) efetuaram uma comparação entre diferentes modelos de transferência de calor e massa para coletores solares parabólicos e concluiu que modelos unidimensionais podem ser usados para investigar o desempenho térmico do coletor solar tipo PTC.

Suman et al. (2015) analisaram de forma abrangente os avanços na tecnologia solar térmica com foco especial em métodos de aprimoramento de desempenho. Entre suas

conclusões foi mencionado que a modificação na geometria do coletor, por meio de uso de superfícies estendidas, entre outros, resulta em desempenho aprimorado. A modificação geométrica pode ser selecionada com base na exigência de energia necessária pela temperatura de saída do fluido de trabalho.

Chang et al. (2017) avaliaram os efeitos de acumulação de poeira na superfície de um coletor solar parabólico e concluíram que a acumulação de poeira influencia o caminho de reflexão da luz e na densidade de fluxo de energia da parede do tubo de metal, além disso, identificaram certa influência na distribuição de temperatura.

O aumento do desempenho de coletores solares de tubo evacuado é um dos principais tópicos de pesquisa nos últimos anos. Sobhansarbandi et al. (2017) melhoram, significativamente, o desempenho de coletores solares de tubos de vácuo (ETCs), utilizando os revestimentos de folhas de carbono nano-tubo "*dry-drawable*", para aumentar a absorção de energia solar e dos materiais de mudança de fase (PCMs) para aumentar a absorção de calor para aplicação em aquecedores de água solares.

Nie et al. (2017) avaliaram o desempenho térmico do coletor solar tubular de vidro evacuado tipo U e o investigaram experimentalmente em condições, na qual, a temperatura do fluido de trabalho é menor que a do ar ambiente. Os resultados do trabalho de Nie et al. (2017) sugeriram que a eficiência térmica é maior à temperatura reduzida e está positivamente correlacionada com as taxas de fluxo de massa e as irradiações solares.

Li et al. (2017) investigaram a viabilidade de um coletor solar térmico com concentrador, de baixa temperatura e de baixo perfil integrado com armazenamento de energia. O sistema modular de armazenamento de coletores integrados proposto por Li et al. (2017) consiste em seis unidades receptoras solares e sete tanques cilíndricos. Foi verificado que a adição das unidades de armazenamento aumentará os custos de capital em aproximadamente 10%, mas pode aumentar a produção térmica anual do sistema em até 20%.

### 3 MODELO PROPOSTO

As aplicações da energia solar são muito abrangentes se forem considerados todos os níveis de temperatura de trabalho dos coletores e as demandas de energia. Essas aplicações vão desde processos agropecuários, passando pela cocção de alimentos, a dessalinização de água, uma ampla gama de processos industriais e até mesmo a refrigeração e climatização (PEREIRA et al., 2017).

O uso da energia solar térmica para a refrigeração é uma tecnologia bastante promissora. Várias tecnologias podem ser usadas para a refrigeração utilizando como fonte a energia solar (KIM e FERREIRA, 2008), porém um dos melhores sistemas é o de refrigeração por absorção, que, dependendo da configuração e solução de trabalho, utilizam fontes de calor de, aproximadamente, 100° C para sistemas de efeito simples e entre 120° e 270° C para sistemas de duplo e triplo efeito (HÄBERLE, 2012 apud PEREIRA et al., 2017).

O modelo de coletor solar proposto por este trabalho visa ter como aplicação futura um sistema de refrigeração por absorção. Desta forma, o modelo proposto é um coletor solar de tubo evacuado diferenciado dos comerciais, e este atende a faixa de temperatura de trabalho de um sistema de refrigeração por absorção para uma aplicação futura.

A seção transversal do modelo de coletor solar de tubo evacuado de contato direto a ser estudado por este trabalho está representada na Figura 3.1. Este é composto por um tubo externo denominado envelope, que possui como material o vidro, pois este pode ser considerado um material transparente. Na parte interior e inferior deste envelope existe uma superfície espelhada que é responsável pela concentração da radiação solar para o tubo interno. Este modelo então é classificado como sistema de baixa concentração. O tubo interno é denominado absorvedor, e é por este que o fluido térmico irá escoar. Em geral, o material do absorvedor é um bom condutor. Para este trabalho será utilizado o cobre como material. Entre o envelope e o absorvedor existe vácuo.

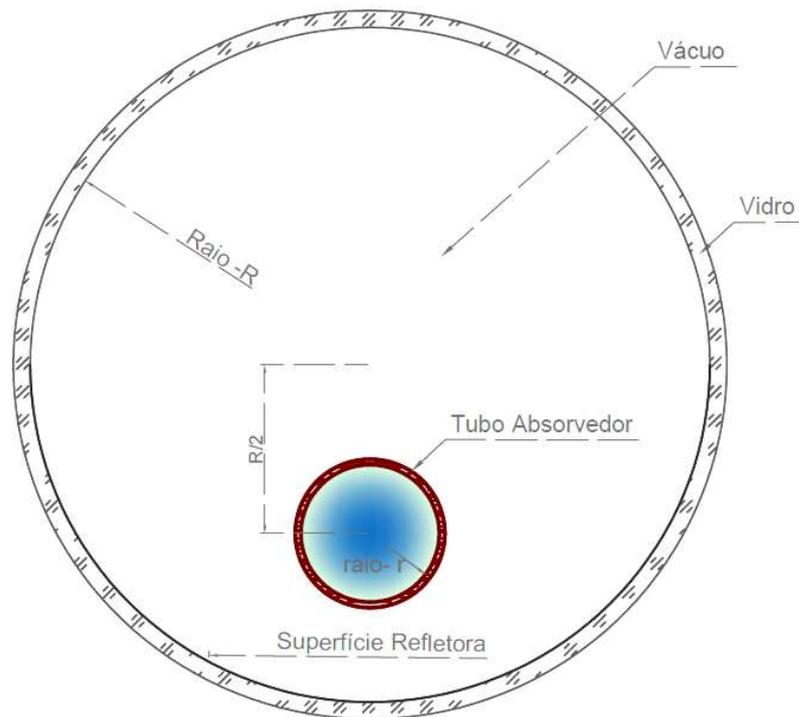


Figura 3.1- Esquema do coletor solar de tubo evacuado de baixa concentração.

## 4 RADIAÇÃO SOLAR: Avaliação de parâmetros

Neste capítulo são apresentados, determinados e avaliados os parâmetros do coletor solar que estão relacionados com a radiação solar como: ângulo de abertura da região espelhada, relação geométrica entre os raios do envelope e absorvedor, concentração do coletor, tipos de rastreamentos do sol, influência do ângulo de incidência e inclinação do coletor e porcentagem de irradiação interceptada pelo coletor.

### 4.1 Orientação do coletor

Coletores solares podem ser montados em diversas configurações, dependendo do rastreamento do sol que é efetuado pelo coletor. O sol varia sua posição em relação à terra em dois ciclos: o diário ( $h_s$ ) e o anual ( $\delta_s$ ). Desta forma, um coletor solar pode rastrear o sol durante estes dois ciclos (rastreamento em dois eixos), ou para apenas um deles (rastreamento em um eixo) ou permanecer estático.

Para coletores que rastreiam o sol apenas no ciclo diário sua configuração (posição) pode ser tanto com face para o leste-oeste como para o norte-sul (RAPP, 1934). Já para coletores estáticos ou que rastreiam o sol apenas no seu ciclo anual sua melhor configuração é com face para o norte-sul (RAPP, 1934). Para investigar o melhor sistema de rastreamento do coletor foi fixada então sua configuração faceando o norte-sul, de forma a poder avaliar todas as possibilidades de rastreamento.

A configuração mais crítica do coletor solar é a configuração onde este permanece fixo. Desta forma, os demais parâmetros do coletor serão definidos para um coletor fixo.

### 4.2 Ângulo de abertura do espelho do coletor

Para estabelecer o ângulo de abertura do espelho é necessário ter conhecimento dos ângulos máximos da latitude atingidos pelo sol. Conforme Kreith e Kreider (1978), o trópico

de Câncer ( $23,5^\circ$  N) e de Capricórnio ( $23,5^\circ$  S) são as latitudes extremas onde o sol alcança a terra pelo menos uma vez no ano.

Desta forma, o que delimita a abertura do espelho seria, no mínimo, a abertura angular da trajetória do sol, uma vez que a orientação do coletor solar foi definida como sendo a face para norte-sul; no caso é  $47^\circ$ . Contudo, essa abertura mínima condiciona apenas a entrada de irradiação solar direta. A irradiação solar é dividida entre direta e difusa, e segundo Dickinson e Cheremisinoff (1980), concentradores solares que não utilizam rastreadores devem ter um largo ângulo de abertura para que este possa coletar uma significativa radiação solar difusa.

Uma abertura de  $180^\circ$  permitiria uma boa captação de radiação pelo coletor na forma difusa e não influenciaria negativamente nos raios incididos diretamente na superfície refletora. Portanto, o ângulo de abertura do espelho deste modelo é fixado em  $180^\circ$ .

### 4.3 Linha de foco e raio do tubo absorvedor

Segundo Halliday e Resnick (2009), os pontos do foco para um espelho esférico são sempre metade do raio do espelho na direção do raio incidente. Em vista disso, para que o absorvedor tenha a melhor absorção possível de irradiação solar, é necessário que para cada variação do ângulo da declinação do sol, na qual o espelho estará submetido, o ponto do foco esteja contido no interior ou na superfície do absorvedor.

Para conseguir aplicar esta restrição, é necessário utilizar conceitos de geometria analítica. Foi aplicada então, a equação da circunferência para cada um dos elementos: espelho, absorvedor e linha do foco. A distância do foco do espelho  $W_{foco}$  é limitada pelo ângulo da latitude máxima e mínima atingida pelo sol (variação entre  $\pm 23,5^\circ$ ) e pelo raio do envelope como mostra na Figura 4.1.

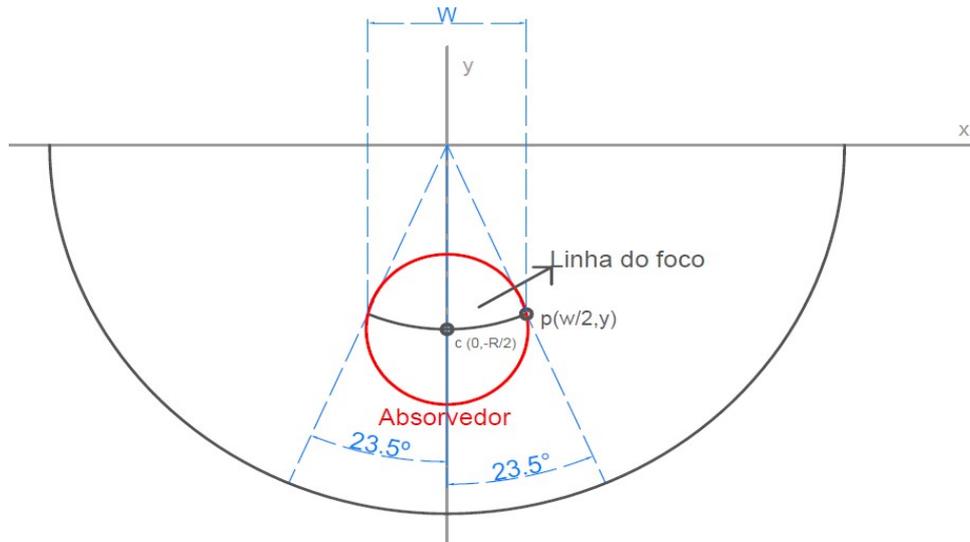


Figura 4.1-Linha do foco para ângulos máximo e mínimo que o sol atinge na orientação faceando o norte-sul.

Utilizando então a equação da distância entre dois pontos (c e p) para descobrir a equação que determina o valor do raio mínimo em função do raio do envelope (superfície refletora), obtêm-se:

$$r^2 = \frac{R^2}{4} \left[ \text{sen}^2(23,5^\circ) + (-\cos(23,5^\circ) + 1)^2 \right] \quad (4.1)$$

Para simular a incidência de radiação solar no espelho e os caminhos dos raios, utilizou-se o “*Ray Optics Simulation*” que é um aplicativo do Google para simular reflexão e refração da luz. A simulação dos raios para ângulos máximo e mínimo de declinação do sol estão ilustrados na Figura 4.2.

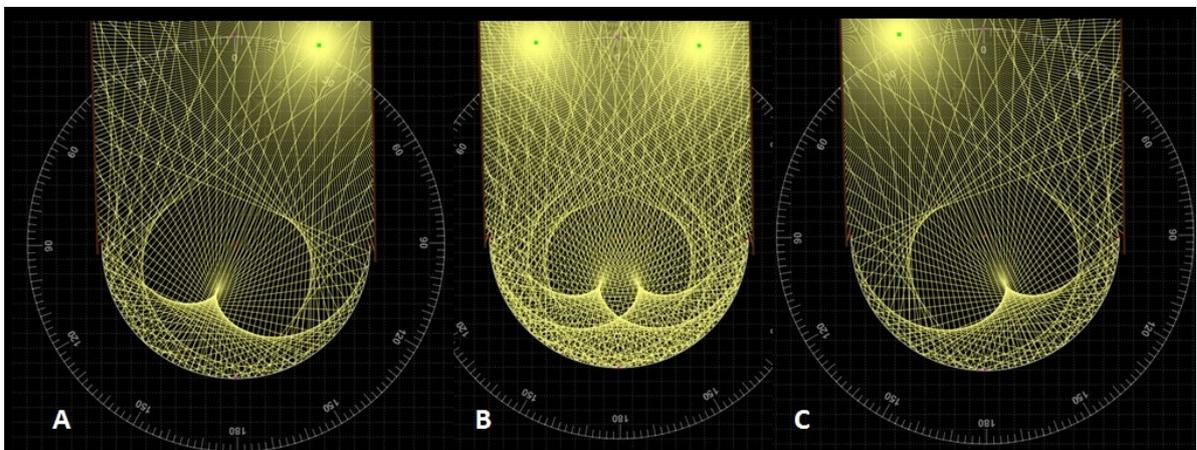


Figura 4.2-Percurso dos raios do sol. (A) Simulação do Sol à 23,5°. (B) Simulação do sol em seus dois extremos à ±23,5°. (C) Simulação do Sol à -23,5°.

#### 4.4 Concentração do coletor

Kreith e Kreider (1978) denominam que a proporção de concentração de um coletor solar com concentração  $C$  é definida pela Equação 4.2, sendo  $A_a$  a área de abertura do coletor e  $A_r$  a área de abertura do receptor. A Figura 4.3 mostra um diagrama geral do esquema de concentração solar.

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (4.2)$$

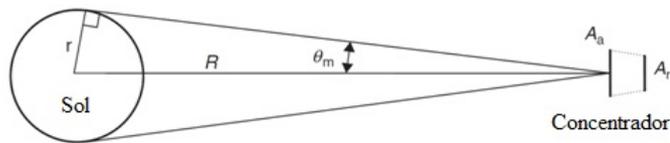


Figura 4.3- Diagrama geral do esquema de duas dimensões de concentração solar.

Fonte: Adaptado de Kalogirou (2014).

Ampliando os conceitos de concentração, as equações utilizadas neste trabalho para calcular a concentração bidimensional (área projetada) e tridimensional (área da superfície) são apresentadas abaixo:

$$C_{2D} = \frac{A_a}{A_r} = \frac{2R_{envelope}L}{2r_{absorvedor}L} = \frac{R_{envelope}}{r_{absorvedor}} \quad (4.3)$$

$$C_{3D} = \frac{A_a}{A_r} = \frac{\pi R_{envelope}(R_{envelope} + L)}{2\pi r_{absorvedor}(r_{absorvedor} + L)} \quad (4.4)$$

Para avaliar a concentração em função do raio do absorvedor, a Figura 4.4 aponta o valor da concentração (eixo y) em função do raio mínimo crescendo com um incremento de 0,1 até o valor de duas vezes o raio mínimo do absorvedor (eixo x) para a área projetada (duas dimensões) e área total da superfície (três dimensões).

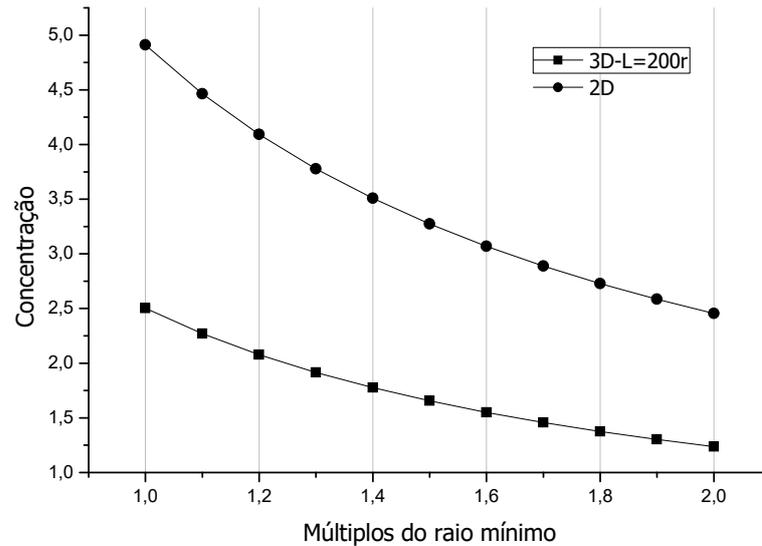


Figura 4.4- Concentração em função da variação do raio do absorvedor com um incremento de 0,1 para a área duas dimensões e três dimensões.

O decaimento da concentração da curva para três dimensões é menor do que para duas dimensões. Isto ocorre devido à influência do comprimento na concentração calculada pela área da superfície.

A equação da concentração para a superfície total do coletor leva em consideração o comprimento do coletor. Desta forma, pode-se avaliar os efeitos do comprimento do coletor na concentração. Para avaliar a influência do comprimento do coletor na concentração, foi obtida na Fig 4.5, a concentração para várias faixas de relação:  $L=200r$ ;  $L=300r$  e  $L=400r$ .

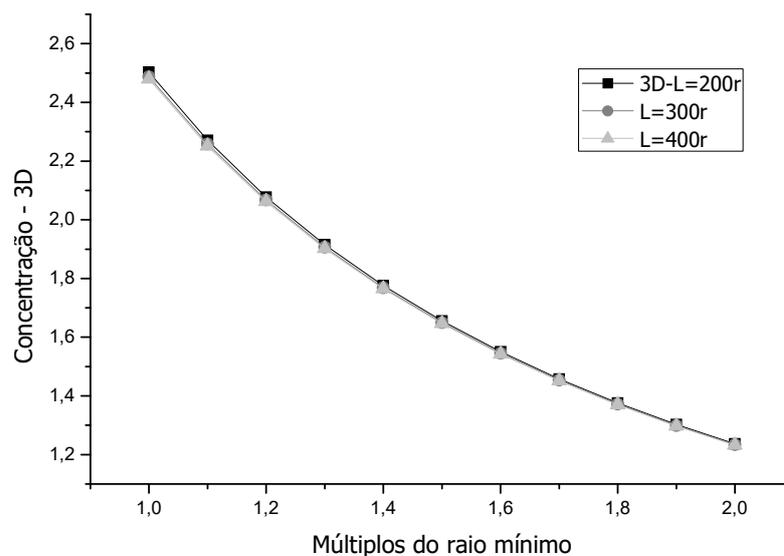


Figura 4.5- Concentração em função da variação do raio do absorvedor para diferentes valores de comprimentos.

A variação no comprimento do coletor teve uma baixa influência na concentração (em ordem de casa decimal). Para os raios mínimos e máximos do absorvedor, os resultados da concentração para diferentes proporções estão descritos na Tabela 4.1.

Tabela 4.1- Concentração em função do raio do absorvedor e comprimento.

Parâmetro	Área total	Área projetada		
		L=200r	L=300r	L=400r
Raio do absorvedor (% de R)	Independente de L			
Raio mínimo (r)	20,36	2,5031	2,4872	2,4792
Raio máximo (2r)	40,73	1,2365	1,2336	1,2321

#### 4.5 Ângulo de inclinação e ângulo de incidência

Segundo Kreith e Kreider (1978), os ângulos de orientação de um coletor solar são:  $\theta$  (ângulo de inclinação do coletor) e  $a_w$  (azimute do coletor). Estes dependem, basicamente, de alguns ângulos solares:  $\delta_s$  (declinação do sol),  $h_s$  (ângulo de hora solar),  $L$  (Latitude),  $a_s$  (azimute solar) e  $i$  (ângulo de incidência). A Figura 4.6 ilustra a posição de cada um desses ângulos e essa mostra a imagem para o hemisfério norte da terra.

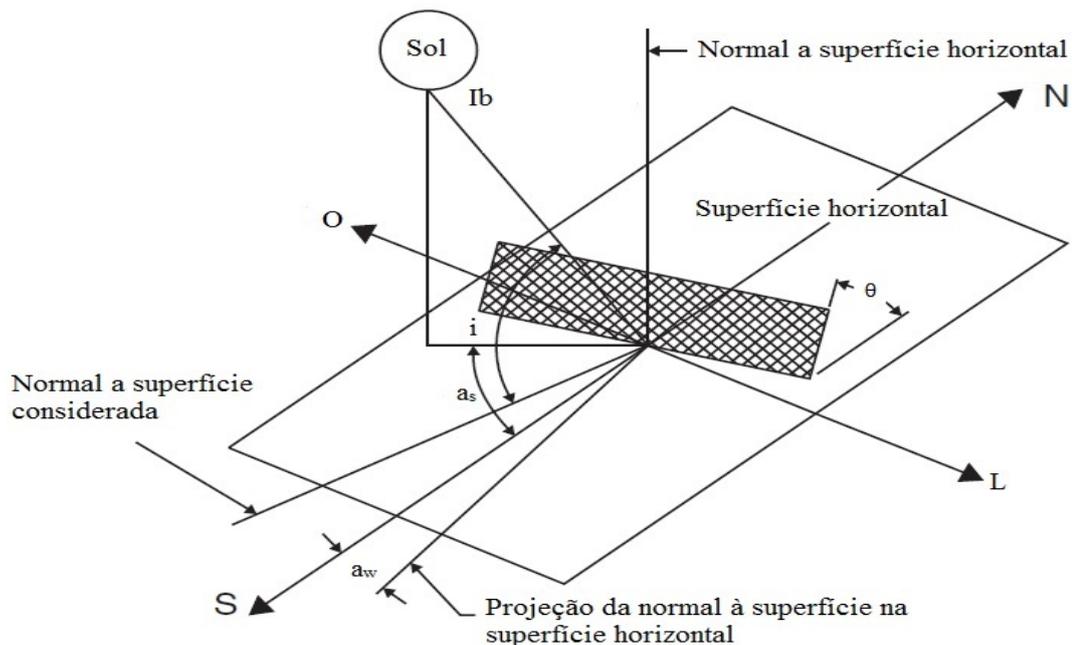


Figura 4.6- Definição dos ângulos:  $\theta$ ,  $a_w$ ,  $a_s$  e  $i$ .

Fonte: Adaptado de Kalogirou (2014).

Kreith e Kreider (1978) enunciam como equação que rege a relação geral dos ângulos citados anteriormente para superfícies fixas como:

$$\cos(i) = \sin(\delta_s) [\sin(L) \cos(\theta) - \cos(L) \sin(\theta) \cos(a_w)] + \cos(\delta_s) \cos(h_s) [\cos(L) \cos(\theta) + \sin(L) \sin(\theta) \cos(a_w)] + \cos(\delta_s) \sin(\theta) \sin(a_w) \sin(h_s) \quad (4.5)$$

O ângulo de declinação é determinado de acordo com a data e hora de para cada dia. Para o meio dia solar pode ser calculado de uma forma aproximada em função do dia do ano pela Equação 4.6, sendo  $n$  o dia do ano (DUFFIE e BECKMAN, 2013):

$$\delta_s = 23,45^\circ \sin \left[ 360 \frac{(284 + n)}{365} \right] \quad (4.6)$$

#### 4.5.1 Coletor fixo

Segundo Rapp (1934), para coletores solares que são fixados em uma única posição durante todo o ano (não rastreador do sol), o melhor ângulo de inclinação é igual ao ângulo da latitude do local de instalação. Então para os casos deste trabalho, na qual o coletor é não rastreador, o ângulo de incidência será calculado para inclinação igual à latitude.

#### 4.5.2 Coletor com rastreamento anual

Uma forma possível de rastrear o sol anualmente (sua variação de declinação entre  $\pm 23,5^\circ$ ) é realizando um ajuste periódico mensal no coletor. Desta forma, então para os casos nos quais será considerado um sistema de rastreamento anual para o coletor, na verdade este possuirá posição fixa ao longo do mês e para cada mês será calculado uma melhor inclinação do coletor para um dia representativo de cada mês. Assim, utilizando  $a_w=0^\circ$ ,  $i=0^\circ$  e  $h_s$  igual ao meio dia solar, foi calculado o melhor ângulo de inclinação do coletor para dias representativos de cada mês do ano, para a cidade de Campinas-SP e São Luís-MA. Os

valores obtidos são apresentados na Tabela 4.2. Os valores em negativo significam que o coletor está orientado para o lado sul e em positivo para o lado norte. Os dias representativos de cada mês foram os mesmos dias que Duffie e Beckman (2013) utilizam para cálculo de declinação solar.

Tabela 4.2- Inclinação dos coletores por dia representativo do mês. \*

Dia	Mês	Campinas São Luís	
		$\theta$ (°)	
17	Jan.	1,9	-18,3
16	Fev.	9,8	-10,3
16	Mar.	20,4	0,05
15	Abr.	32,2	11,8
15	Mai.	41,6	21,2
11	Jun.	45,9	25,5
17	Jul.	44	23,6
16	Ago.	36,3	15,9
15	Set.	25	4,6
15	Out.	13,2	-7
14	Nov.	3,9	-16,3
10	Dez.	-0,2	-20,4

\*Os valores em negativo significam que o coletor está orientado para o lado sul e em positivo para o lado norte.

#### 4.5.3 Coletor com rastreamento diário

Coletores solares que possuem rastreamento diário seguem o sol em sua variação entre  $0^\circ$  e  $180^\circ$  ao longo do dia. Os ângulos que influenciam o ângulo de incidência para um caso de coletor com rastreamento diário são:  $L$  (Latitude),  $a_s$  (azimute solar);  $\theta$  (ângulo de inclinação do coletor) e  $a_w$  (azimute do coletor). Como este rastreia o sol em sua variação diária, este vai estar sempre a  $0^\circ$  com relação à hora solar.

Os coletores que possuem sistema de rastreamento diário podem possuir também um sistema de rastreamento anual (rastreamento de dois eixos), para estes casos o ângulo de incidência do coletor será igual a  $0^\circ$ .

#### 4.6 Intercepção de irradiação solar

A porcentagem de irradiação solar interceptada por um coletor é a relação entre a incidência solar e a irradiação interceptada pelo coletor. Denominando a incidência solar no plano horizontal como  $I_b$ , Kreith e Kreider (1978) equacionam a irradiação solar direta interceptada pela superfície do coletor solar como:

$$I_{b,c} = I_b \cos(i) \quad (4.7)$$

Por conseguinte, denomina-se  $I_{b,c}$  a irradiação interceptada pelo coletor. Desta forma, a porcentagem de irradiação interceptada pelo coletor é dada pela equação:

$$\eta_{intr} = \frac{I_{b,c}}{I_b} = \frac{I_b \cos(i)}{I_b} = \cos(i) \quad (4.8)$$

A seção 4.4 apresenta a equação com a qual é possível determinar o ângulo de incidência do coletor ao longo do dia para cada período do ano, tornando assim possível o cálculo da porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor de tubo evacuado.

Para avaliar a porcentagem irradiação solar interceptada pelo coletor solar, este foi simulado para várias configurações: fixo, com rastreamento em um eixo (entre  $\pm 23,5^\circ$ ), com rastreamento em um eixo (entre  $0^\circ$  e  $180^\circ$ ) e com  $\theta=L$  e com rastreamento nos dois eixos. Estes foram calculados para os períodos mais relevantes do ano (datas onde se tem as maiores variações de declinação).

A Figura 4.7 apresenta os resultados de intercepção obtidos para um coletor fixo. A hora de maior intercepção foi o meio dia solar e houve um decaimento dessa intercepção proporcional ao distanciamento da hora com relação ao meio dia. O período de maior intercepção solar do ano foi para declinação igual a  $0^\circ$  e de menores foram para  $\pm 23,5^\circ$ . Contudo a diferença entre os períodos de maior e menor intercepção não são tão grandes.

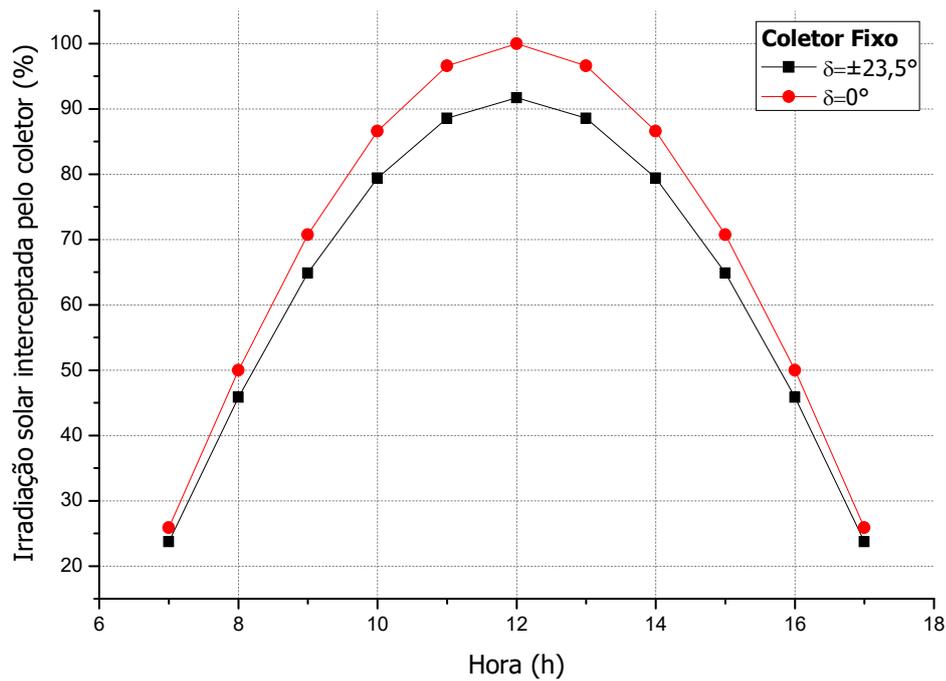


Figura 4.7- Porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor por hora solar; para um coletor fixo.

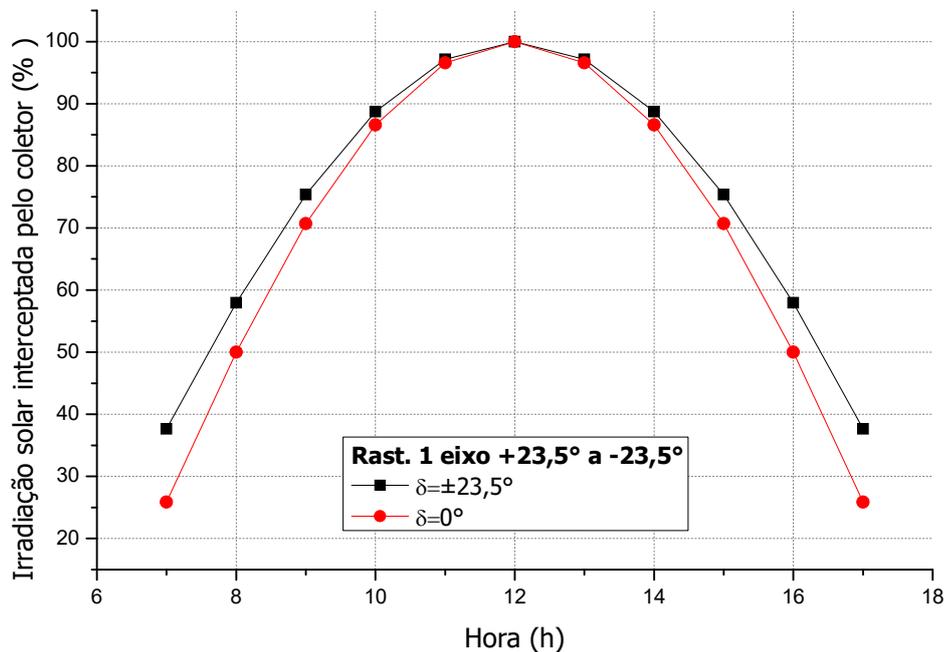


Figura 4.8- Porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor por hora solar; para coletor com rastreamento em um eixo ( $\pm 23,5^\circ$ ).

A Figura 4.8 apresenta as porcentagens de interceptação de irradiação solar pelo plano de um coletor com rastreamento em um eixo entre  $\pm 23,5^\circ$  (ciclo anual do sol). O mesmo comportamento apresentado com relação à variação de interceptação por hora encontrado para um coletor fixo, foi encontrado para esta configuração. Contudo, com este tipo de

rastreamento foi observado uma aproximação entre as curvas, nos extremos de declinação solar, nos horários próximos do meio dia solar e um distanciamento para os horários mais afastados do meio dia. Este resultado encontrado se dá, principalmente, pelo fato de que este tipo de rastreamento minimiza os efeitos da variação da declinação do sol ao longo do ano.

A Figura 4.9 apresenta as porcentagens de interceptação de irradiação solar pelo plano de um coletor com rastreamento em um eixo entre  $0^\circ$  e  $180^\circ$  (ciclo diário do sol) e com o ângulo de inclinação do coletor fixo na latitude. Esta configuração possui porcentagem de interceptação constante ao longo do dia por conta do rastreamento do ciclo diário do sol. Já para os extremos de declinação do sol este apresentou uma variação, onde o período de maior interceptação foi para a declinação igual a  $0^\circ$ .

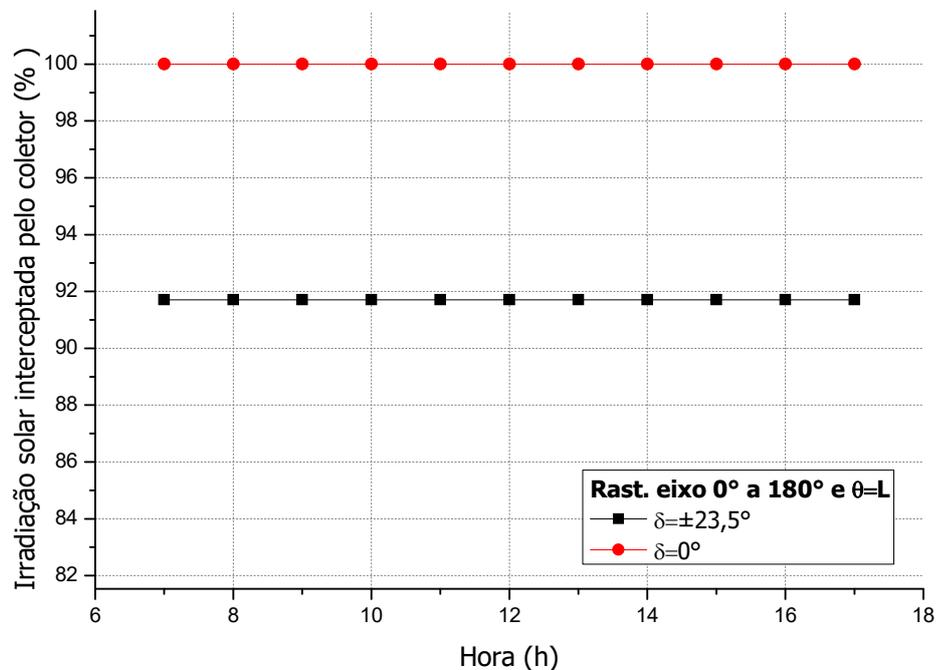


Figura 4.9- Porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor por hora solar; para coletor com rastreamento em um eixo ( $0^\circ$  e  $180^\circ$ ) e  $\theta=L$ .

A Figura 4.10 apresenta as porcentagens de interceptação de irradiação solar pelo plano de um coletor com rastreamento nos dois eixos dos ciclos do sol. Esta configuração apresenta porcentagem de irradiação interceptada constante ao longo de todo o ano.

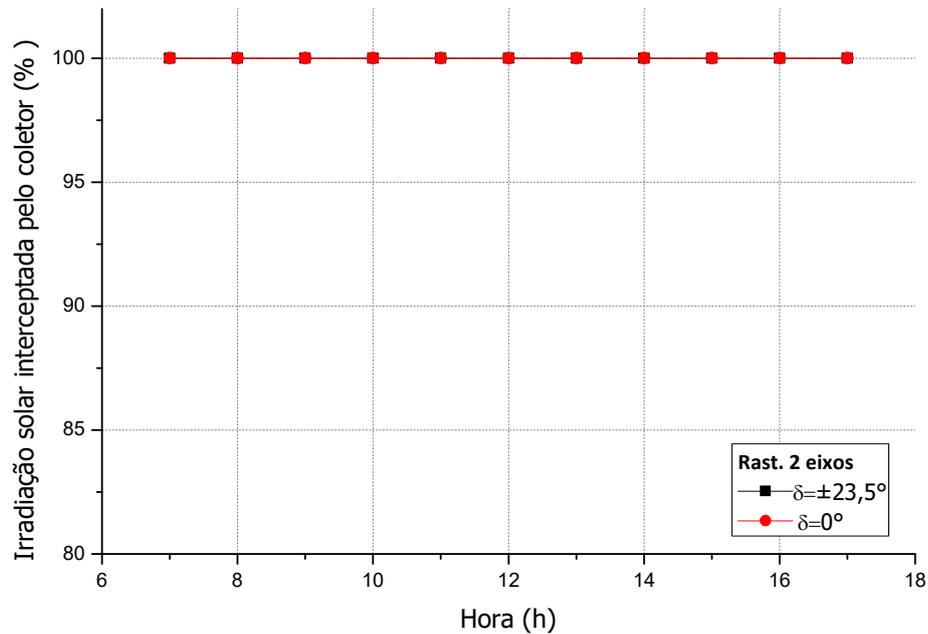


Figura 4.10- Porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor por hora solar; para coletor com rastreamento em dois eixos.

Como uma forma de avaliar essas configurações em conjunto, é apresentada a Figura 4.11, na qual, esta expõe a porcentagem de irradiação interceptada por hora para todas as configurações em uma mesma declinação solar. Para a declinação do sol igual a  $0^\circ$  a configuração do coletor fixo e do rastreamento anual do sol obtiveram os mesmos resultados, assim como o do rastreamento diário e inclinação fixa na latitude e o do rastreamento em dois eixos. Este resultado, está associado ao fato de que o coletor está perpendicular à declinação do sol, não sofrendo assim efeitos relacionados à mesma. Para os casos onde a declinação é igual a  $\pm 23,5^\circ$ , cada configuração obteve resultados diferentes entre si, e a com mais sistemas de rastreamento obteve a maior porcentagem de interceptação.

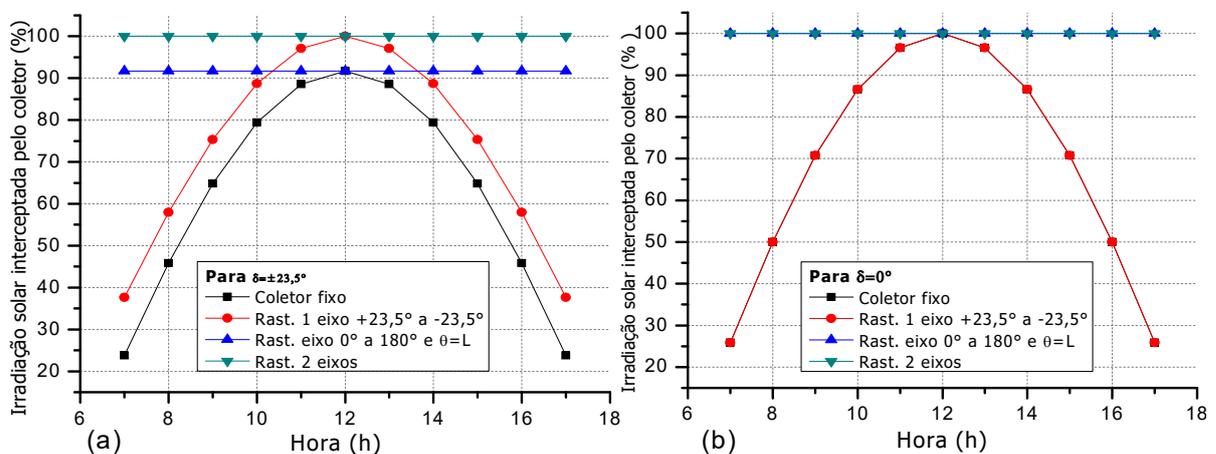


Figura 4.11- Porcentagem de irradiação solar interceptada pelo coletor por hora; para várias configurações de rastreamento; (a)  $\delta = \pm 23,5^\circ$  e (b)  $\delta = 0^\circ$ .

É possível perceber, então, que um sistema de rastreamento apenas durante o ciclo diário do sol fornece ao coletor uma porcentagem de interceptação constante ao longo do dia, contudo, esta porcentagem varia ao longo do ano. Já para um sistema de rastreamento apenas ao longo do ano, a irradiação interceptada sofre variação ao longo do dia, e permanece praticamente constante ao longo do ano. Para quantificar essa diferença, está disposta na Tabela 4.3 as porcentagens de interceptação de irradiação solar para cada configuração entre os períodos extremos de declinação do sol no ano.

Tabela 4.3- Porcentagem de Irradiação interceptada por hora.

Porcentagem de Irradiação interceptada por hora (%)								
Coletor fixo		Rast. em $\pm 23,5^\circ$		Rast. em $0^\circ$ a $180^\circ$ e com $\theta=L$		Rast. dois eixos		
Hora do dia	$\delta=\pm 23,5^\circ$	$\delta=0^\circ$	$\delta=\pm 23,5^\circ$	$\delta=0^\circ$	$\delta=\pm 23,5^\circ$	$\delta=0^\circ$	$\delta=\pm 23,5^\circ$	$\delta=0^\circ$
7	23,7	25,8	37,6	25,8	91,7	100	100	100
8	45,8	50	57,9	49,9	91,7	100	100	100
9	64,8	70,7	75,3	70,7	91,7	100	100	100
10	79,4	86,6	88,7	86,6	91,7	100	100	100
11	88,5	96,5	97,1	96,5	91,7	100	100	100
12	91,7	100	99,9	99,9	91,7	100	100	100
13	88,5	96,5	97,1	96,5	91,7	100	100	100
14	79,4	86,6	88,7	86,6	91,7	100	100	100
15	64,8	70,7	75,3	70,7	91,7	100	100	100
16	45,8	50	57,9	49,9	91,7	100	100	100
17	23,7	25,8	37,6	25,8	91,7	100	100	100

Outra análise realizada para avaliação da configuração de posição do coletor foi com relação ao ângulo de azimute. Variando este ângulo, permite-se aumentar a porcentagem de irradiação interceptada em um período específico do dia e diminuir para o outro período. A Figura 4.12 mostra o comportamento das porcentagens de interceptações para os diferentes valores de ângulo de azimute do coletor:  $a_w = 0^\circ$ ;  $a_w = 7^\circ$ ;  $a_w = 15^\circ$ ;  $a_w = 30^\circ$  e

$a_w = 45^\circ$ . Essa variação possibilita levar as porcentagens de interceptações mais elevadas para um determinado período de dia onde se necessita de mais energia, aumentando desta forma as porcentagens de interceptações para os períodos desejados.

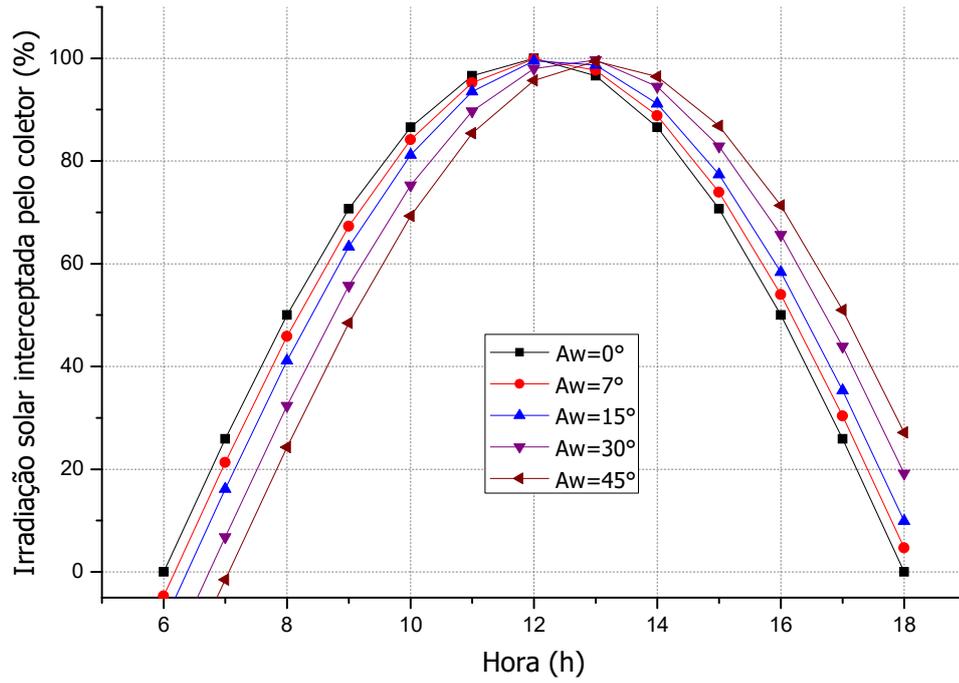


Figura 4.12- Porcentagem de irradiação solar interceptada por hora com variação no ângulo do azimute do coletor.

## **5 MODELAGEM TÉRMICA**

Neste capítulo é realizada a modelagem térmica do modelo de coletor solar proposto. Será abordado o modelo matemático utilizado com as simplificações adotadas para solução das equações de conservação aplicadas. Posteriormente, são explicadas as condições de contorno do modelo e são também apresentadas as relações e propriedades que foram utilizadas na solução.

### **5.1 Modelo matemático**

Nesta seção será abordada a modelagem matemática do coletor solar de tubo evacuado proposto. Este é analisado de forma bidimensional nas direções axial e radial. A convecção natural externa e interna, e a radiação são levadas em consideração. São levantadas hipóteses a partir das equações governantes de forma a representar os fenômenos envolvidos. As equações governantes expressas por diferenciais que representam os fenômenos de dinâmica dos fluidos e transferência de calor e massa são: continuidade, quantidade de movimento e conservação da energia.

#### **5.1.1 Descrição do problema**

O sistema proposto por este trabalho é um coletor solar de tubo evacuado excêntrico e inclinado, que possui como fonte de energia a irradiação solar. Este coletor possui um tubo externo de vidro transparente denominado envelope e um tubo envolvido denominado absorvedor, que em geral, pode ser qualquer material com alta condutividade, que para este estudo, será considerado o cobre. Entre o envelope e o absorvedor existe vácuo.

Na parte inferior do envelope, existe uma superfície espelhada responsável pela concentração de irradiação solar para o absorvedor. Dentro do tubo absorvedor escoia um fluido que é responsável por absorver a energia que, posteriormente, poderá ser utilizado para

alguma aplicação como geração de energia, uso num ciclo de refrigeração por absorção. Para o absorvedor será considerado que este é revestido por uma película que possui uma alta absorvidade e baixa emissividade, que a maioria dos coletores comerciais utilizam.

A transferência de calor entre o envelope e ambiente é dada através de irradiação e convecção. Entre o envelope e o absorvedor através de radiação e entre absorvedor e fluido através de condução e convecção.



Figura 5.1- Coletor solar de tubo evacuado; modelo comercial.  
Fonte: Adaptado de Ecologic (2017).

### 5.1.2 Simplificação e esquematização do problema

A análise realizada neste trabalho é para um conjunto de tubo envelope e absorvedor. O modelo numérico será simplificado em três diferentes soluções: uma para o tubo externo (envelope), uma para o tubo absorvedor e fluido sem concentração de irradiação solar e uma para tubo absorvedor e fluido com concentração de irradiação solar.

As seguintes considerações foram realizadas para este modelo:

- O modelo proposto é bidimensional, no sentido axial e radial ( $x,r$ );
- Efeitos de convecção natural são considerados;

- As propriedades termofísicas dos fluidos e sólidos são consideradas constantes, exceto pela densidade e viscosidade dinâmica;
- O regime de operação é laminar;
- Os lados de vedação do tubo, onde ocorrem entrada e saída de fluido são adiabáticos;
- O sistema está em regime permanente ao longo da hora solar para a qual ocorre a simulação;
- Os valores de irradiação solar, velocidade do vento, temperatura ambiente foram obtidas através de dados estatísticos para cada período do ano;
- A metade superior da seção transversal do absorvedor recebe apenas a irradiação solar transmitida pelo vidro e a metade inferior recebe irradiação solar concentrada pela superfície refletora;
- As superfícies do envelope e do absorvedor emitem e refletem difusivamente.

Para análise numérica do coletor em questão, como já foi mencionando anteriormente, foram estabelecidas três soluções numéricas e foi respeitado o balanço de conservação de energia para cada uma. A Figura 5.2 (a) apresenta o conjunto simplificado de envelope e tubo absorvedor a ser investigado. Os fluxos de calor por unidade de área relacionados a cada um dos componentes estão representados na Figura 5.2 (b), assim como a divisão do absorvedor, na qual, é mostrada a região em que os fluxos de irradiação solares são considerados diferentes (com concentração e sem concentração).

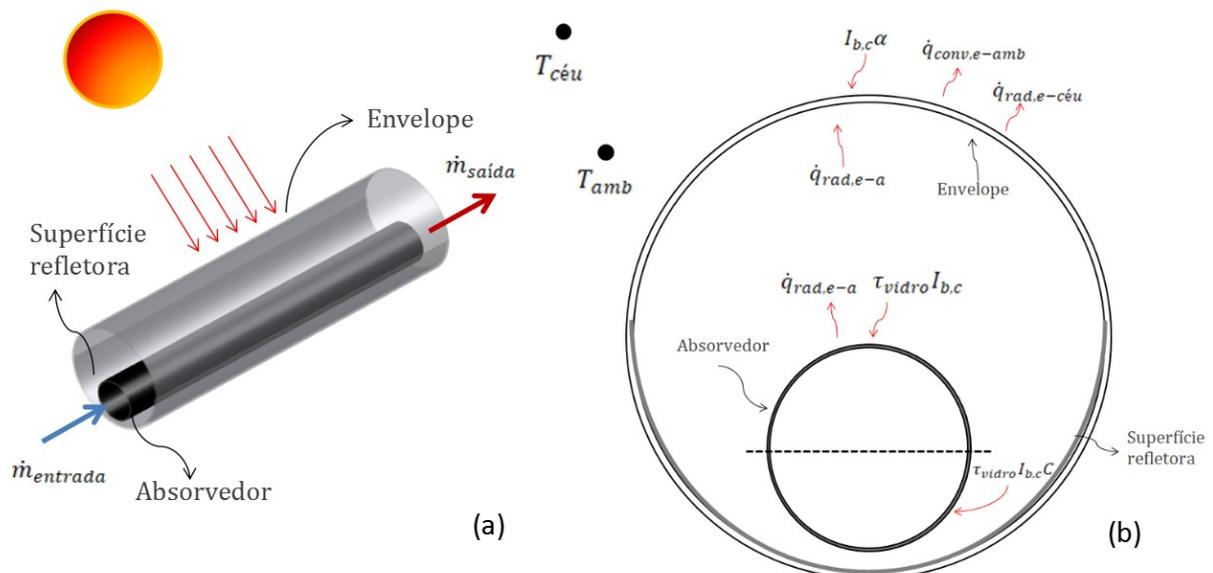


Figura 5.2- Esquema de conjunto envelope e absorvedor; (a) conjunto completo; (b) seção transversal do coletor com divisão do absorvedor e fenômenos de transferência de calor.

Na Figura 5.2 os termos expostos são:

- $\dot{q}_{conv,e-amb}$  - convecção entre o envelope e o ambiente;
- $\dot{q}_{rad,e-céu}$  - radiação entre o envelope e o céu;
- $\dot{q}_{rad,e-a}$  - radiação entre o envelope e o absorvedor;
- $\alpha_a \tau_{vidro} I_{b,c}$  - irradiação solar que é interceptada pelo coletor em determinada inclinação;
- $\alpha_a \tau_{vidro} I_{b,c} C$  - irradiação solar concentrada que chega ao absorvedor em determinada inclinação.

### 5.1.3 Equações diferenciais governantes

As equações diferenciais podem ser descrições matemáticas de um fenômeno físico. Cada equação de conservação descrita nos próximos tópicos expressa um princípio de conservação que é utilizado para representar os fenômenos que ocorrem no coletor.

- **Equação de conservação da massa:**

A equação de conservação da massa (ou continuidade) para regime permanente se expressa a partir de um princípio que o fluxo de massa de saída do volume de controle deve ser constante e igual ao fluxo de entrada. Os termos apresentados na equação representam o fluxo de líquido de massa atravessando as fronteiras do volume de controle. A expressão de conservação da massa bidimensional para o cilindro nas direções axial e radial é expressa por:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial r} = 0 \quad (5.1)$$

- **Equação da quantidade de movimento:**

A equação de quantidade de movimento é a representação matemática da segunda lei de Newton, na qual expressa que a taxa de variação de quantidade de movimento de um sistema

é igual à somatória das forças externas que atuam sobre ele. A mesma aplicada para fluidos Newtonianos incompressíveis e com viscosidade constante, denomina-se Navier-Stokes. As Equações 5.2 e 5.3 indicam a equação de Navier-Stokes para um volume de controle inclinado em regime permanente bidimensional (axial e radial).

$$u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial r} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} \right) + (\rho_{ref} - \rho) g \sin(\theta) \quad (5.2)$$

$$u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial r} = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} \right) + (\rho_{ref} - \rho) g \cos(\theta) \quad (5.3)$$

A força de empuxo é levada em consideração por meio da aproximação de Boussinesq. Supõe-se então que a densidade é apenas uma função da temperatura, desta forma o termo do empuxo é escrito de acordo com a equação abaixo:

$$\beta \cong \frac{\rho_{\infty} - \rho}{\rho(T - T_{\infty})} \quad (5.4)$$

#### • Conservação da energia:

A equação de energia é uma derivação da primeira lei da termodinâmica, que determina que a variação da quantidade de energia ou energia interna de um sistema durante um processo qualquer é igual à diferença entre a quantidade de energia que entra e a energia que sai.

Para um volume de controle, o balanço de energia em regime permanente é considerado um termo condutivo, um termo convectivo e um termo de energia gerada. O termo convectivo representa o transporte de energia devido o movimento de um fluido. A equação de conservação da energia nas direções axial e radial é dada por:

$$u \frac{\partial(\rho T)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho T)}{\partial r} = \frac{k}{cp} \left( \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right) + \frac{S}{cp} \quad (5.5)$$

O último termo da equação representa um termo fonte que pode uma fonte qualquer de energia no escoamento do fluido.

• **Equação geral:**

A transferência de calor e massa e a mecânica dos fluidos são fenômenos governados por leis físicas expressas em equações diferenciais matemáticas. Todas essas equações de conservação mencionadas, anteriormente, possuem um formato geral em comum:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \vec{\nabla}(\rho\vec{V}\phi) = \vec{\nabla}(\Gamma\vec{\nabla}\phi) + S \quad (5.6)$$

Nesta equação,  $\phi$  representa a propriedade extensiva genérica,  $\Gamma$  é o coeficiente difusivo e  $S$  é o termo fonte. Dependendo de qual das leis a Equação 5.6 está representado esses termos podem assumir valores diferentes. Para um regime permanente, como é o caso desse estudo, o primeiro termo é igual à zero. A Tabela 5.1 apresenta as variáveis da equação geral para cada uma das equações conservativas.

Tabela 5.1- Valores de  $\phi$ ,  $\Gamma$ ,  $\rho$  e  $S$  para equações da conservação.

Equação de conservação	$\phi$	$\Gamma$	$S$
Massa	1	0	0
Movimento – x	$u$	$\mu$	$-\frac{\partial P}{\partial x} + (\rho_{ref} - \rho)g \sin(\theta)$
Movimento – r	$v$	$\mu$	$-\frac{\partial P}{\partial r} + (\rho_{ref} - \rho)g \cos(\theta)$
Energia	$T$	$\frac{k}{cp}$	0

Um resumo das equações de conservação utilizadas neste trabalho é apresentada na tabela a seguir:

Tabela 5.2- Resumo das equações matemáticas utilizadas no modelo.

Equação de conservação	Representação matemática
Massa	$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial r} = 0$
Movimento – x	$u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial r} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} \right) + (\rho_{ref} - \rho) g \sin(\theta)$
Movimento – r	$u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial r} = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} \right) + (\rho_{ref} - \rho) g \cos(\theta)$
Energia	$u \frac{\partial(\rho T)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho T)}{\partial r} = \frac{k}{cp} \left( \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right) + \frac{S}{cp}$

## 5.2 Condições de contorno do modelo

As condições de contorno das equações diferenciais fornecem informações da variável dependente nas fronteiras do domínio do cálculo.

É considerado um perfil nas direções axial e radial (x,r) para representar o envelope. Este é modelado com dimensões  $1 \leq x \leq N$  e  $0,0484 \leq r \leq M$ , contudo para efeitos representativos, o ponto 0,0484 será considerado como ponto 1 na malha (ponto extremo sul do envelope considerando o sentido radial). Para o norte (M) do envelope, a condição de contorno é dada por:

$$-\left( k \frac{\partial T}{\partial r} \right)_M = \alpha_{vidro} I_{b,c} + \varepsilon \sigma (T_{céu}^4 - T_M^4) + h_{conv,e-céu} (T_{amb} - T_M) \quad (5.7)$$

Para o sul (1) do envelope, a condição de contorno é dada por:

$$-\left( k \frac{\partial T}{\partial r} \right)_1 = F_{2-1} \varepsilon \sigma (T_{absorvedor}^4 - T_1^4) \quad (5.8)$$

Para o leste (N) e o oeste (1), as condições de contorno do envelope são dadas pelas Equações 5.9 e 5.10 respectivamente:

$$T(N, r) = T(N - 1, r) \quad (5.9)$$

$$T(1, r) = T(2, r) \quad (5.10)$$

É considerado um perfil nas direções axial e radial (x,r) para representar o absorvedor. Este é modelado com as seguintes dimensões  $1 \leq x \leq N$  e  $1 \leq r \leq 0,024$ , contudo para efeitos representativos, o ponto 0,024 será considerado como ponto M na malha (ponto extremo norte do absorvedor considerando sentido radial). Para o norte, da parte superior (sem concentração de irradiação solar) do absorvedor, a condição de contorno é dada por:

$$-\left(k \frac{\partial T}{\partial r}\right)_M = \alpha_a \tau_e I_{b,c} + F_{2-1} \varepsilon \sigma (T_{envelope}^4 - T_M^4) \quad (5.11)$$

Já o norte do absorvedor, para a faixa do absorvedor que recebe irradiação do sol concentrada, a condição de contorno é dada por:

$$-\left(k \frac{\partial T}{\partial r}\right)_M = C \alpha_a \tau_e I_{b,c} + F_{2-1} \varepsilon \sigma (T_{envelope}^4 - T_M^4) \quad (5.12)$$

As condições de contorno para as faces sul, leste e oeste, para ambos os casos no absorvedor (com e sem concentração), são dadas respectivamente, pelas seguintes equações:

$$T(x,1) = T(x,2) \quad (5.13)$$

$$T(N, r) = T(N - 1, r) \quad (5.14)$$

$$T(1, r) = T(2, r) \quad (5.15)$$

A velocidade inicial de entrada do fluido no absorvedor é considerada igual à  $u_{inicial} = 0,005$  (m/s). Sendo assim, as condições de contorno para a velocidade são:

$$u(x,1) = u(x, M) = u(N, r) = 0 \quad (5.16)$$

$$u(1, r) = u_{inicial} \quad (5.17)$$

$$v(x, 1) = v(x, M) = v(1, r) = v(N, r) = 0 \quad (5.18)$$

### 5.3 Relações e propriedades consideradas

Nesta seção serão discutidas as correlações e valores de propriedades adotadas no modelo proposto. Os valores de irradiação solar (por hora), para a cidade de Campinas, assumidos por este trabalho foram obtidos através da média solar diária, fornecido pelo programa “SunData” do Cresesb/Cepel (2017). O programa “SunData” é baseado no banco de dados “Valores Medios de Irradiacion Solar Sobre Suelo Horizontal do Centro de Estudios de la Energia Solar”, contendo valores de irradiação solar diária média mensal no plano horizontal para cerca de 350 pontos no Brasil e em países limítrofes. A Figura 5.3 apresenta a irradiação solar média para cada mês do ano para as cidades de Campinas e São Luís.

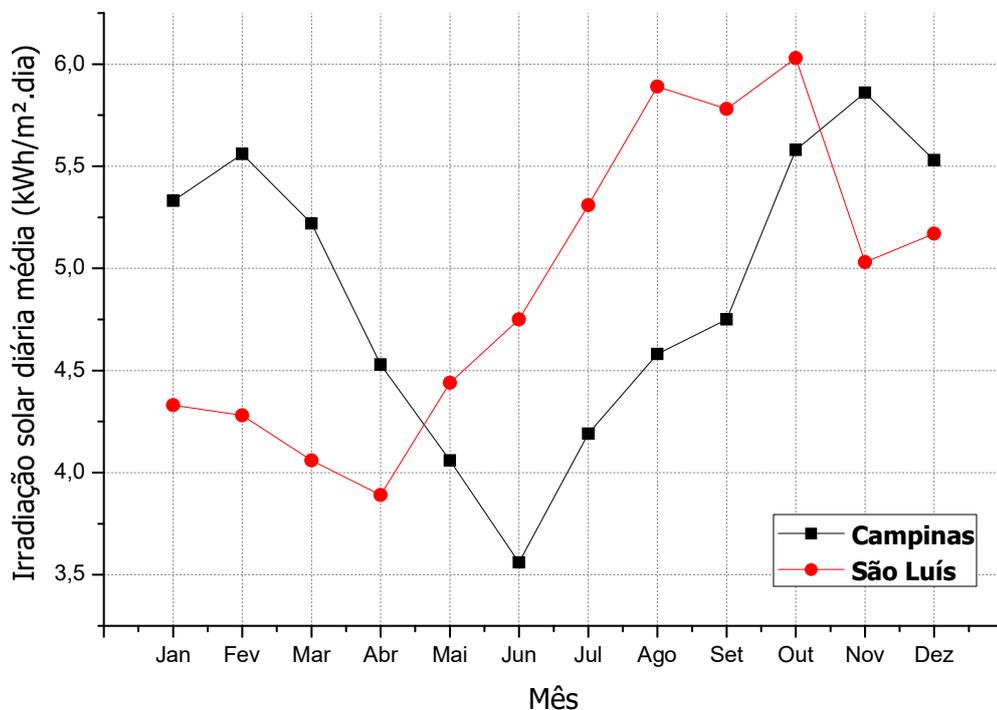


Figura 5.3- Irradiação solar diária média para as cidades de Campinas-SP e São Luís-MA.  
Fonte: Cresesb/Cepel (2017).

Os valores de velocidade do vento diária média e de temperatura média do ambiente por hora das datas representativas mencionadas na seção 4.4, foram obtidas no endereço eletrônico “*WeatherSpark*” (DIEBEL et al., 2017). Este site apresenta um relatório que mostra uma estatística das condições meteorológicas característica da região desejada no período desejado. Os dados metrológicos de Campinas têm como base uma análise estatística de relatórios horários históricos e reconstruções de modelo de 1ª de janeiro de 1980 a 31 de dezembro de 2016. Entre as estações que contribuíram com esses relatórios estão a do Aeroporto Internacional de Viracopos, Pirassununga e Análise Retrospectiva da Era Moderna (MERRA-2) da NASA.

Os dados estatísticos de velocidade do vento no endereço eletrônico “*WeatherSpark*” são para dez metros de altura do nível do local. Utilizar esses dados diretamente para cálculo do coeficiente de convecção externa entre o coletor e o ambiente seria incoerente com a realidade de operação de um coletor solar, uma vez que a altura na qual um coletor solar é instalado é em torno de aproximadamente dois metros. Foi utilizada então para conversão da velocidade do vento de acordo com a altura a Equação 5.19 proposta por Pasquill (1949) apud Munhoz e Garcia (2007):

$$\left(\frac{U_2}{U_1}\right) = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^{0,143} \quad (5.19)$$

Na qual  $U_2$  e  $U_1$  são as velocidades do vento e  $z_2$  e  $z_1$  são as alturas. Assim sendo, todos os valores obtidos são estimados para dois metros de altura.

De acordo com Karlekar e Desmond (1977), o cálculo do coeficiente de convecção entre o ambiente e o envelope pode ser estimado pelas seguintes correlações:

$$h_{conv,e-amb} = 0,683 Re^{0,486} Pr^{1/3} \frac{k_{ar}}{D_{e,ext}} \quad para \quad 40 < Re \leq 4.000 \quad (5.20)$$

$$h_{conv,e-amb} = 0,193 Re^{0,618} Pr^{1/3} \frac{k_{ar}}{D_{e,ext}} \quad para \quad 4.000 < Re \leq 40.000 \quad (5.21)$$

Para obtenção do fator de forma entre o envelope e o absorvedor foi necessária a utilização de um método para que este fosse determinado, dado que a geometria deste coletor

é diferente das geometrias gerais para os quais já existem equações predefinidas. O método utilizado por este trabalho foi o método das cordas cruzadas. Segundo Modest (2013), este método é utilizado para determinar o fator de forma de longas superfícies envoltórias com corte transversal constante. Tal procedimento é creditado a Hottel (1954) e os fatores de formas podem ser determinados traçando quatro pontos na seção transversal e cruzando linhas entre os pontos.

$$F_{1-2} = \frac{\textit{diagonais} - \textit{lad0s}}{2x(\textit{comprimento da origem})} \quad (5.22)$$

A temperatura do céu durante o período do dia foi estimada a partir da aproximação dada por García-Valladares e Velázquez (2009):

$$T_{\textit{céu}} = 0,0552 T_{\textit{amb}}^{1,5} \quad (5.23)$$

O fluido térmico considerado neste estudo foi o Therminol 66. Todas as propriedades do fluido em função da temperatura foram obtidas a partir de um catálogo da Solutia (2016). Os dados das propriedades do vidro, cobre e ar foram obtidos de Kreith e Bohn (2003).

A Tabela 5.3 apresenta as especificações e algumas propriedades do modelo adotado por este trabalho como: raio externo e interno do envelope, raio externo e interno do absorvedor, comprimento do coletor, emissividade do vidro e da película do absorvedor, absorvibilidade do vidro e da película do absorvedor, refletividade superfície refletora, transmitância do vidro e a concentração do coletor.

As dimensões apresentadas respeitam todas as restrições descritas no capítulo 4. As propriedades da película do absorvedor foram obtidas de um catálogo de um modelo comercial da SunFlower (2017).

Tabela 5.3- Especificações e propriedades do coletor solar.

Raio externo do envelope ( $R_{e,ext}$ )	0,05 (m)
Raio interno do envelope ( $R_{e,int}$ )	0,0484 (m)
Raio externo do absorvedor ( $r_{a,ext}$ )	0,024 (m)
Raio interno do absorvedor ( $r_{a,int}$ )	0,0224 (m)
Comprimento do coletor ( $L$ )	1,8 (m)
Emissividade do vidro ( $\varepsilon_e$ )	0,53
Emissividade da película do absorvedor ( $\varepsilon_a$ )	0,08
Absortividade do vidro ( $\alpha_e$ )	0,05
Absortividade da película do absorvedor ( $\alpha_a$ )	0,93
Refletividade superfície refletora ( $\rho_0$ )	1,0
Transmitância do vidro ( $\tau_e$ )	0,95
Concentração (C)	2,083

## 6 ANÁLISE NUMÉRICA

Este capítulo apresenta uma discussão sobre o método numérico para a solução das equações diferenciais descritas no capítulo anterior e a validação da modelo numérico proposto. A análise numérica é baseada no método de volume de controle, que tem como proposta básica a integração da equação diferencial para cada volume de controle. A característica mais atrativa da utilização deste método é que sua solução implica na conservação integral das quantidades nas equações de massa, quantidade de movimento e energia, mesmo em um número limitado de volumes de controle (PATANKAR, 1980).

O código computacional foi escrito em linguagem FORTRAN e utiliza o algoritmo SIMPLE para solução dos campos de velocidade e pressão, que se baseiam na correção dos campos de velocidade pelos campos de pressão, onde este realiza um balanço na equação de conservação da massa. O TDMA (*TriDiagonal Matrix Algorithm*) é utilizado para solução dos sistemas de equações.

### 6.1 Discretização das equações de conservação

O método de volume de controle integra as equações diferenciais de conservação para cada volume de controle, obtendo assim as equações discretizadas. A equação de discretização obtida é a maneira de expressar o princípio de conservação da propriedade extensiva ( $\phi$ ) em um volume de controle. Integrando a forma generalizada da equação da conservação geral no espaço para um regime permanente:

$$\int_{vc} \vec{\nabla}(\Gamma \vec{\nabla} \phi) dV + \int_{vc} \vec{S} dV = \int_{vc} \vec{\nabla}(\rho \vec{V} \phi) dV \quad (6.1)$$

O primeiro termo da equação indica as taxas de transferência por difusão de uma propriedade associada a  $\phi$  no interior do volume de controle. O segundo termo da equação representa a taxa de geração da propriedade associada a  $\phi$  no interior do volume de controle.

Considerando a equação geral em regime permanente, unidimensional, aplicada apenas em efeitos convecção e difusão, tem-se:

$$\int_{vc} \left( \frac{d(\rho u \phi)}{dx} \right) dV = \frac{d}{dx} \left( \Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) \quad (6.2)$$

Integrando a mesma em um volume de controle de malha unidimensional:

$$[(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w] = \left( \Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left( \Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_w \quad (6.3)$$

A Equação 6.3 é a equação discretizada que representa o balanço de energia unidimensional. Rearranjando para simplificar a equação têm-se dois novos símbolos, F e D:

$$F \equiv \rho u_i \quad (6.4)$$

$$D \equiv \frac{\Gamma_i}{\partial x} \quad (6.5)$$

sendo, F indica o termo de convecção e D indica o termo (condutância) da difusão.

Os termos de convecção na face do volume de controle, diferente dos termos de difusão, são mais complicados de se obter aproximações. O coeficiente difusivo D sempre será positivo, contudo o coeficiente F pode ser positivo ou negativo. Neste caso, utilizar o esquema de diferenças centrais, que é um esquema mais simples de interpolação, pode resultar em resultados não realísticos. Vários esquemas numéricos podem ser considerados para realizar a discretização dos termos convectivos. Os principais esquemas de interpolação estão dispostos na Tabela 6.1. E o número de Peclet é dado por:

$$Pe_e = \frac{F_e}{D_e}, Pe_w = \frac{F_w}{D_w}, Pe_n = \frac{F_n}{D_n}, Pe_s = \frac{F_s}{D_s}. \quad (6.6)$$

Tabela 6.1- Principais esquemas de interpolação.

Esquema de interpolação	Fórmula para $A( Pe )$
Diferenças centrais	$1 - 0,5 Pe $
Upwind	1
Híbrido	$[0, (1 - 0,5 Pe )]$
Power Law	$[0, (1 - 0,1 Pe )^5]$
Exponencial	$ Pe  / (e^{ Pe } - 1)$

Fonte: Patankar (1980).

A interpolação utilizada por este trabalho na face do volume de controle é o “Power Law”.

## 6.2 Equação geral discretizada

A equação geral completa discretizada para duas dimensões segue a seguinte formulação:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (6.7)$$

Os termos para a convecção e difusão para regime permanente e bidimensional são:

$$a_E = D_e A(|Pe_e|) + [-F_e, 0] \quad (6.8)$$

$$a_W = D_w A(|Pe_w|) + [F_w, 0] \quad (6.9)$$

$$a_N = D_n A(|Pe_n|) + [-F_n, 0] \quad (6.10)$$

$$a_S = D_s A(|Pe_s|) + [F_s, 0] \quad (6.11)$$

$$b = S_C \Delta x \Delta r \quad (6.12)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + S_p \Delta x \Delta r \quad (6.13)$$

$$D_e = \frac{\Gamma_e \Delta r}{(\partial x)_e}; \quad D_w = \frac{\Gamma_w \Delta r}{(\partial x)_w}; \quad D_n = \frac{\Gamma_n \Delta x}{(\partial r)_n}; \quad D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x}{(\partial r)_s}. \quad (6.14)$$

$$F_e = (\rho u)_e \Delta r; \quad F_w = (\rho u)_w \Delta r; \quad F_n = (\rho v)_n \Delta x; \quad F_s = (\rho v)_s \Delta x. \quad (6.15)$$

Os termos  $D_i$  e  $F_i$  indicam os fluxos difusivos e convectivos respectivamente. O termo  $A(|Pe|_i)$  segue o esquema de interpolação escolhido para faces do volume de controle.

### 6.3 Correção de velocidade e pressão

Os cálculos dos campos de velocidades são determinados pelas equações da quantidade de movimento e continuidade. O algoritmo SIMPLE é utilizado para aproximar os campos de velocidades. É indicado um campo de pressão para facilitar a obtenção dos campos de velocidades. As equações discretizadas da quantidade de movimento utilizando o campo de velocidade indicado:

$$a_e u_e^* = \sum_{vizinhos} a_{nb} u_{nb}^* + b + (p_P^* - p_E^*) A_e \quad (6.16)$$

$$a_n v_n^* = \sum_{vizinhos} a_{nb} v_{nb}^* + b + (p_P^* - p_N^*) A_n \quad (6.17)$$

onde,  $a_{nb}$  são os coeficientes dos pontos vizinhos e  $A_i$  é a área onde a diferença de pressão atua.

Quando o campo de velocidade aproximado  $u^*$  e  $v^*$  não satisfizer a equação da quantidade de movimento na precisão necessária, usa-se o procedimento de correção dos campos. A correção dos campos é dada por:

$$p = p^* + p' \quad (6.18)$$

$$u = u^* + u' \quad (6.19)$$

$$v = v^* + v' \quad (6.20)$$

onde,  $p'$  é calculado pela correção de pressão. Então é realizada a subtração da equação aproximada com a equação anterior, com a pressão corrigida:

$$a_e (u_e - u_e^*) = \sum_{\text{vizinhos}} a_{nb} (u_{nb} - u_{nb}^*) + b + [(p_P - p_P^*) + (p_E - p_E^*)] A_e \quad (6.21)$$

Logo, as correções das velocidades são dadas pelas relações:

$$u_e = u_e^* + d_e (p'_P - p'_E); \quad v_n = v_n^* + d_n (p'_P - p'_N). \quad (6.22)$$

sendo:

$$d_e = \frac{A_e}{a_e}; \quad d_n = \frac{A_n}{a_n}. \quad (6.23)$$

A equação de correção da pressão é obtida através da integração da equação da continuidade para um volume de controle:

$$(\rho u A)_e - (\rho u A)_w + (\rho v A)_n - (\rho v A)_s = 0 \quad (6.24)$$

Considerando então que a densidade não depende da pressão, são substituídas as expressões das correções de velocidade nesta equação discretizada, obtendo assim a equação de correção de pressão:

$$a_P p'_p = a_E p'_E + a_W p'_W + a_N p'_N + a_S p'_S + b \quad (6.25)$$

sendo:

$$a_E = (\rho Ad)_e; a_W = (\rho Ad)_w; a_N = (\rho Ad)_n; a_S = (\rho Ad)_s. \quad (6.26)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S \quad (6.27)$$

$$b = (\rho u * A)_w - (\rho u * A)_e + (\rho v * A)_s - (\rho v * A)_s \quad (6.28)$$

#### 6.4 Não linearidades e Termo fonte

Para casos onde existem não linearidades com o termo difusivo e com o termo fonte, recorre-se a um processo iterativo que preserva a linearidade do sistema, para facilitar a resolução dos sistemas de equações.

Quando o termo difusivo é não linear, foi adotado o seguinte procedimento sugerido por Patankar (1980):

1. Os valores de  $\phi^*$  são estimados para todos os pontos da malha;
2. Os coeficientes da equação discretizada são calculados;
3. O sistema linearizado de equações algébricas é resolvido:  $\phi^*$ ;
4. Os passos 2 e 3 são repetidos até à convergência.

A solução do sistema converge quando, de uma iteração para a próxima, os valores de  $\phi$  não variam mais do que um pequeno valor em todos os pontos da grade computacional. Os termos com asteriscos representam o valor da propriedade na interação anterior.

Quando o termo fonte não é linear em função da propriedade associada, é realizada então sua linearização. Este trabalho utiliza o método sugerido por Patankar (1980), onde o termo fonte é linearizado pela seguinte equação:

$$S = S^* + \left( \frac{dS}{dT} \right)^* (T_P - T_P^*) \quad (6.29)$$

Para os demais casos o termo fonte é integrado no espaço para encontrar sua forma discretizada, obtêm-se então:

$$\int_{vc} S dV = 0 \quad \therefore \quad S \Delta x \Delta r = 0 \quad (6.30)$$

### 6.5 Tratamento das condições de contorno

As condições de contorno podem ser consideradas de duas maneiras alternativas. Na primeira, as condições de contorno são calculadas no primeiro ponto nodal, e para o cálculo do segundo ponto, o vizinho é levado em consideração normalmente.

Na segunda, para o cálculo do segundo ponto nodal, o primeiro ponto é ignorado, e a condição de contorno entra como termo fonte adicional, que são somados aos termos fontes existentes. Para este trabalho será considerada a segunda alternativa de cálculo. Levando em conta a representação da malha na Figura 6.1, esta alternativa se desenvolve da seguinte maneira para um exemplo unidimensional:

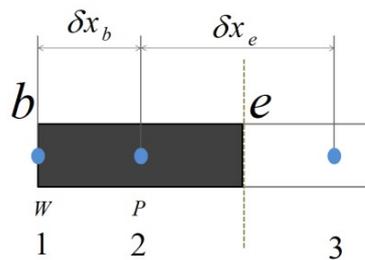


Figura 6.1- Exemplo de uma malha unidimensional.

$$a_E = \frac{\Gamma_e A_e}{\delta x_e} \quad (6.31)$$

$$a_W = 0 \quad (6.32)$$

$$a_p = a_E - \left( -\frac{\Gamma_b A_b}{\delta x_b} \phi_1 - S_p \Delta V \right) \quad (6.33)$$

$$b = \frac{\Gamma_b A_b}{\delta x_b} \phi_1 + S_c \Delta V \quad (6.34)$$

Assim sendo, os termos fontes adicionais são descritos de forma genérica como:

$$S_{cA} = \frac{\Gamma_b A_b}{\delta x_b} \frac{\phi}{\Delta V} \quad (6.35)$$

$$S_{pA} = -\frac{\Gamma_b A_b}{\delta x_b} \frac{1}{\Delta V} \quad (6.36)$$

## 6.6 Método de cálculo

O método utilizado para solução dos campos de velocidades (nas duas componentes) foi de acordo com o algoritmo SIMPLE.

O procedimento de cálculo adotado por este trabalho, em conjunto com o algoritmo SIMPLE (PATANKAR, 1980), obedecem à seguinte ordem:

1. As condições iniciais são estabelecidas;
2. É assumido um campo de pressão  $p^*$ , um campo  $u^*$ ,  $v^*$  de velocidades e um campo de temperatura  $T^*$ ;
3. São calculados os coeficientes da equação discretizada para  $u^*$ ,  $v^*$ ;
4. São resolvidas as matrizes de  $u^*$ ,  $v^*$ ;
5. É calculado o termo fonte da equação de correção da pressão  $p'$ ;
6. É resolvida a equação de correção da pressão, adicionando  $p'$  a  $p^*$ ;
7. É corrigida a pressão;
8. São corrigidas as velocidades;
9. São calculados os coeficientes da equação discretizada para  $T^*$ ;
10. É resolvida a matriz de  $T$ ;

11. O procedimento é repetido até obter a solução convergida.

O critério de parada do programa é estabelecido para quando a somatória dos erros das propriedades extensivas genéricas ( $\phi$ ), entre a interação atual e a interação anterior, é menor ou igual a  $10^{-6}$ .

Foram utilizadas duas malhas computacionais diferentes para a solução numérica do modelo. Uma para o envelope e outra para o absorvedor, onde ambas são malhas uniformes. Dois testes de malha foram realizados para escolha da malha computacional. O primeiro foi realizado a partir da somatória dos erros dos balanços de conservação de massa nos volumes de controles. Os erros encontrados foram de aproximadamente:  $44 \times 24 = 10^{-11}$ ,  $22 \times 13 = 10^{-11}$ ,  $10 \times 7 = 10^{-10}$  e  $5 \times 7 = 10^{-5}$ . O segundo teste foi realizado levando em conta o resultado numérico obtido para quantidade de energia absorvida pelo fluido térmico. Os resultados são apresentados na Figura 6.2, onde para as malhas de com  $N=13$  e  $N=24$  os erros relativos foram extremamente baixos.

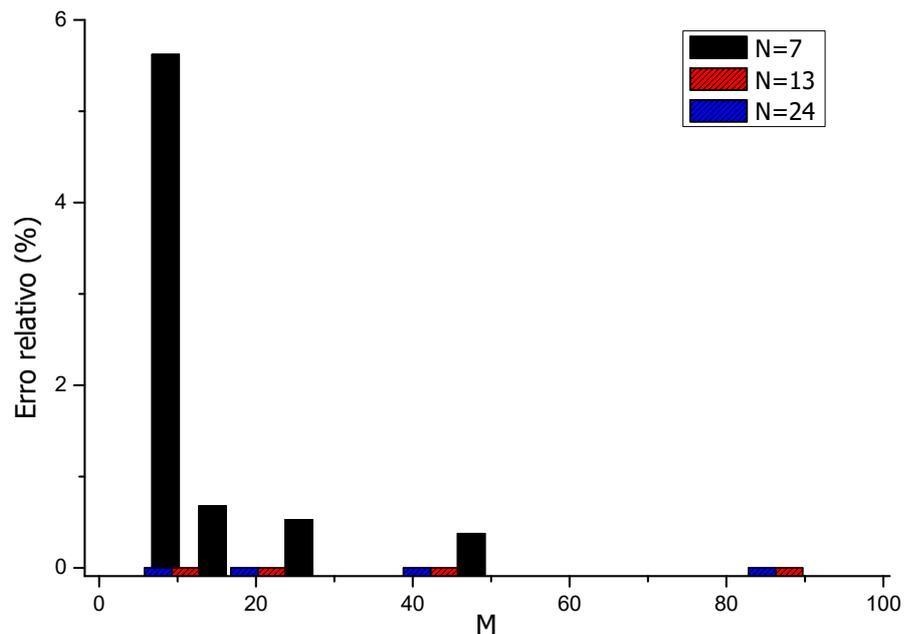


Figura 6.2- Erro relativo na malha para o parâmetro de quantidade de energia absorvida pelo fluido.

Desta forma, foi escolhida a malha  $22 \times 13$ , já que esta resulta em baixas diferenças de erro relacionado ao parâmetro de quantidade de energia e de balanço de conservação da massa que a malha  $44 \times 24$ .

## 6.7 Validação do modelo numérico

O modelo numérico desenvolvido foi validado com um coletor de tubo com concentração do tipo PTC, que possui uma geometria similar à do modelo proposto por este trabalho. Dudley et al. (1994) realizaram uma série de experimentos na Sandia National Laboratórios com este coletor para dois casos: um com vácuo entre o envelope e absorvedor e outro com ar entre os mesmos. Posteriormente, García-Valladares e Velázquez (2009) desenvolveram um modelo para este mesmo coletor, e simularam este utilizando o método de volume de controle. O modelo numérico desenvolvido por este trabalho utiliza estes dois trabalhos para validação.

### 6.7.1 Análise térmica

O coletor solar em questão é composto por tubos concêntricos e um concentrador parabólico externo. O tubo externo tem como material o vidro (envelope) e o tubo interno é de metal (absorvedor). A Figura 6.2 apresenta a seção transversal do coletor tipo PTC com os fenômenos de transferência de calor que o envolve; sendo:

- $\dot{q}_{conve-amb}$  - convecção entre o envelope e o ambiente;
- $\dot{q}_{rad,e-céu}$  - radiação entre o envelope e o céu;
- $\dot{q}_{rad,e-a}$  - radiação entre o envelope e o absorvedor;
- $\dot{q}_{conve-a}$  - convecção entre o envelope e o absorvedor;
- $CS_r$  - irradiação solar concentrada que chega ao absorvedor.

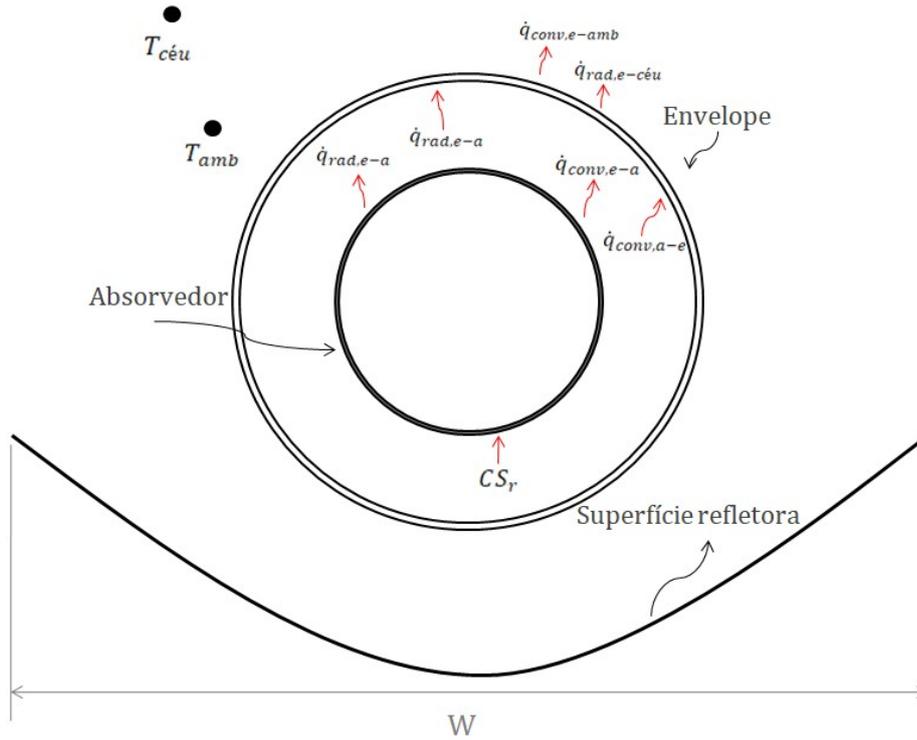


Figura 6.3- Fenômenos de transferência de calor no modelo da validação.

Levando em conta que os fluxos já definidos anteriormente são os mesmos, serão discorridos os demais ainda não apresentados. Para um coletor solar tipo PTC a radiação solar absorvida por unidade de área para o absorvedor é dada pela Equação 6.37, e a concentração solar é definida pela Equação 6.38 (DUFFIE e BECKMAN, 2013):

$$S_r = I_b \rho_0 \tau \alpha \gamma F_a \quad (6.37)$$

$$C = \frac{W - D_{\text{envelope,ext}}}{\pi D_{\text{envelope,ext}}} \quad (6.38)$$

Definindo então o ganho de energia útil por unidade de área ( $\dot{q}_u$ ), expresso em termos da temperatura local do absorvedor ( $T_a$ ), temperatura local do envelope ( $T_e$ ) e irradiação solar incidente absorvida por unidade de área pelo absorvedor ( $S_r$ ), é dada por (DUFFIE e BECKMAN, 2013):

$$\dot{q}_u = CS_r - (h_{\text{conv,a-e}} + h_{\text{rad,a-e}})(T_a - T_e) \quad (6.39)$$

O coeficiente de transferência de calor radiativo entre o envelope e o absorvedor é definido como (DUFFIE e BECKMAN, 2013):

$$h_{rad,a-e} = \frac{\sigma(T_a^2 + T_e^2)(T_a + T_e)}{\frac{1 - \varepsilon_a}{\varepsilon_a} + \frac{1}{F_{ae}} + \frac{(1 - \varepsilon_e)D_{envelope,ext}}{\varepsilon_e D_{envelope,ext}}} \quad (6.40)$$

O fator de forma entre o envelope e o absorvedor ( $F_{ae}$ ) é considerado igual a 1.

O coeficiente de transferência de calor por convecção natural entre cilindros concêntricos, para o caso não evacuado, pode ser estimado pelas correlações (KREITH e BOHN, 2003):

$$\frac{k_{ef}}{k_{ar}} = 0,317(Ra^*)^{1/4} \quad (6.41)$$

sendo,

$$(Ra^*)^{1/4} = \left[ \frac{\ln(D_{e,int}/D_{a,ext})}{b^{3/4} \left( 1/D_{a,ext}^{3/5} + 1/D_{e,int}^{3/5} \right)^{5/4}} \right] \quad (6.42)$$

Na qual,  $b = (D_{e,int} - D_{a,ext}) / 2$  e o número de Rayleigh,  $Ra$ , é baseado na diferença de temperaturas entre os cilindros. A relação entre o coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h_{conv,e-a}$ ) e a condutividade efetiva  $k_{ef}$  é dada por:

$$h_{conv,e-a} = \frac{2k_{ef}}{D_{a,ext} \ln(D_{e,int}/D_{a,ext})} \quad (6.43)$$

### 6.7.2 Condições de contorno

As condições de contorno das equações diferenciais irão se diferenciar do modelo deste trabalho para o da validação em termos de concentração de irradiação solar e convecção natural entre os cilindros. Desta forma, é necessário realizar uma nova análise. A convecção natural entre os cilindros só é levada em consideração para o caso com ar entre o absorvedor e o envelope.

Quando as condições não forem mencionadas, será utilizada a mesma condição de contorno já apresentada para o modelo deste trabalho.

É considerado um perfil nas direções axial e radial (x,r) para representar o envelope, da mesma forma que para o modelo proposto por este trabalho. O perfil é modelado com as seguintes dimensões  $1 \leq x \leq N$  e  $0,0545 \leq r \leq M$ , contudo para efeitos representativos, o 0,0545 será considerado como ponto 1 na malha. Para o sul (1) do envelope, a condições de contorno é dada por:

$$-\left(k \frac{\partial T}{\partial r}\right)_1 = \dot{q}_{rad,a-e} + \dot{q}_{conv,a-e} \quad (6.44)$$

Para o absorvedor, também foi considerado um perfil em (x,r), onde x representa o direção axial e r representa direção radial. Este é modelado com dimensões  $1 \leq x \leq N$  e  $1 \leq r \leq 0,035$ , contudo para efeitos representativos, o 0,035 será considerado como ponto M na malha. Para o norte do absorvedor, a condição de contorno é dada por:

$$-\left(k \frac{\partial T}{\partial r}\right)_M = CS_r - \dot{q}_{rad,a-e} - \dot{q}_{conv,a-e} \quad (6.45)$$

### 6.7.3 Malha computacional

Para a malha computacional do modelo da validação, também foram realizados dois testes de malha. O primeiro foi realizado a partir da somatória dos erros dos balanços de

conservação de massa nos volumes de controles. Os erros encontrados foram de aproximadamente:  $52 \times 14 = 10^{-9}$ ,  $42 \times 14 = 10^{-4}$ ,  $32 \times 8 = 10^{-3}$  e  $22 \times 8 = 10^{-3}$ . O segundo teste foi realizado levando em conta o resultado numérico obtido para quantidade de energia absorvida pelo fluido térmico. Os resultados são apresentados na Figura 6.4, onde os erros relativos encontrados foram baixos para todos os casos. Desta forma, a escolha da malha a ser utilizada se deu, basicamente, por conta do erro relacionado ao balanço de conservação da massa. Portanto, a malha escolhida foi a de  $52 \times 14$ , por ser a com menor erro.

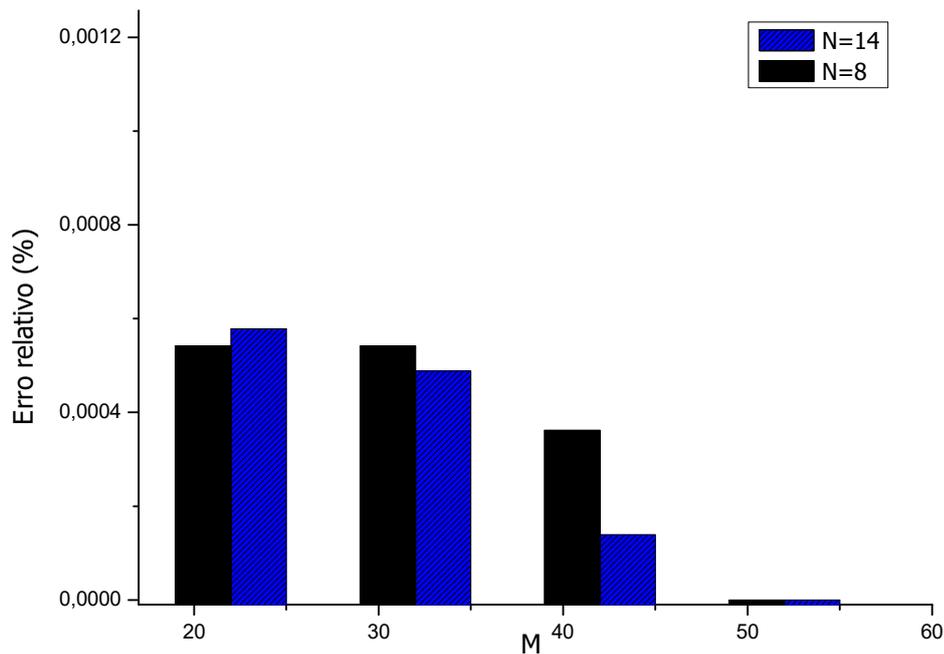


Figura 6.4- Erro relativo na malha da validação para o parâmetro de quantidade de energia absorvida pelo fluido.

O modelo do coletor da Sandia possui comprimento muito maior que o modelo proposto por este trabalho, e o fato de este trabalhar em altas temperaturas, gera uma variação maior na densidade, gerando assim, maior variação do erro no balanço da conservação da massa.

#### 6.7.4 Especificações do modelo do coletor PTC

Os fluidos utilizados pelo experimento da Sandia National Laboratórios foram: água e o óleo Syltherm 800 (fluido a base de silicone). Estes foram aplicados a diferentes condições de operação do coletor. Os dados das propriedades térmicas da água foram obtidos nas tabelas

fornecidas por Kreith e Bohn (2003), e as do Syltherm 800 pela Dowtherm (2017). O material de revestimento do absorvedor de aço é o Cermet, um composto de cerâmica e metal incorporado por meio do processo de pulverização a vácuo. Todos estes testes foram efetuados com ângulo de incidência igual a zero. A Tabela 6.2 detalha as demais especificações do coletor.

Tabela 6.2- Especificações do coletor solar PTC

Comprimento do coletor ( $L$ )	7,8 (m)
Abertura do concentrador ( $W$ )	5 (m)
Diâmetro externo do absorvedor ( $D_{a,ext}$ )	0,070 (m)
Diâmetro interno do absorvedor ( $D_{a,int}$ )	0,066 (m)
Condutividade térmica do absorvedor ( $k_e$ )	54,0 (W/mK)
Diâmetro externo do envelope ( $D_{e,ext}$ )	0,115 (m)
Diâmetro interno do envelope ( $D_{e,int}$ )	0,109 (m)
Concentração ( $C$ )	22,42
Absortividade do absorvedor ( $\alpha_a$ )	0,96
Emissividade do absorvedor ( $\varepsilon_a$ )	0,14
Transmitância do envelope ( $\tau_a$ )	0,95
Refletância da superfície refletora ( $\rho_0$ )	0,93
Fator de interceptação ( $\gamma$ )	0,92
Ângulo de incidência ( $\theta$ )	0°
Modificador de ângulo incidente ( $F_a$ )	1,0

### 6.7.5 Vácuo entre o absorvedor e o envelope

Nesses casos, o modelo numérico considera que a convecção natural anular entre o envelope e o absorvedor não existe ( $h_{conv-e-a} = 0$ ). Foi realizada então, a validação para cinco casos, operando em condições diferentes. A Figura 6.5 apresenta a comparação das temperaturas de saída do fluido em função da temperatura de entrada, entre o experimento da Sandia, o modelo de Garcia-Valladares e Velázquez e o modelo numérico desenvolvido por este trabalho.

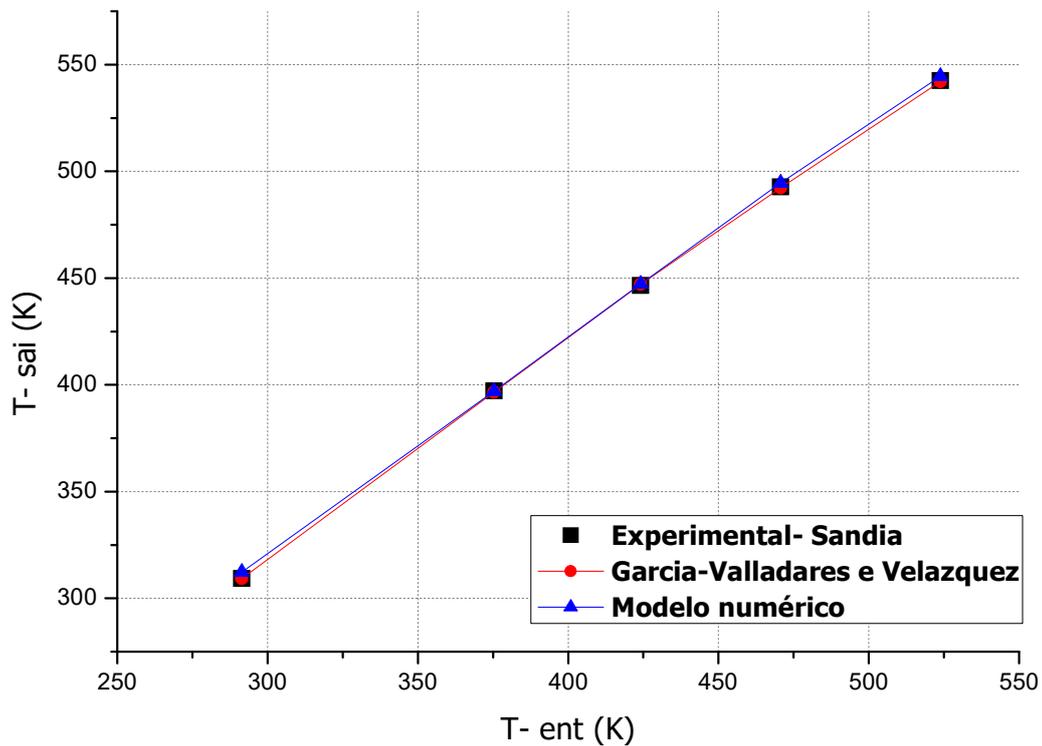


Figura 6.5-Comparação das temperaturas de saída do fluido entre o experimental Sandia, modelo de Garcia-Valladares e Velázquez e modelo numérico desenvolvido; com vácuo entre os cilindros.

A comparação entre o experimental e os modelos numéricos resultou em um valor de correlação satisfatória, uma vez que o erro máximo obtido dentre os casos simulados foi menor que 1%, e a média de erro foi de 0,3867%. A Tabela 6.3 detalha as condições de operação do experimental da Sandia Laboratórios e expõe a comparação entre os resultados.

Tabela 6.3-Comparação entre experimental da Sandia, modelo de Garcia-Valladares e Velázquez e modelo numérico desenvolvido para PTC com vácuo entre os cilindros.

Fluido	$\dot{m}$	$I_b$	$U_{vento}$	$T_{ent}$	$T_{amb}$	$T_{saidaE}$ xp	$T_{saida}$ G. e V.	$T_{saida}$ Mod.	Erro %	
Caso	L/min	W/m <sup>2</sup>	m/s	K	K	K	K	K	mod- exp	
1	Água	18,4	807,9	1,0	291,4	288,9	309,2	309,2	312,2	0,95
2	Óleo	47,7	933,7	2,6	375,3	294,3	397,1	396,6	397,0	0,016
3	Óleo	47,8	968,2	3,7	424,1	295,5	446,4	447,0	447,2	0,19
4	Óleo	49,1	982,3	2,5	470,6	297,4	492,6	492,3	494,6	0,39
5	Óleo	54,7	909,5	3,3	523,8	299,3	542,5	542,0	544,5	0,37
									Média	0,38
									Max	0,95

### 6.7.6 Ar entre o absorvedor e o envelope

A segunda validação realizada foi para casos, na qual, existia ar entre o envelope e o absorvedor. Para esse arranjo, também foram realizados cinco casos em condições de operações diferentes. A Figura 6.6 apresenta a comparação das temperaturas de saída do fluido em função da temperatura de entrada, entre o experimento da Sandia, o modelo de Garcia-Valladares e Velázquez e o modelo numérico desenvolvido.

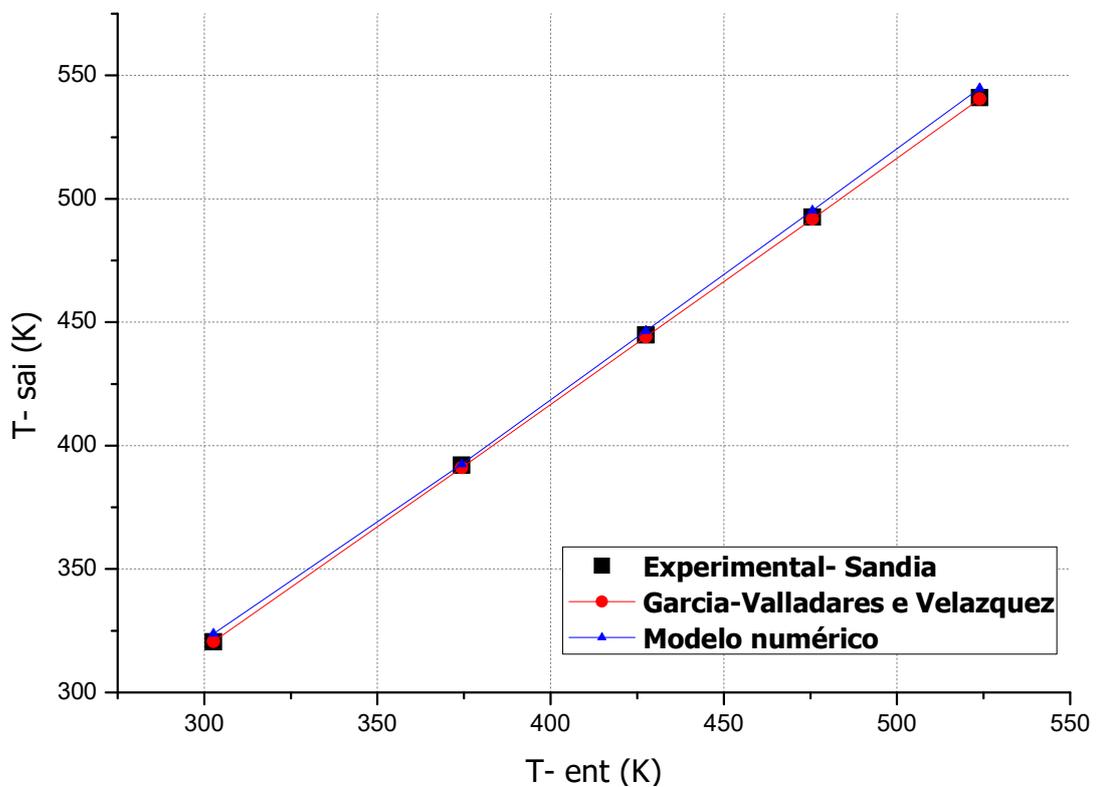


Figura 6.6-Comparação das temperaturas de saída do fluido entre o experimental da Sandia, modelo de Garcia-Valladares e Velázquez e modelo desenvolvido; com ar entre os cilindros.

A comparação entre o experimental e os modelos resultou em um valor de correlação satisfatória, uma vez que o erro máximo obtido dentre os casos simulados foi de 1,0547%, e a média de erro foi de 0,5534%. A Tabela 6.4 detalha as condições de operação do experimental da Sandia Laboratórios e expõe a comparação entre os resultados.

Tabela 6.4- Comparação entre experimental da Sandia, modelo de Garcia-Valladares e Velázquez e modelo numérico desenvolvido para PTC com ar entre os cilindros.

Fluido	$\dot{m}$	$I_b$	$U_{vento}$	$T_{ent}$	$T_{amb}$	$T_{saida}$ Exp	$T_{saida}$ G. e V.	$T_{saida}$ M od.	Erro (%)	
Caso	L/min	W/m <sup>2</sup>	m/s	K	K	K	K	K	mod- exp	
1	Água	20,7	925,1	3,4	302,6	311,5	320,4	320,6	323,8	1,05
2	Óleo	50,3	813,1	3,6	374,3	298,9	392,1	391,0	392,4	0,08
3	Óleo	52,9	858,4	3,1	427,4	300,7	444,8	444,0	446,4	0,35
4	Óleo	54,6	878,7	3,1	475,5	301,7	492,5	491,8	495,2	0,55
5	Óleo	55,2	896,4	0,9	523,8	303,1	540,9	540,4	544,8	0,71
								Média	0,55	
								Max	1,05	

## 7 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados numéricos para as simulações de transferência de calor e massa no modelo serão apresentados para os dias representativos de cada mês. Estas foram realizadas para um intervalo dentre às nove horas da manhã a quatro horas da tarde. Os dias utilizados como representativos para cada mês e o ângulo de inclinação do coletor utilizado para cada simulação estão dispostos na Tabela 4.2. O sistema de rastreamento adotado para os cálculos dos resultados que serão apresentados, foi o de um eixo (entre  $\pm 23,5^\circ$  - ciclo anual do sol) com ajuste mensal ao longo do ano.

Como abordado na seção 5.3, os dados de irradiação solar, velocidade do vento e temperatura ambiente foram obtidos do Cresesb/Cepel (2017) e do site “*WeatherSpark*” (DIEBEL et al., 2017). A fim de obter uma aproximação coerente a realidade, a temperatura ambiente e irradiação solar foram obtidas para cada intervalo de hora do dia. A velocidade do vento foi considerada constante ao longo do dia. As temperaturas de entrada do fluido foram consideradas iguais à temperatura ambiente. Os dados obtidos para cálculos foram das cidades de Campinas-SP e São Luís-MA. Nos casos simulados, os resultados obtidos são para a hora solar, ou seja, não levando em consideração os desvios do meio dia solar ocasionados pela declinação solar.

### 7.1 Rendimento térmico horário

O primeiro teste realizado avaliou o rendimento para cada hora do dia no intervalo considerado. As eficiências por hora do dia para cada mês são representadas pelas Figuras 7.1 e 7.2, para as cidades de Campinas-SP e São Luís-MA respectivamente. O horário com maior eficiência foi o meio dia, e para os demais horários o rendimento decai conforme a hora se afasta do meio dia solar. O fator de maior influência para este tipo de comportamento do rendimento é o ângulo de incidência do coletor. Este é influenciado, diretamente, pelo ângulo de inclinação do coletor. Dado que a inclinação do coletor solar foi calculada para ângulo de hora solar igual ao meio dia, este como consequência é o período com maior eficiência. Este

mesmo comportamento, também pode ser observado nas porcentagens de intercepções de irradiação solar do coletor para este tipo de rastreamento na seção 4.

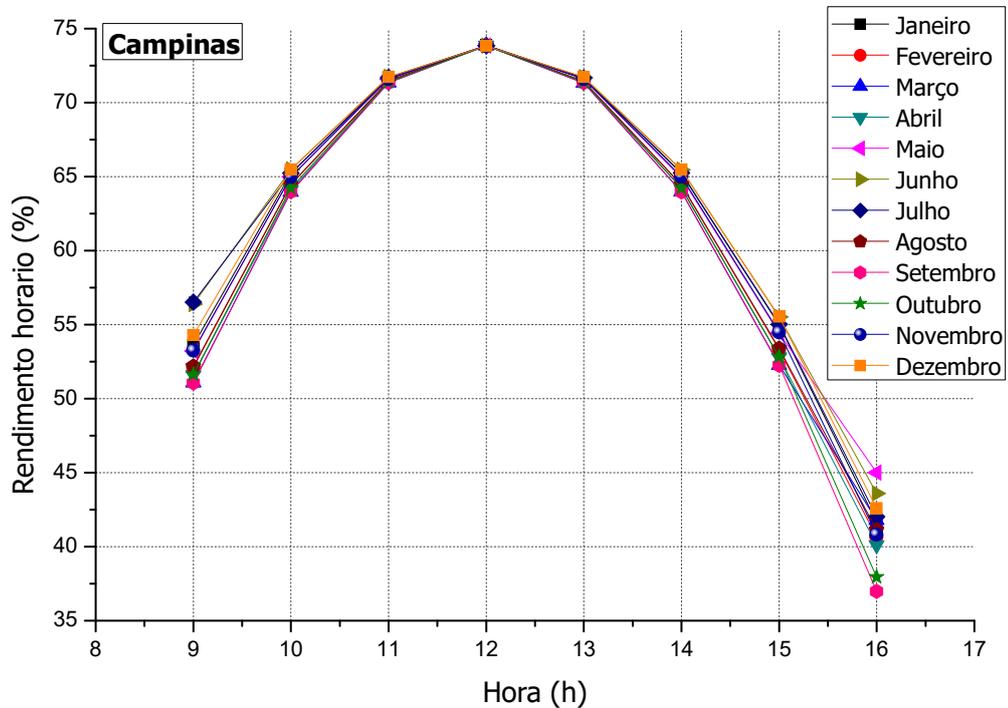


Figura 7.1- Rendimento horário para cada mês do ano em seu dia representativo do coletor para a cidade de Campinas- SP.

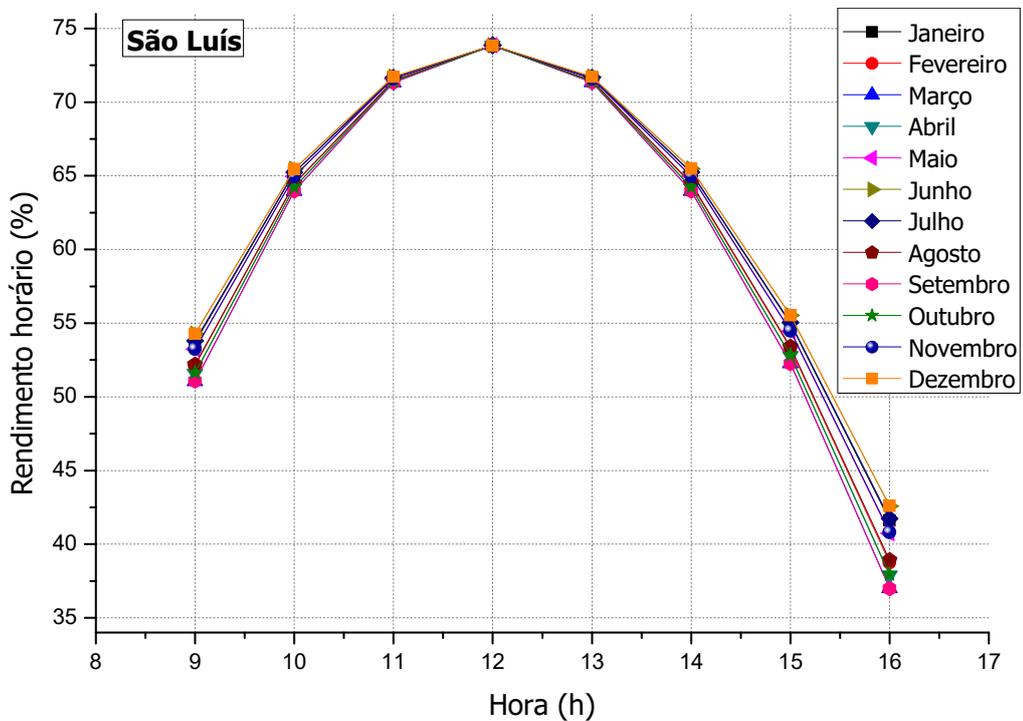


Figura 7.2- Rendimento horário para cada mês do ano em seu dia representativo do coletor para a cidade de São Luís- MA.

As Tabelas 7.1 e 7.2 apresentam os resultados dos rendimentos horários do coletor no dia representativo para as cidades de Campinas e São Luís respectivamente.

Tabela 7.1- Rendimento horário do coletor no dia representativo para a cidade de Campinas.

Hora (h)	Rendimento horário do coletor (%)- Campinas											
	Mês											
	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
9	53,6	52,1	51,1	51,6	53,2	54,0	53,5	52,2	51,1	51,6	53,3	54,3
10	65,2	64,5	64,0	64,1	65,0	65,5	65,2	64,5	64,0	64,2	65,0	65,5
11	71,6	71,5	71,3	71,4	71,6	71,7	71,7	71,5	71,3	71,4	71,6	71,7
12	73,9	73,9	73,9	73,9	73,8	73,9	73,8	73,8	73,9	73,8	73,8	73,8
13	71,7	71,5	71,3	71,4	71,6	71,7	71,7	71,5	71,3	71,4	71,6	71,7
14	65,2	64,4	64,0	64,2	64,9	65,5	65,2	64,5	64,0	64,2	65,0	65,5
15	55,0	53,3	52,3	52,8	54,4	55,5	55,0	53,4	52,2	52,8	54,5	55,5
16	41,6	40,7	41,8	40,1	39,8	41,4	40,6	37,8	36,0	37,9	40,8	42,6
Média	62,2	61,5	61,2	61,2	61,8	62,4	62,1	61,1	60,5	60,9	61,9	62,6

Tabela 7.2- Rendimento horário do coletor no dia representativo para a cidade de São Luís.

Hora (h)	Rendimento horário do coletor (%)- São Luís											
	Mês											
	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
9	53,7	52,1	51,1	51,6	53,2	54,3	53,8	52,2	51,1	51,6	53,2	54,3
10	65,2	64,5	64,0	64,2	65,0	65,5	65,2	64,5	64,0	64,2	65,0	65,5
11	71,7	71,5	71,3	71,4	71,6	71,7	71,7	71,5	71,3	71,4	71,6	71,7
12	73,8	73,8	73,9	73,9	73,9	73,9	73,9	73,8	73,9	73,9	73,9	73,9
13	71,6	71,5	71,3	71,4	71,6	71,7	71,7	71,5	71,3	71,4	71,6	71,7
14	65,2	64,4	64,0	64,2	65,0	65,5	65,2	64,5	64,0	64,2	65,0	65,5
15	55,0	53,3	52,3	52,8	54,5	55,5	55,0	53,4	52,2	52,8	54,5	55,5
16	41,6	38,7	37,0	37,9	40,7	42,6	41,7	38,9	37,0	38,0	40,8	42,6
Média	62,2	61,2	60,6	60,9	61,9	62,6	62,3	61,3	60,6	60,9	61,9	62,6

Para analisar o comportamento do rendimento ao longo do ano, foi realizada uma média diária para cada mês na Figura 7.3. Os rendimentos possuíram baixa variação entre os meses para a mesma hora solar. O mês com máximo rendimento foi junho, e o mês com menor rendimento foi setembro. Estes resultados estão, principalmente, relacionados com a declinação solar. Para as datas do ano onde a declinação solar é máxima (janeiro, junho e dezembro), o ângulo de incidência do coletor sofre uma redução nos horários distantes do meio dia solar, gerando assim um aumento nas eficiências para esses horários. Os períodos do ano com declinação solar igual a zero (março e setembro), apresentaram também menor eficiência nos horários mais distantes do meio dia solar, o que acaba acarretando em uma redução da eficiência média.

As demais variações, tanto entre os meses de máxima e mínima declinação solar, quanto entre as cidades de São Luís e Campinas, são atribuídas às condições de operação do coletor (temperatura de trabalho do fluido, velocidade do vento e temperatura ambiente).

Assim sendo, o rendimento médio anual do coletor é avaliado em 61,6% para a cidade de Campinas e 61,5% para a cidade de São Luís.

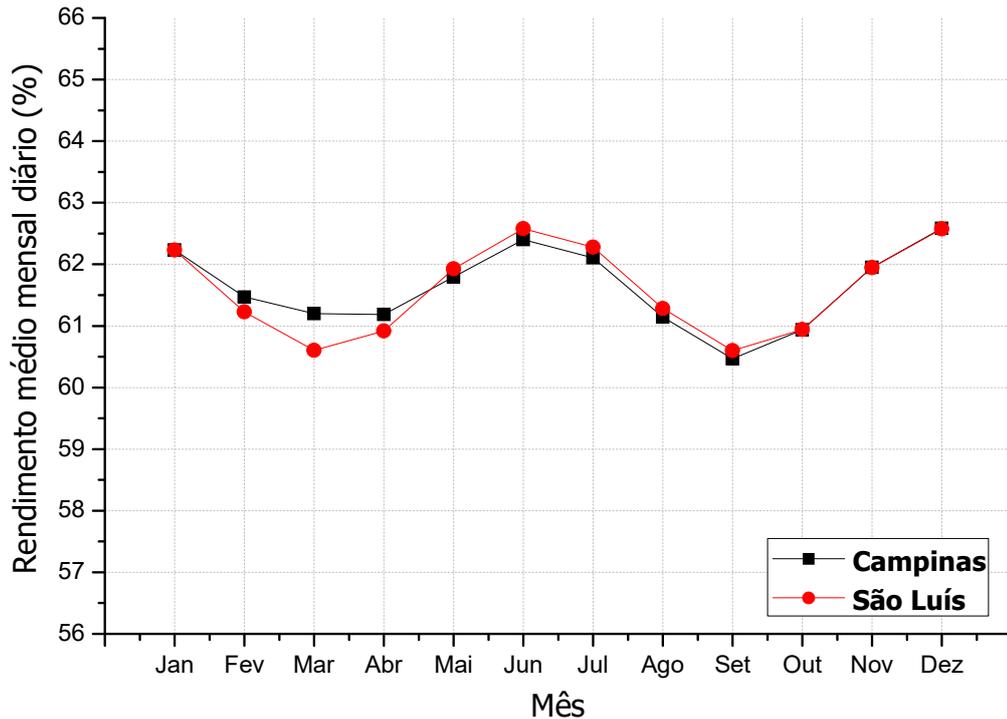


Figura 7.3- Rendimento médio mensal no dia representativo para as cidades de Campinas- SP e São Luís- MA.

Como dito anteriormente, um dos fatores que podem influenciar essas diferenças são as condições de operação do coletor. Em vista disso, as Tabelas 7.3 e 7.4 expõem a velocidade média do vento ( $U_{vento}$ ), adotada pelo trabalho para cálculo do coeficiente de convecção externa, e a média da temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ), para as cidades de Campinas e São Luís. É importante ressaltar que, apesar de nas Tabelas 7.3 e 7.4 estarem expostas as médias de temperatura por dia, a temperatura considerada por este trabalho é a estatística para cada hora do dia. Esta foi colocada como média para terem-se parâmetros de comparação. Para o mês de setembro, que obteve a menor média de rendimento mensal é possível perceber que este mês possui a maior velocidade do vento, aumentando assim as perdas por convecção externa do coletor.

Tabela 7.3- Velocidade média de vento e temperatura média do ambiente no dia representativo por mês para a cidade de Campinas-SP.

	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
$U_{vento}$ à 2m [m/s]	2,47	2,22	2,31	2,38	2,36	2,38	2,62	2,75	3,17	3,08	2,95	2,75
$T_{amb}$ [°C]	26,3	26,8	26,0	25,5	22,3	21,0	21,3	23,2	24,2	25,3	26,0	26,0
$\eta_{médio}$ (%)	62,2	61,4	61,2	61,1	61,7	62,4	62,1	61,1	60,4	60,9	61,9	62,5

Tabela 7.4- Velocidade média de vento e temperatura média do ambiente no dia representativo por mês para a cidade de São Luís-MA.

	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
$U_{vento}$ à 2m [m/s]	2,07	2,53	2,34	2,53	2,46	1,58	1,74	2,0	2,38	1,91	2,49	2,42
$T_{amb}$ [°C]	29,2	29,1	29,2	29,0	29,6	30,0	30,0	30,0	30,8	30,8	30,8	30,8
$\eta_{médio}$ (%)	62,2	61,2	60,6	60,9	61,9	62,5	62,2	61,2	60,5	60,9	61,9	62,5

## 7.2 Energia absorvida pelo coletor

Para avaliar a energia absorvida pelo coletor, a Figura 7.4 apresenta a energia horária absorvida pelo mesmo durante o dia representativo por metro quadrado, em cada mês do ano para as cidades de Campinas e São Luís. O mês de junho é o mês de menor absorção de energia e o de dezembro de maior absorção para a cidade de Campinas. Já para a cidade de São Luís o mês de maior absorção é outubro e de menor absorção é abril. Estes resultados estão de acordo com irradiação solar, a qual, o coletor é exposto em cada cidade durante esses meses, o que pode ser observado comparando os resultados da Figura 7.4 com a irradiação solar diária média exposta na Figura 5.3. A Tabela 7.5 apresenta os resultados energia horária absorvida pelo coletor solar nas cidades de Campinas e São Luís.

Tabela 7.5- Energia horária absorvida pelo coletor no dia representativo de cada mês para as cidades de Campinas- SP e São Luís- MA.

		Energia absorvida (Wh/m <sup>2</sup> )											
Cidade	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.	
CPS	350	355	339	313	290	259	302	319	319	369	375	389	
SLZ	297	279	272	263	306	331	368	40	388	406	343	347	

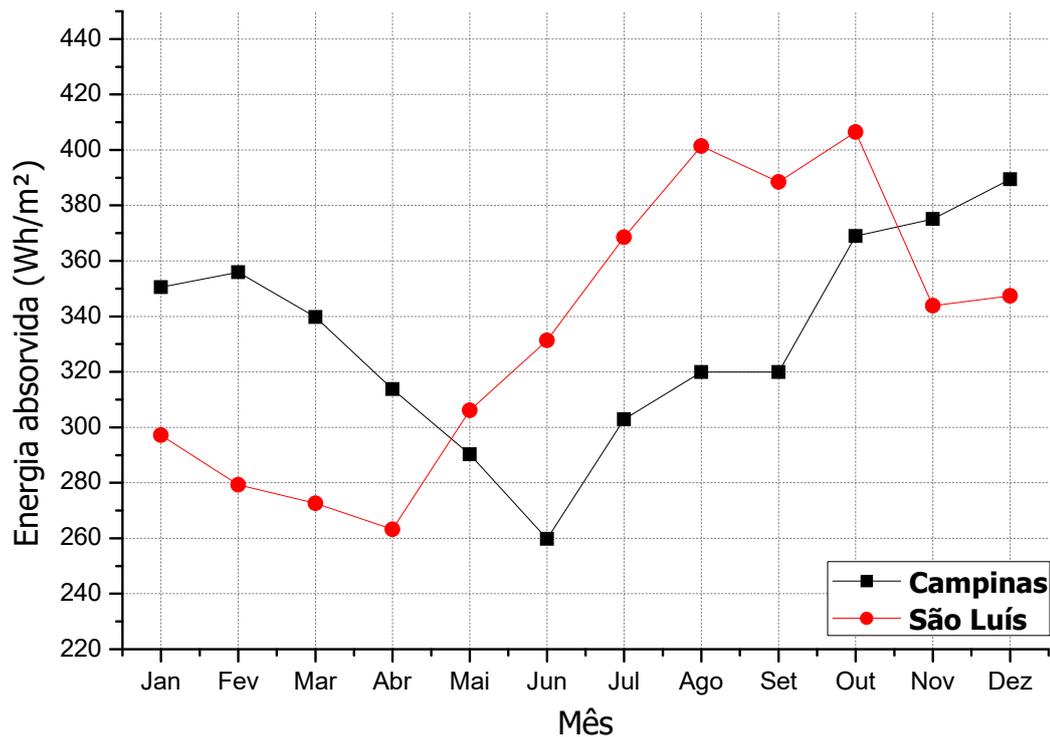


Figura 7.4- Quantidade de energia absorvida pelo coletor no dia representativo de cada mês para as cidades de Campinas e São Luís.

Outra avaliação térmica importantíssima para um coletor solar é a quantidade de energia absorvida por este durante o ano. O resultado aproximado do total de energia absorvida pelo coletor durante o ano para a cidade de Campinas (CPS) é de 119,59 kWh/m<sup>2</sup> e 120,17 kWh/m<sup>2</sup> para a cidade de São Luís (SLZ).

### 7.3 Avaliação do ângulo de inclinação durante o mês

Foram calculados para este coletor, melhores ângulos de inclinação para cada mês do ano, conseqüentemente, é importante avaliar como o rendimento varia ao longo do mês, uma

vez que o ângulo de incidência foi calculado apenas para o meio dia solar do dia representativo. A Tabela 7.6 apresenta os resultados do rendimento para diferentes dias do mês, em diferentes horários do mês de dezembro para a cidade de Campinas.

Tabela 7.6- Rendimento horário para diferentes dias do mês de dezembro.

		Rendimento horário (%)							
Hora (h)		9	10	11	12	13	14	15	16
Dia 1		54,1	65,4	71,6	73,81	71,01	65,29	53,94	40,39
Dia 8		54,25	65,45	71,71	73,82	71,71	65,46	55,50	42,55
Dia 10		54,28	65,48	71,73	73,82	71,72	65,48	55,53	42,59
Dia 15		54,31	65,48	71,72	73,73	71,72	65,48	55,57	42,59
Dia 23		54,32	65,48	71,72	73,71	71,6	65,36	55,54	42,62

A Figura 7.5 representa a variação do rendimento por hora (9, 10, 11 e 12 horas), para o mês de dezembro nos dias: 1, 8, 10, 15 e 23.

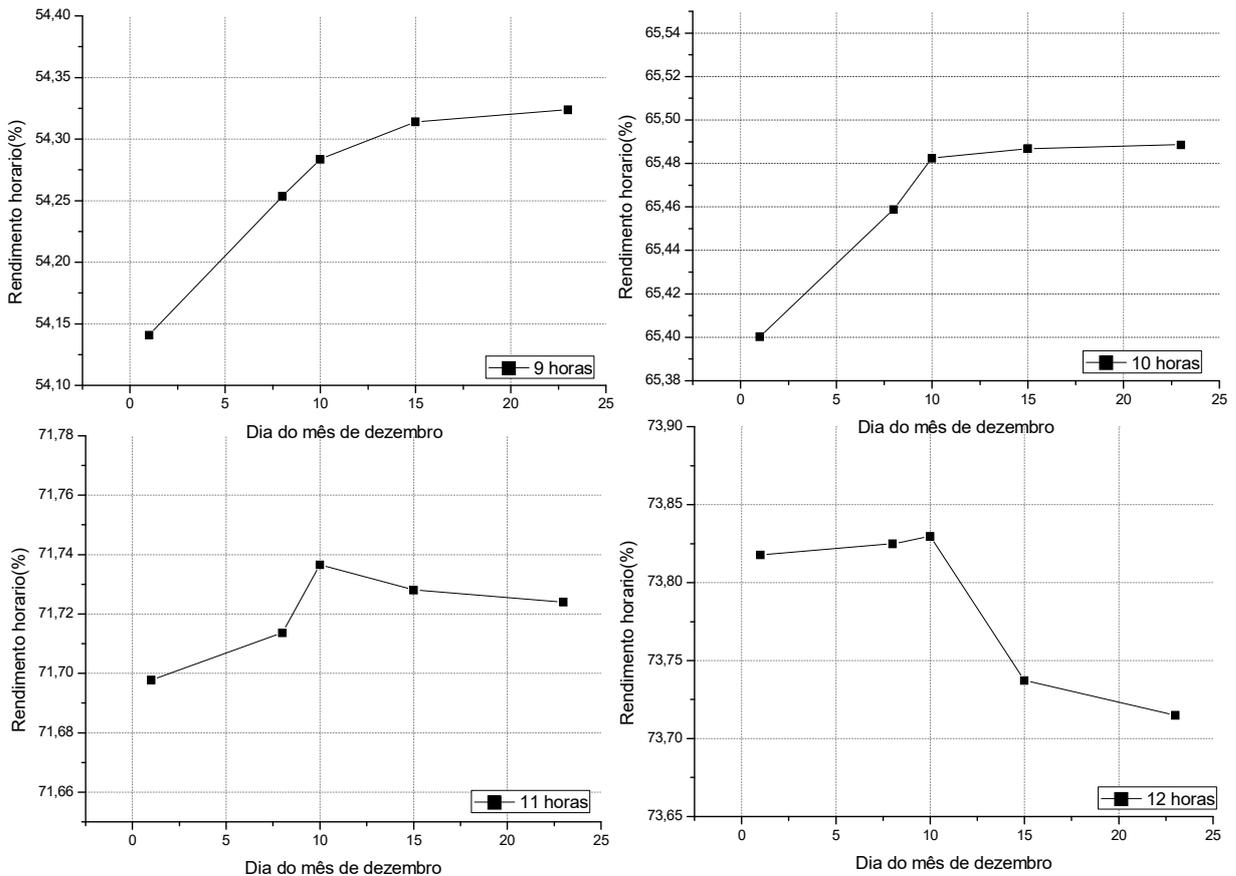


Figura 7.5-Rendimento para os dias 1, 8, 10, 15 e 23 de dezembro às 9, 10, 11 e 12 horas do dia.

A variação do rendimento ao longo dos dias do mês foi baixa, contudo, é possível perceber uma diferença entre os mesmos. O ângulo de inclinação do coletor sendo calculado para dia 10 de dezembro no meio dia solar resultou que para o meio dia solar, obteve-se o maior rendimento, como já esperado. Contudo, para os dias 15 e 23 do mês de dezembro, houve um aumento do rendimento para as demais horas do dia, enquanto que para o meio dia solar houve uma diminuição, se comparado ao dia 10. Para os dias 1 e 8, o rendimento no meio dia solar são mais próximos aos valores do dia 10, e os rendimentos nos demais horários permaneceram próximos e menores que os resultados para o dia 10. Todavia, a diferença entre os rendimentos é praticamente irrelevante (em ordem de casas decimais), tornando assim viável este tipo de configuração de rastreamento da declinação do sol para o coletor solar.

#### 7.4 Efeitos da degradação da refletividade e absorvidade

A parte refletora do coletor solar, para este trabalho, está localizada na parte interna do envelope. Logo, a reflexão da irradiação solar deve ser efetuada por meio de películas refletoras. Para os cálculos efetuados até então, a refletividade da superfície refletora tinha sido adotada como igual a 1. Contudo, com o passar do tempo a refletividade dessas películas sofrem degradação, reduzindo assim o seu “poder” de refletividade ( $\rho_0$ ). Desta forma, é importante avaliar o efeito da diminuição da refletividade dessa película na eficiência do coletor solar. A Figura 7.6 e a Tabela 7.7 apresentam os resultados do rendimento horário para diferentes valores de refletividade, de forma gráfica e quantitativa, respectivamente; para Campinas no dia representativo do mês de dezembro.

Tabela 7.7-Rendimento horário para diferentes refletividades da superfície espelhada.

Hora (h)	Rendimento horário (%)				
	$\rho_0=1$	$\rho_0=0,9$	$\rho_0=0,75$	$\rho_0=0,6$	$\rho_0=0,4$
9	54,3	50,5	44,9	39,3	31,8
10	65,5	61	54,4	47,8	38,9
11	71,7	66,9	59,6	52,3	42,7
12	73,9	68,8	61,4	53,9	43,9
13	71,7	66,9	59,6	52,3	42,7
14	65,5	61	54,4	47,8	38,9
15	55,5	51,8	46,2	40,5	33
16	42,6	39,7	35,4	31,1	25,3

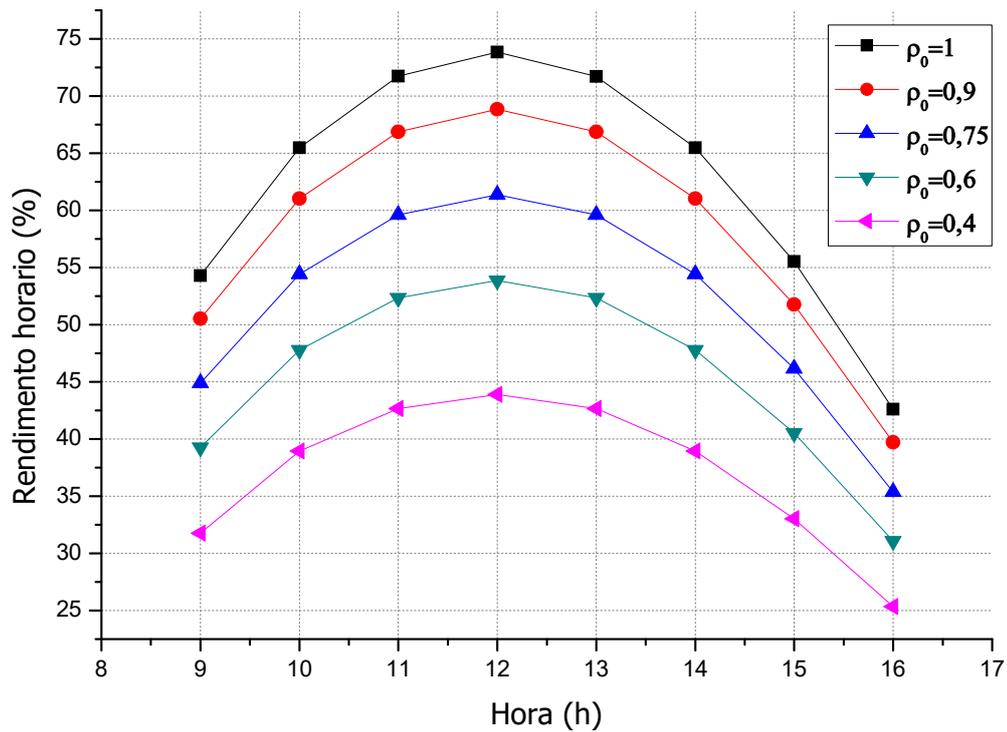


Figura 7.6-Rendimento horário para diferentes valores de refletividade da superfície espelhada.

Foi possível observar então que, como já esperado, o rendimento diminuiu em proporção com a diminuição da refletividade da superfície espelhada. Quanto menor o valor da refletividade da superfície espelhada, menor em proporção será a quantidade de irradiação solar incidida na superfície do absorvedor, diminuindo assim o rendimento do mesmo.

Assim como a refletividade da superfície espelhada, outra propriedade que sofre diminuição ao longo do tempo de uso é a absorvidade da película do absorvedor. Esta se dá também pela degradação da película do absorvedor ao longo do tempo de uso do coletor. À vista disso, foi avaliado o efeito de diminuição da absorvidade do absorvedor no rendimento do coletor na Figura 7.7. A Tabela 7.8 apresenta os resultados da Figura 7.7. Estes dados foram obtidos para o mês de dezembro, na cidade de Campinas e com refletividade da superfície espelhada igual a 1.

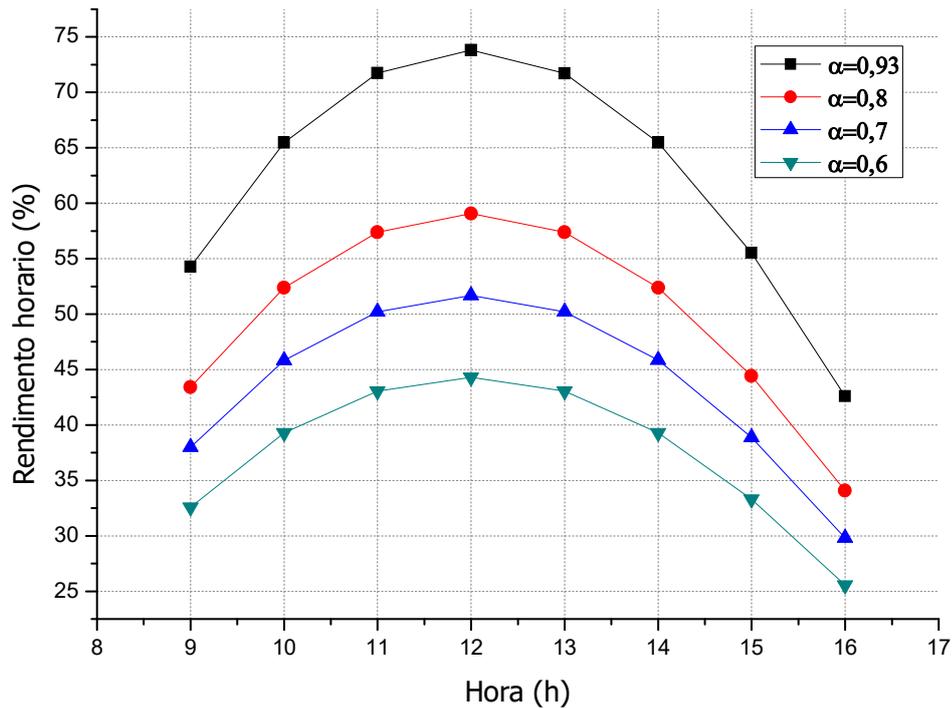


Figura 7.7-Rendimento horário para diferentes valores absorvidade do absorvedor.

Tabela 7.8- Rendimento horário para diferentes absorvidades do absorvedor.

Hora (h)	Rendimento horário (%)			
	α=0,93	α=0,8	α=0,7	α=0,6
9	54,1	43,4	38,0	32,6
10	65,4	52,4	45,8	39,3
11	71,7	57,4	50,2	43,0
12	73,8	59,1	51,7	44,3
13	71,0	57,4	50,2	43,0
14	65,3	52,4	45,8	39,3
15	53,9	44,4	38,9	33,3
16	40,4	34,1	29,8	25,6

Assim como para a refletividade, os efeitos da diminuição da absorvidade geraram uma redução da eficiência do coletor. Apesar de o coletor estar sendo submetido a um mesmo fluxo de irradiação, como a absorção do absorvedor é menor, este absorve menos irradiação e isso causa a redução do rendimento.

### 7.5 Avaliação do raio do absorvedor

Como já explanado neste trabalho, a geometria avaliada por este é uma geometria diferente das encontradas no mercado atual. Desta forma, é importante avaliar os efeitos das

mudanças de dimensões do coletor no rendimento. Para avaliar essa variação, foi realizado testes com o raio do envelope fixo ( $R_{e,ext} = 0,05 \text{ m}$ ) e três diferentes valores do raio do absorvedor do coletor solar. A Figura 7.8 traz os resultados do rendimento para raios do absorvedor iguais a 0,024m, 0,022m e 0,020m.

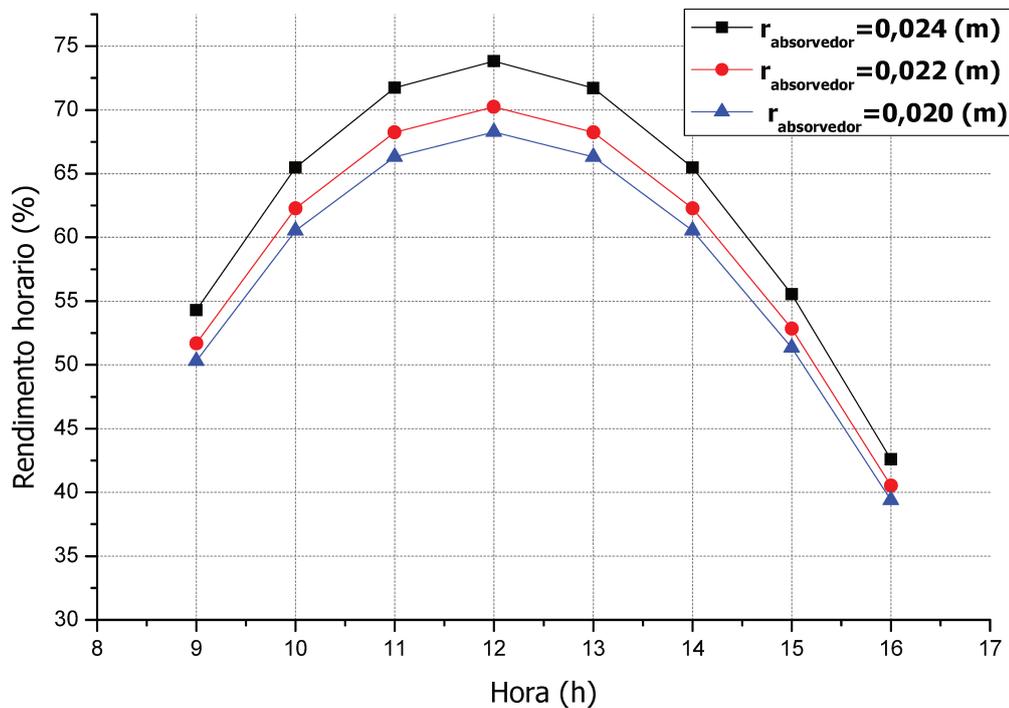


Figura 7.8- Rendimento horário para diferentes valores do raio do absorvedor.

Tabela 7.9- Rendimento horário para diferentes raios do absorvedor.

Hora (h)	Rendimento horário (%)		
	$r_{\text{absorvedor}} = 0,024 \text{ m}$	$r_{\text{absorvedor}} = 0,022 \text{ m}$	$r_{\text{absorvedor}} = 0,020 \text{ m}$
9	54,1	51,7	50,3
10	65,4	62,3	60,5
11	71,7	68,2	66,3
12	73,8	70,2	68,3
13	71,0	68,2	66,3
14	65,3	62,3	60,5
15	53,9	52,8	51,3
16	40,4	40,5	39,4

A Tabela 7.9 apresenta os rendimentos obtidos com a simulação de diferentes valores de raio absorvedor. Com a diminuição do raio do absorvedor, houve uma diminuição dos valores dos rendimentos em ordem de aproximadamente 2%. Contudo, apesar de diminuir os rendimentos, houve um aumento na temperatura de saída do fluido. Este aumento de

temperatura gera maiores perdas de calor por convecção externa, causada pelo aumento da temperatura do envelope, resultando assim em uma diminuição do rendimento do absorvedor.

## 7.6 Avaliação do rastreamento do coletor

Para avaliar os efeitos dos vários sistemas de rastreamento solar no rendimento do coletor, foram realizados vários testes aplicando os sistemas de rastreamentos de forma isolados e em conjunto. Todos os testes foram realizados para o mês de junho e para a cidade de Campinas. As condições de operação do coletor utilizada para estes testes são as mesmas para todos os dias do mês de junho, de forma a conseguir avaliar melhor o efeito do sistema de rastreamento utilizado no rendimento do coletor. Quatro tipos de rastreamentos foram avaliados: o rastreamento de um eixo aproximado da declinação ( $\pm 23,5^\circ$ ), o rastreamento em um eixo instantâneo da declinação, o rastreamento em um eixo instantâneo diário ( $0^\circ$  a  $180^\circ$ ), com inclinação do coletor igual à latitude, e rastreamento de dois eixos (rastreamento a variação do sol ao longo do dia e ao longo do ano).

O rastreamento de um eixo aproximado da declinação é aquele onde é realizado o ajuste mensal no dia representativo da inclinação do coletor, acompanhando a variação da declinação do sol ao longo do ano. Para este tipo de rastreamento, é considerado que o rendimento calculado no dia representativo como constante ao longo do mês.

O primeiro teste realizado foi para comparar o rastreamento em um eixo aproximado da declinação, onde os rendimentos são constantes ao longo do mês, e o rastreamento em um eixo instantâneo da declinação. A Figura 7.9 apresenta o resultado do rendimento para esses dois sistemas, onde a variação entre os dois é baixa.

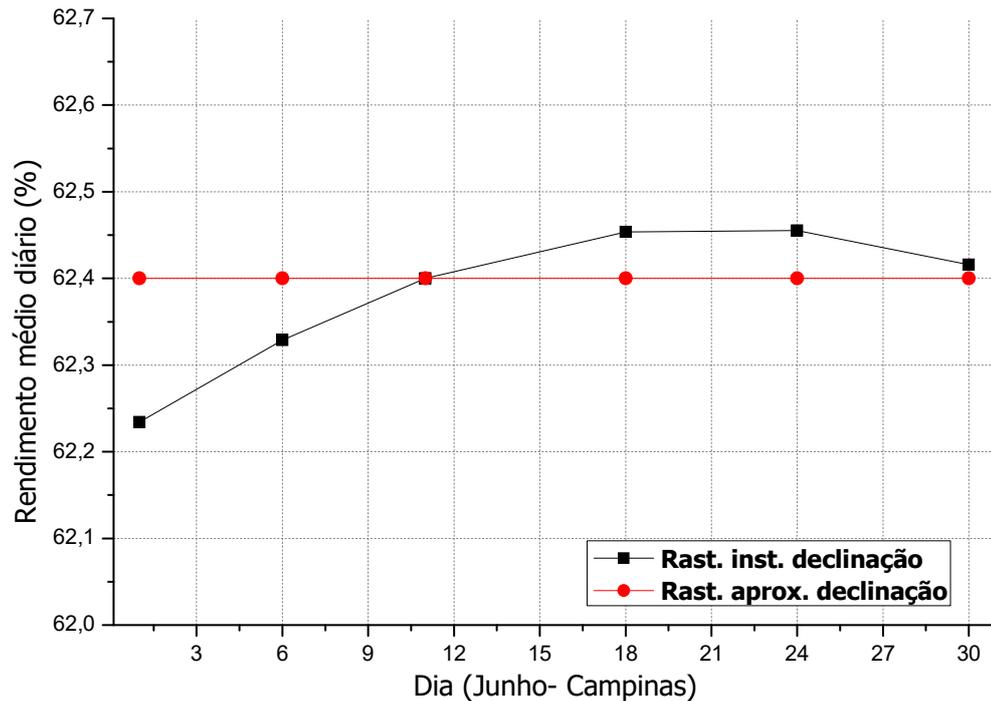


Figura 7.9- Rendimento médio horário com rastreamento em um eixo (declinação solar) aproximado e instantâneo ao longo do mês de junho.

O rendimento para o coletor com sistema de rastreamento instantâneo em um eixo na declinação do sol, pode ser maior ou menor que o resultado do rendimento para um coletor com rastreamento aproximado na declinação. A variação deste rendimento se dá pela influência da declinação do sol nos demais horários do dia (fora do meio dia solar), aumentando ou diminuindo os rendimentos para os horários que se distanciam do meio dia solar, como já mencionando anteriormente. Contudo, os rendimentos variam em ordem de casas decimais, como é possível observar na Tabela 7.10. Desta forma, utilizar como constante o rendimento mensal, é uma aproximação aceitável neste tipo de configuração.

O segundo teste realizado foi para comparar os quatro tipos de sistemas de rastreamento investigados. A Figura 7.10 apresenta os resultados do rendimento médio diário, para o coletor com rastreamento: em um eixo aproximado da declinação, em um eixo instantâneo da declinação, em um eixo instantâneo diário com inclinação do coletor igual à latitude e em dois eixos.

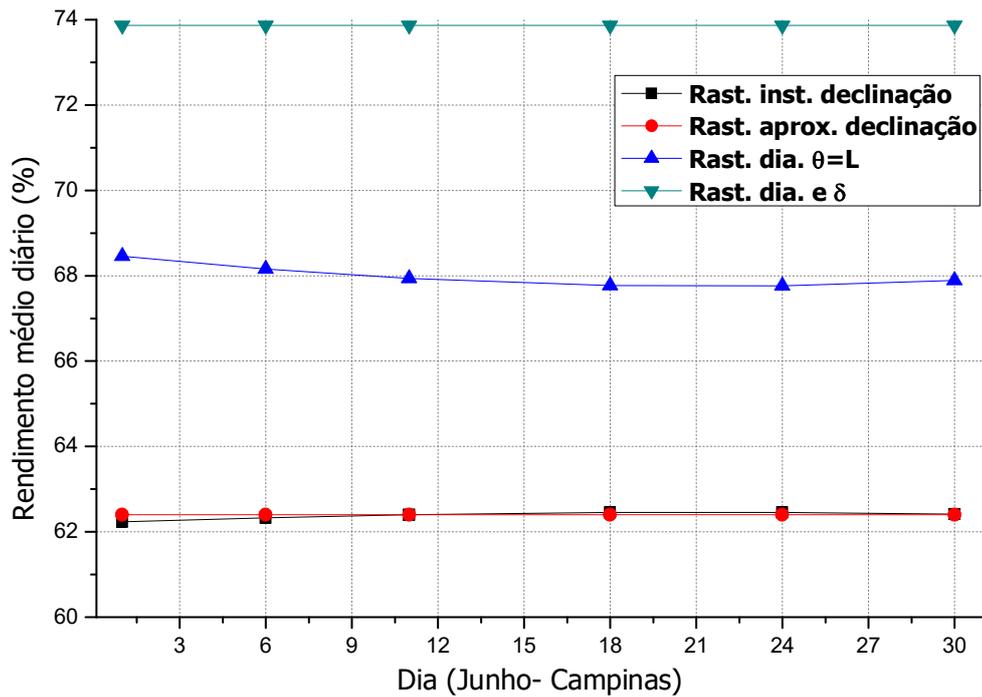


Figura 7.10- Comparação do rendimento médio horário para vários sistemas de rastreamento ao longo do mês.

Os resultados mostram que o rendimento é praticamente constante ao longo do mês de junho para cada sistema de rastreamento, sendo o resultado diferente para cada sistema. Estes resultados, valores de rendimento praticamente constante, significam que a variação da declinação do sol ao longo do mês é bem baixa, por isso, os efeitos desta variação no rendimento, são conseqüentemente, baixos. Como já esperado, o rendimento para o sistema de rastreamento de dois eixos possui o maior rendimento médio.

O sistema de rastreamento com a maior variação de rendimento foi o com rastreamento de um eixo diário, com inclinação do coletor igual à latitude. Como este tipo de sistema não acompanha o sol ao longo do ano, este sofreu influência da variação de declinação do sol ao longo do mês. A Tabela 7.10 apresenta os resultados do rendimento médio horário para diferentes datas do mês de junho, para vários tipos de sistemas de rastreamento solar. A máxima diferença entre os rendimentos, para os diferentes sistemas de rastreamentos analisados, foi de aproximadamente 11,6 %.

Tabela 7.10- Rendimento médio horário para diversos sistemas de rastreamento do sol em várias datas do mês de junho.

CPS-Junho	Rendimento médio horário (%)			
	Rast. instantâneo em um eixo ( $\pm 23,5^\circ$ )	Rast. aproximado em um eixo ( $\pm 23,5^\circ$ )	Rast. diário um eixo com $\theta=L$	Rast. em dois eixos
1	62,2	62,4	68,4	73,86
6	62,3	62,4	68,1	73,86
11	62,4	62,4	67,9	73,86
18	62,4	62,4	67,7	73,86
24	62,4	62,4	67,7	73,86
30	62,4	62,4	67,8	73,86

Outra análise realizada foi com relação à quantidade de energia absorvida pelo coletor, para cada sistema de rastreamento do sol. A Figura 7.11 apresenta os resultados da quantidade de energia absorvida pelo coletor, durante o mês de junho para os quatro sistemas de rastreamentos.

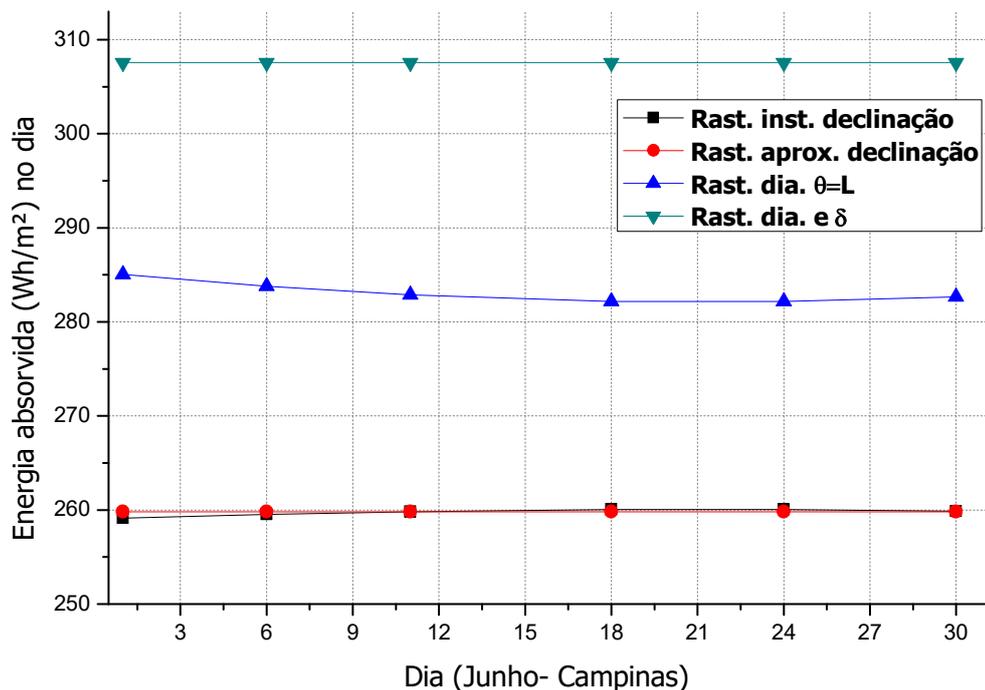


Figura 7.11-Energia absorvida pelo coletor para vários sistemas de rastreamento.

O comportamento da quantidade de energia absorvida ao longo do dia foi similar ao comportamento dos rendimentos para os diferentes sistemas de rastreamento. A Tabela 7.11 apresenta os resultados da Figura 7.11. A partir desta, é possível perceber que a utilização de um sistema de rastreamento de dois eixos aumenta em torno de 15% a captação de energia, se

comparado, ao pior cenário do sistema de rastreamento instantâneo e ao do rastreamento aproximado em um eixo ( $\pm 23,5^\circ$ ). Já a utilização do sistema de rastreamento em um eixo ( $0^\circ$  a  $180^\circ$ - ciclo diário) com  $\theta=L$ , aumenta em torno de 8% os ganhos energéticos do coletor. Dependendo da aplicação do coletor solar, pode ser indicado então um tipo diferenciado de sistema de rastreamento. Como a proposta deste trabalho é para uma aplicação residencial, a utilização de um sistema de rastreamento aproximado em um eixo ( $\pm 23,5^\circ$ - ciclo anual) é uma configuração aceitável, já que demandam menos investimento, manutenção e trabalho por parte do proprietário.

Tabela 7.11- Energia absorvida para diversos sistemas de rastreamento do sol em varias datas do mês de junho.

CPS-Junho	Energia absorvida (Wh/m <sup>2</sup> ) no dia			
Dia	Rast. instantâneo em um eixo ( $\pm 23,5^\circ$ )	Rast. aproximado em um eixo ( $\pm 23,5^\circ$ )	Rast. diário um eixo com $\theta=L$	Rast. em dois eixos
1	259,1	259,8	285	307,5
6	259,5	259,8	283,7	307,5
11	259,8	259,8	282,8	307,5
18	260	259,8	282,1	307,5
24	260	259,8	282,1	307,5
30	259	259,8	282,6	307,5

Os sistemas de rastreamento até então, foram avaliados ao longo do mês (realizando médias diárias). Contudo, como existem alguns sistemas de rastreamento que acompanham o sol ao longo do dia, é importante também avaliar o comportamento destes ao longo do dia. Para avaliar este comportamento, a Figura 7.12 apresenta os rendimentos horários no dia 11 de junho, apenas para os sistemas de rastreamento em um eixo aproximado da declinação, o rastreamento em um eixo instantâneo diário com inclinação do coletor igual à latitude e rastreamento de dois eixos. A Figura 7.12 não apresenta os resultados para o rastreamento em um eixo instantâneo da declinação, pois os resultados são os mesmos do para o aproximado uma vez que eles são calculados para o dia representativo.

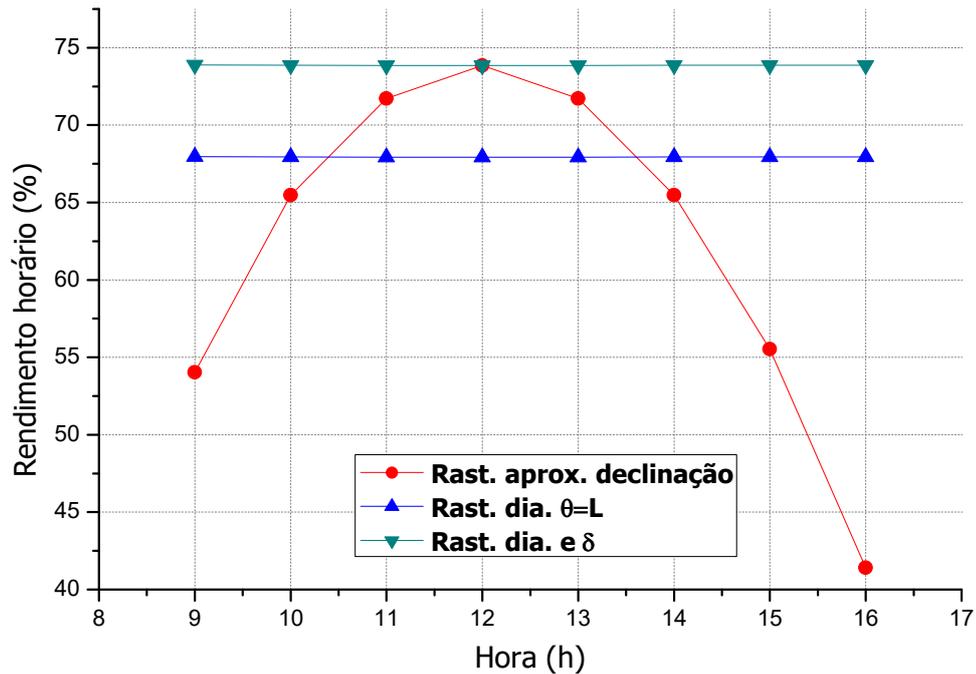


Figura 7.12-Rendimento horário para vários sistemas de rastreamento do sol no dia 11 de junho.

Os rendimentos para os casos, que possuem sistemas de rastreamento diários, permaneceram praticamente constantes e, para os casos que não foram realizados rastreamentos diários, este apresentou grande variação ao longo do dia, como é possível observar na Tabela 7.12.

Tabela 7.12- Rendimento horário para diversos sistemas de rastreamento do sol em varias datas do mês de junho.

CPS-11 de Junho	Rendimento horário (%)		
	Rast. aproximado um eixo ( $\pm 23,5^\circ$ )	Rast. diário um eixo com $\theta=L$	Rast. em dois eixos
Hora			
9	54	67,9	73,8
10	65,4	67,9	73,8
11	71,7	67,9	73,8
12	73,8	67,9	73,8
13	71,7	67,9	73,8
14	65,4	67,9	73,8
15	55,5	67,9	73,8
16	41,4	67,9	73,8

## 8 CONCLUSÕES

Um modelo matemático considerando os aspectos geométricos, ópticos, térmicos e a dinâmica dos fluidos para um coletor solar de tubo evacuado de baixa concentração foi proposto por este trabalho.

As avaliações de parâmetros relacionados à radiação solar determinaram com sucesso a relação entre o raio do envelope e o raio do absorvedor, e os resultados dos raios (mínimo e máximo) do absorvedor têm um tamanho satisfatório para os coletores solar evacuado. A análise de concentração do coletor mostrou que as relações de mudança de comprimento influenciam apenas em ordem de casas decimais o valor da concentração.

Foi avaliada também a influência do sistema de rastreamento do coletor na porcentagem de irradiação solar interceptada pelo plano do coletor. A maior porcentagem de interceptação se deu para sistema de rastreamento de dois eixos, e o pior cenário de interceptação é com o coletor solar fixo. Contudo, para o meio dia solar, o sistema de dois eixos intercepta apenas 10% de irradiação solar a mais que o coletor fixado em uma única posição.

Outro resultado importante foi com relação à mudança do ângulo de azimute do coletor. A maioria dos coletores solares residenciais é mais comumente utilizado em um período específico do dia. Desta forma, é possível alterar o ângulo do azimute do coletor para aumentar a absorção de energia durante certo período do dia, obtendo uma média de eficiência, em determinadas horas, maior que a média do coletor.

O modelo numérico baseia-se nas aplicações das equações governantes e em correlações empíricas gerais utilizadas, por isso é possível usá-lo com confiança para diversas condições de operações do coletor solar. A precisão detalhada do modelo de simulação foi demonstrada neste trabalho por comparação do aumento de temperatura, para um coletor solar PTC, com dados experimentais obtidos pela Sandia National Laboratórios e com dados numéricos obtidos por García-Valladares e Velázquez (2009). Duas configurações diferentes foram simuladas e comparadas com os resultados já existentes, uma com vácuo e outra com ar entre o envelope e absorvedor, estes, operando com água e com um óleo a base de silicone. No total, dez casos foram avaliados e foram comparadas as temperaturas de saída do fluido com os resultados pré-existent e, para ambas as configurações, o erro máximo encontrado foi de 1,05% aproximadamente.

Os resultados numéricos mostraram que a variação das eficiências máximas (para o meio dia solar) durante o ano não foram significativas, e o principal fator dessas variações, é a declinação do sol. As eficiências médias durante um dia possuem uma variação relevante, que têm como principal fator de influência o ângulo de incidência do coletor, que varia bastante ao longo do dia.

A eficiência média anual do coletor encontrada para o modelo proposto foi de 61,61% para a cidade de Campinas e 61,58% para a cidade de São Luís, as máximas e mínimas eficiências do coletor ao longo do dia giram em torno de 73% e 42% respectivamente. Os resultados aproximados para energia absorvida pelo coletor durante o ano são de 119,59 kWh/m<sup>2</sup> e 120,17 kWh/m<sup>2</sup> para as cidades de Campinas e São Luís respectivamente.

Fixar o coletor solar em uma posição de inclinação por mês gerou resultados satisfatórios no que se relaciona a variação de rendimento ao longo do mês. Este gerou uma diminuição do rendimento no meio dia solar, mas em contrapartida gerou um aumento nos demais horários. Contudo, está variação não foi consideravelmente grande, na ordem de casas decimais.

Foram avaliados os efeitos da diminuição da absorvidade do absorvedor e da refletividade da superfície refletora no rendimento do coletor. Esta diminuição gerou uma redução proporcional na eficiência do coletor para ambos os casos.

A avaliação da dimensão do raio do absorvedor foi realizada para três valores: 0,024m, 0,022m e 0,020m, onde a melhor eficiência encontrada foi para o raio igual a 0,024m. Com a diminuição do raio do absorvedor, houve uma diminuição dos valores dos rendimentos em ordem de aproximadamente 2%. Contudo, apesar dessa diminuição houve um aumento na temperatura de saída do fluido.

Os efeitos de quatro sistemas de rastreamentos do sol no rendimento térmico foram avaliados, onde a máxima diferença de rendimentos médios entre eles foi de aproximadamente 11,6 %. O sistema de rastreamento de dois eixos aumenta em torno de 15% a captação de energia, se comparado ao pior cenário do sistema de rastreamento instantâneo e ao sistema de rastreamento aproximado em um eixo ( $\pm 23,5^\circ$ ). Já a utilização do sistema de rastreamento em um eixo ( $0^\circ$  a  $180^\circ$ - diário) com  $\theta=L$ , aumenta em torno de 8% os ganhos energéticos do coletor. Dependendo da aplicação do coletor, pode ser indicado então um tipo diferenciado de rastreamento. Para casos de aplicações residenciais, são indicados então ou o sistema de rastreamento aproximado em um eixo ( $\pm 23,5^\circ$ ) ou deixar o coletor fixo em uma única posição. Uma vez que, essas duas configurações permitem menor investimento, manutenção e trabalho por parte do proprietário.

## 8.1 Sugestões para trabalhos futuros

Uma vez que, foi realizada a avaliação inicial deste modelo de coletor solar de tubo evacuado, a principal sugestão para trabalhos futuros é realizar a análise experimental deste modelo e, comparar os resultados deste modelo proposto (com superfície refletora interna) com os modelos de coletores solares comerciais. Para que desta forma, se consiga comparar o desempenho energético do modelo proposto com os modelos comerciais, em termos de aumento do ganho térmico do coletor e de elevação sua temperatura alcançada por conta do uso da superfície refletora.

Outra sugestão plausível seria a avaliação da utilização do acrílico material do envelope do coletor solar. Uma vez que, a proposta deste trabalho é para uma aplicação deste coletor em uso residencial em refrigeração, o vidro como envelope está propenso a quebra, já que este é um material frágil e sua reposição geraria um custo extra ao proprietário.

## Referências

ANDERSON, B. **Solar energy: fundamentals in building design**. New York: McGraw-Hill, 1977.

ANEEL- Agência Nacional de Energia Elétrica. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. Brasília: 2002. Disponível em: <[http://www2.aneel.gov.br/arquivos/pdf/livro\\_atlas.pdf](http://www2.aneel.gov.br/arquivos/pdf/livro_atlas.pdf)>. Acesso em: 19 Ago. 2017.

BANSAL, N.; SHARMA, A. Transit theory of a tubular solar energy collector. **Solar Energy**, Vol. 32, p. 67-74, 1984.

BUDIARDJO, I.; MORRISON, G.L. Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters. **Solar Energy**, V. 83, p. 49–56, 2009.

BUDIARDJO, L.; MORRISON, I.; BEHNIA, M. Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors. **Solar Energy**, V. 81, p. 1460–1472, 2007.

CHANG, Z.; MA, JING; YAN, S.; TIAN, R. Direct Beam Solar Radiation Received by Parabolic Trough Collector with Dust Accumulated in Its Surface. **Journal of Power and Energy Engineering**, V. 5, p. 46-54, 2017.

COSTA, Heitor S. **Carta Capital**, 2015. Disponível em: <<https://www.cartacapital.com.br/blogs/outras-palavras/por-que-a-energia-solar-nao-deslancha-no-brasil-3402.html>>. Acesso em: 06 Mar. 2017.

CRESCESB/CEPEL. Disponível em: <<http://cresesb.cepel.br/index.php?section=sundata>>. Acesso em: 07 Fev. 2017.

DICKINSON, William C.; CHEREMISINOFF, Paul N. **Solar Energy Technology Handbook- Part A Engineering fundamentals**. USA: Marcel Dekker, 1980.

DIEBEL, J.; NORDA, J.; KRETCHMER, O. **Weather Spark**. Disponível em: <<https://pt.weatherspark.com/y/30197/Clima-caracter%C3%ADstico-em-Campinas-eRegi%C3%A3o-Brasil-durante-o-ano>>. Acesso em: 15 Out. 2017.

DOWTHERM. **Product Information- Sytherm 800**. Disponível em: <<http://www.dow.com/heattrans/products/synthetic/syltherm.htm>>. Acesso em: 15 Jul. 2017.

DUDLEY, V. E.; KOLB, G. J.; MAHONEY, A. R.; MANCINI, T. R.; MATTHEWS, C. W.; SLOAN, M.; KEARNEY, D. Test results: SEGS LS-2 solar collector, **Report of Sandia National Laboratories**, USA: 1994.

DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A. **Solar Engineering of Thermal Process**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013.

ECOLOGIC. **Catálogo de coletores**. Disponível em: <<http://www.ecologicbr.com.br>>. Acesso em: 17 Jun. 2017.

EPE- Empresa de Pesquisa Energética. **O compromisso do Brasil no combate às mudanças climáticas: Produção e Uso da Energia**. Rio de Janeiro: 2016. Disponível em: <<http://epe.gov.br/pt>>. Acesso em: 19 Fev. 2017.

FEDRIGO, N. S.; GONÇALVES, G.; LUCAS, P. F.; GHISI, E. **Usos finais de Energia Elétrica no setor residencial brasileiro**. 104 f. Relatório de iniciação científica, Laboratório de eficiência energética em edificações, Departamento de Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

GAIA SOLAR. **Catalog for solar tubes**. Disponível em: <<http://www.gaia-solar.com>>. Acesso em: 25 Jun. 2017.

GARCÍA-VALLADARES, O. V.; VELÁZQUEZ, N. Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, V. 52, p. 597-609, 2009.

HALLIDAY, D.; RENISCK, R. **Fundamentos da Física**, parte 4. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

HOTTEL, H. C. **Radiant heat transmission**, in Heat Transmission. New York: McGraw-Hill, 1954.

INMET- **Instituto Nacional de Meteorologia**. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=home2/page&page=estacoesDoAno>>. Acesso em: 07 Fev. 2017.

KAISUNDUN. **Catalog for solar tubes**. Disponível em: < <http://www.solarwaterheater.com.pt/>>. Acesso em: 25 Jun. 2017.

KALOGIROU, Soteris A. Solar thermal collectors and applications. **Progress in Energy and Combustion Science**, Vol. 30, p. 231-295, 2004.

KALOGIROU, Soteris A. **Solar Energy Engineering: Processes and Systems**, Oxford: Elsevier, 2014.

KALOGIROU, Soteris A. . The potential of solar industrial process heat applications. **Applied Energy**, Vol. 76, p. 337-361, 2003.

KARLEKAR, B.V.; DESMOND, R. M. **Engineering Heat Transfer**, USA: West Publishing Co., 1977.

KIM, D. S.; FERREIRA, C. A. I. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 31, p. 3-15, 2008.

KREITH, Frank; BOHN, Mark S. **Princípios de Transferência de Calor**. São Paulo: Thomson, 2003.

KREITH, Frank; KREIDER, Jan F. **Principles of Solar Engineering**. USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1978.

KREIDER, Jan F.; KREITH, Frank. **Solar heating and cooling**. New York: McGraw-Hill, 1977.

KUMAR, R.; KAUSHIK, S. C.; GARG, H. P. Transient analysis of evacuated tubular solar collector with finite difference technique. **Renewable Energy**, Vol. 4, p. 941-947, 1994.

LIANG, H.; YOU, S.; ZHANG, H. Comparison of different heat transfer models for parabolic trough solar collectors. **Applied Energy**, V. 148, p. 105-114, 2015.

MEINEL, A. B.; MEINEL, M. P. **Applied solar energy: an introduction**. USA: Addison-Wesley; 1976.

MESQUITA, L.C. **Eficiência de coletores solares e comparações entre tubos evacuados e coletores planos**. São Manuel- SP: Universidade do Sol, 2013.

MODEST, M. **Radiative Heat Transfer**. Amsterdam: Academic Press, 2013.

MUNHOZ, F. C.; GARCIA, A. Caracterização da velocidade e direção predominante dos ventos para a localidade de Ituverava-SP. **Revista Brasileira de Meteorologia**, V. 23, p. 30-34, 2008.

NASCIMENTO, R. L. Energia solar no Brasil: situação e perspectivas. **Consultoria Legislativa- Câmara dos deputados**, 2017.

NREL. **Glossary of solar radiation resource terms: National Renewable Energy**. Disponível em: <[http://rred.nrel.gov/solar/glossary/gloss\\_s.html](http://rred.nrel.gov/solar/glossary/gloss_s.html)>. Acesso em: 15 Mai. 2017.

NIE, X.; ZHAO, L.; DENG, S.; LIN, X. Experimental study on thermal performance of U-type evacuated glass tubular solar collector with low inlet temperature. **Solar Energy**, V. 150, p.192-201, 2017.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

PEI, G.; LI, G.; ZHOU, X.; JI, J.; SU, Y. Comparative Experimental Analysis of the Thermal Performance of Evacuated Tube Solar Water Heater Systems With and Without a Mini-Compound Parabolic Concentrating (CPC) Reflector( $C<1$ ). **Energies**, V. 5, p. 911-924, 2012.

PEREIRA , E. B.; MARTINS, F. R.; GONÇALVES, A. R.; COSTA, R. S. ; LIMA, F. J. L.; RÜTHER, R.; ABREU, S. L.; TIEPOLO, G. M.; PEREIRA, S. V.; SOUZA, J. G. **Atlas brasileiro de energia solar**. INPE, 2ª Ed., São José dos Campos, 2017.

RAPP, Donald. **Solar Energy**. USA: Prentice-Hall, 1934.

SHAH, V.P.; BHATT, N. Review on Evacuated Glass Tube Based Solar Liquid Heaters. **International Journal of Engineering Development and Research**, V. 2, p. 2321-9939, 2014.

SOBHANSARBANDI, S.; MARTINEZ, P. M.; PAPADIMITRATOS, A.; ZAKHIDOV, A.; HASSANIPOUR, F. Evacuated tube solar collector with multifunctional absorber layers. **Solar Energy**, V. 146, p. 342-350, 2017.

SOLUTIA. **Therminol 66: Heat transfer fluid**. Disponível em: <<http://twf.mpei.ac.ru/TTHB/HEDH/HTF-66.PDF>>. Acesso em: 07 Out. 2016.

SUMAN,S.; KALEEM, M. K.; PATHAK, M. Performance enhancement of solar collectors – A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, V. 49, p. 192-210, 2015.

SUNFLOWER. **Catalog for solar tubes**. Disponível em: <[http://www.sunflower-solar.com/index.php?act=content&scheduler\\_id=61](http://www.sunflower-solar.com/index.php?act=content&scheduler_id=61)>. Acesso em: 12 Abr. 2017.