

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE GRADUAÇÃO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

RAFAEL NEVES POERSCH

DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DA EFICIÊNCIA DE UM REFLETOR
FRESNEL LINEAR

São Leopoldo

2019

RAFAEL NEVES POERSCH

**DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DA EFICIÊNCIA DE UM REFLETOR
FRESNEL LINEAR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

Orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

São Leopoldo

2019

Aos meus pais, Nelson e Mara, como reconhecimento ao que eles me representam e por nunca terem medido esforços pela minha educação, mesmo com o pouco estudo que têm.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a meus pais e meus irmãos, pela educação e incentivo que sempre me deram à qual propiciou-me o ingresso com bolsa integral em uma universidade a qual não teríamos condições de pagar. Junto com isso, agradeço à minha namorada Francini Elisabeth Luedtke, por se fazer presente e me ajudar tanto em mais essa etapa inerente à realização dos nossos sonhos.

Aos meus amigos, colegas de trabalho e colegas de faculdade, por todo o apoio que me deram durante o período de elaboração deste e por todo conhecimento que trocamos durante estes longos anos de graduação.

Ao Jônatas Ledur por todo o suporte que me deu nos testes realizados. Ao Gilmar Luedtke pela prestatividade e pela ajuda na obtenção de recursos fotográficos.

E finalmente, ao meu orientador Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan por todas oportunidades a mim concebidas desde o tempo em que fui bolsista de iniciação científica para este mesmo projeto. Este conhecimento que adquiri estará comigo durante toda a minha vida.

Muito obrigado!

“Não tenho dúvidas de que seremos bem-sucedidos em dominar a energia do Sol... Se os raios solares fossem armas de guerra, teríamos energia solar séculos atrás.” (GEORGE PORTER, 1973 apud RODES; ODELL, 1992 tradução nossa). ¹

¹ “I have no doubt that we will be successful in harnessing the sun's energy. ... If sunbeams were weapons of war, we would have had solar energy centuries ago.”

RESUMO

A utilização de energia solar térmica para produção de calor em aplicações industriais apresenta um grande potencial nas faixas de temperaturas em torno de 300 °C, servindo como alternativa à utilização de combustíveis fósseis. Para chegar-se a essa faixa se faz necessário a utilização de equipamentos capazes de concentrar quantidades significativas de radiação solar em pequenas áreas. Os refletores Fresnel lineares (LFR) surgem como alternativa para processos dessa escala. O sistema LFR utiliza um arranjo de espelhos que são movimentados separadamente, de acordo com o posicionamento solar, permitindo que os raios do Sol possam ser refletidos para um receptor estacionário, situado acima do conjunto de espelhos. A tecnologia Fresnel linear não está completamente desenvolvida, sendo ainda motivo de desenvolvimento. Assim, esse trabalho tem como principal objetivo a determinação experimental da eficiência de um concentrador solar térmico do tipo Fresnel linear instalado sob o prédio C01 da Unisinos, em São Leopoldo nas coordenadas 29°47'35"S 51°09'10"O. Avaliou-se o rendimento térmico do sistema em função da limpeza ou não dos espelhos, onde é apresentado um aumento de 5% na eficiência térmica dos espelhos limpos, devido ao aumento da refletividade dos mesmos. A eficiência térmica instantânea foi obtida com base na norma ASTM E905-87 (2013), levando em conta seus requisitos para análise em regime quase estacionário. Mesmo com as limitações de equipamento da bancada, fez-se possível a análise para temperaturas do óleo térmico na entrada do receptor a 45 °C, 50 °C, 55 °C, 60 °C e 65°C. Obtiveram-se com estas temperaturas, respectivamente, valores de eficiência na ordem de 29,7%, 29,5%, 28,5%, 25% e 23%. Com estes dados fez-se possível gerar a equação característica de desempenho do coletor com formato similar de diversos estudos. Analisou-se também que o sistema proposto apresentou eficiência térmica inferior em cerca de 10% a sistemas similares dispostos em outros estudos. Associou-se esta redução da eficiência principalmente à falta de revestimento com superfície seletiva nos tubos absorvedores e a presença de uma fileira de espelhos com superfície refletora deteriorada.

Palavras-chave: Energia Solar. Refletor Fresnel Linear. Desempenho. Eficiência.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Suprimento mundial total de energia primária por combustível.....	17
Figura 2 – Matriz energética nacional.....	17
Figura 3 – Definições de latitude ϕ e longitude ψ	20
Figura 4 – Sistema de coordenadas geográficas terrestres.....	21
Figura 5 – Esfera celeste e sistema de coordenadas celestes.....	22
Figura 6 – Sistema de coordenadas celestes.....	23
Figura 7 – Relações geométricas entre o Sol e a Terra.....	25
Figura 8 – Componentes da irradiância solar.....	26
Figura 9 – Síntese dos níveis de irradiação solar por região brasileira.....	27
Figura 10 – Incidência da irradiação solar em uma superfície plana e inclinada.....	30
Figura 11 – Coletores de energia solar não concentradores.....	31
Figura 12 – Coletores de energia solar concentradores.....	32
Figura 13 – Total anual de irradiação solar direta normal no Brasil.....	34
Figura 14 – Usinas PE1 e PE2 na Espanha.....	35
Figura 15 – Aplicação industrial de um sistema LFR.....	35
Figura 16 – Detalhes esquemáticos de um sistema LFR.....	36
Figura 17 – Princípio de Fresnel aplicado em elementos ópticos.....	37
Figura 18 – Faixas de temperatura de trabalho para diferentes HTF.....	39
Figura 19 – Principais modelos de receptores utilizados para sistemas LFR.....	40
Figura 20 – Curva típica de desempenho de um coletor concentrador.....	41
Figura 21 – Fluxograma da metodologia.....	45
Figura 22 – Imagens do Google Maps do prédio C01 da Unisinos.....	46
Figura 23 – Vista aérea e esquematização da bancada de testes.....	47
Figura 24 – Estado atual do sistema LFR estudado.....	48
Figura 25 – Dimensões dos espelhos.....	48
Figura 26 – Dimensões totais do campo de espelhos.....	49
Figura 27 – Ensaio de compressão para determinação da espessura dos espelhos.....	49
Figura 28 – Resultados para determinação da espessura dos espelhos.....	50
Figura 29 – Detalhes dos espelhos na estrutura de fixação.....	50
Figura 30 – Detalhes da fixação do receptor e dos tubos absorvedores.....	51
Figura 31 – Faixa de temperaturas de trabalho recomendadas para o Paratherm TM HE.....	52
Figura 32 – Quadros elétricos de controle dos sistemas.....	52

Figura 33 – Inversores de frequência utilizados para controle de vazão.....	53
Figura 34 – Motores de indução e bombas utilizados para controle de vazão.	53
Figura 35 – Sistema de controle de temperatura.	54
Figura 36 – Ventiladores axiais e reservatório de água de circulação.....	55
Figura 37 – Motor de passo, redução e acoplamento para movimentação dos espelhos.	55
Figura 38 – Central de controle do sistema de rastreamento solar.....	56
Figura 39 – Sensor PT100 para medição da temperatura ambiente.	60
Figura 40 – Sensores PT1000 para medição da temperatura de entrada e saída do HTF.	60
Figura 41 – Medidor de vazão analógico utilizado na bancada.	61
Figura 42 – Piranômetros e pireliômetro fixados no rastreador solar e anemômetro.....	62
Figura 43 – Unidade de aquisição, comutação e registro de dados <i>Agilent 349072A</i>	63
Figura 44 – Tela do <i>software Agilent Bencklink Data Logger 3</i>	63
Figura 45 – Temperatura de entrada e temperatura de saída com espelhos sujos.	66
Figura 46 – Diferença de temperatura com espelhos sujos.	67
Figura 47 – Comportamento da eficiência instantânea com espelhos sujos.....	67
Figura 48 – Temperatura de entrada e temperatura de saída com espelhos limpos.	68
Figura 49 – Diferença de temperatura com espelhos limpos.....	68
Figura 50 – Eficiência instantânea com espelhos limpos.....	69
Figura 51 – Temperatura de entrada a 65 °C e temperatura de saída com espelhos sujos.....	70
Figura 52 – Eficiência instantânea com entrada a 65°C e espelhos sujos.	70
Figura 53 – Temperatura de entrada a 65 °C e temperatura de saída com espelhos limpos. ...	71
Figura 54 – Eficiência instantânea com entrada a 65°C e espelhos limpos.	71
Figura 55 – Temperaturas para o teste a 45 °C.	73
Figura 56 – Eficiência instantânea para testes a 45 °C.....	73
Figura 57 – Temperaturas para o teste a 50 °C.	74
Figura 58 – Eficiência instantânea para testes a 50 °C.....	74
Figura 59 – Temperaturas para o teste a 55 °C.	75
Figura 60 – Eficiência instantânea para testes a 55 °C.....	75
Figura 61 – Temperaturas para o teste a 60 °C.	76
Figura 62 – Eficiência instantânea para testes a 60 °C.....	76
Figura 63 – Temperaturas para o teste a 65 °C.	77
Figura 64 – Eficiência instantânea para testes a 65 °C.....	77
Figura 65 – Curva característica de desempenho do coletor.	78
Figura 66 – Temperaturas para os testes sem controle de temperatura na entrada.	79

Figura 67 – Diferença de temperaturas para os testes sem controle de temperatura.....	80
Figura 68 – Irradiação direta durante os períodos de teste com espelhos sujos.	80
Figura 69 – Eficiências térmicas instantâneas nos testes sem controle de temperatura.	81
Figura 70 – Temperaturas para os testes com controle de temperatura na entrada.	82
Figura 71 – Diferença de temperaturas para os testes com controle de temperatura.	83
Figura 72 – Irradiação direta durante os períodos de teste com espelhos limpos.	83
Figura 73 – Eficiências térmicas instantâneas nos testes com controle de temperatura.....	84
Figura 74 – Robô de limpeza dos espelhos fornecido pela Glayx.	85
Figura 75 – Estabilização do regime quase estacionário entre os testes.	86
Figura 76 – Comparação entre curvas características de desempenho.....	87
Figura 77 – Espelhos quebrados e com a superfície refletora deteriorada.	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coletores de energia solar.....	33
Tabela 2 – Requisitos dos equipamentos ou métodos de medição conforme as normas.	57
Tabela 3 – Equipamentos para coleta e análise de dados do LFR.....	59
Tabela 4 – Equipamentos para medição de condições meteorológicas.....	62
Tabela 5 – Temperaturas de entrada para os testes e eficiência térmica média.	72
Tabela 6 – Síntese de resultados para os testes sem controle de temperatura.	81
Tabela 7 – Síntese de resultados para os testes com controle de temperatura.....	84
Tabela 8 – Comparação das curvas características de desempenho do coletor.....	86

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

IEA	Agência Internacional de Energia (<i>International Energy Agency</i>)
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BEN	Balanco Energético Nacional
CTC	Coletores de Calhas Cilíndricas (<i>Cilindric Through Collectors</i>)
PTC	Coletores de Calhas Parabólicas (<i>Parabolic Through Collectors</i>)
HFC	Coletores de Campo Heliostático (<i>Heliostat Field Collector</i>)
PDR	Coletores de Disco Parabólico (<i>Paraboloidal Dishes Reflectors</i>)
FPC	Coletores de Placa Plana (<i>Flat-Plate Collectors</i>)
ETC	Coletores de Tubos Evacuados (<i>Evacuated Tubes Collectors</i>)
CPC	Coletores Parabólicos Compostos (<i>Compound Parabolic Collectors</i>)
CSP	Concentrador de Energia Solar (<i>Concentrating Solar Power</i>)
EL	Espelhos Limpos
ES	Espelhos Sujos
HTF	Fluido de Transferência de Calor (<i>Heat Transfer Fluid</i>)
ANSI	Instituto Americano de Normalização (<i>American National Standards Institute</i>)
DNI	Irradiância Direta Normal (<i>Direct Normal Irradiance</i>)
EN	Norma Europeia (<i>European Standard</i>)
ISO	Organização Internacional de Normalização (<i>International Organization for Standardization</i>)
IPCC	Painel Intergovernamental de Mudanças Climáticas (<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>)
REN21	Rede de Energia Renovável (<i>Renewable Energy Network</i>)
LFR	Refletores Fresnel Lineares (<i>Linear Fresnel Reflectors</i>)
ASHRAE	Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Condicionamento de Ar (<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>)
ASTM	Sociedade Americana de Testes e Materiais (<i>American Society for Testing and Materials</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

h	Altura ou Elevação [°]
α_S	Ângulo de Altitude ou Elevação Solar [°]
A	Ângulo de Azimute [°]
γ	Ângulo de Azimute da Superfície [°]
γ_S	Ângulo de Azimute Solar [°]
θ	Ângulo de Incidência [°]
β	Ângulo de Inclinação [°]
Z	Ângulo de Zênite [°]
θ_Z	Ângulo de Zênite Solar [°]
ω	Ângulo Horário [°]
ω_S	Ângulo Horário Solar [°]
A_{col}	Área do Coletor Referente à Superfície total dos Refletores [m ²]
α	Ascensão Reta [°]
c_p	Calor Específico [J/kgK]
UL	Coefficiente de Perda de Calor [W/m ² .°C]
G_{sc}	Constante Solar [W/m ²]
X	Corpo Celeste Qualquer [-]
δ	Declinação [°]
δ_S	Declinação Solar [°]
ΔT_{fluido}	Diferença de Temperatura do Fluido na Entrada e na Saída do Receptor [°C]
$\Delta t_{a,f}$	Diferença de Temperatura no Absorvedor Final [°C]
$\Delta t_{a,i}$	Diferença de Temperatura no Absorvedor Inicial [°C]
$\Delta t_{a,t}$	Diferença de Temperatura no Absorvedor no Tempo de Resposta [°C]
η_o	Eficiência Óptica [-]
η	Eficiência Térmica Instantânea [-]
η_θ	Eficiência Térmica Instantânea com relação ao Ângulo de Incidência [-]
n	Enésimo Dia do Ano [-]
C	Fator de Concentração do Coletor [-]
FR	Fator de Remoção de Calor [-]
T_{loc}	Hora Padrão no Meridiano Local [min]
G_{dif}	Irradiância Difusa [W/m ²]

G_{dir}	Irradiância Direta Horizontal [W/m ²]
G_n	Irradiância Direta Normal [W/m ²]
G	Irradiância Global [W/m ²]
ϕ	Latitude [°]
ψ	Longitude [°]
L_{loc}	Longitude do Meridiano Local [°]
L_{st}	Longitude no Meridiano Padrão da Zona de Horário Local [°]
ρ	Massa Específica [kg/m ³]
$T_{fluido,média}$	Média de Temperatura entre Entrada e Saída do Fluido no Coletor [°C]
F	Observador Terrestre [-]
E	Parâmetro de Correção do Tempo [min]
B	Parâmetro de Tempo [-]
M	Ponto Imaginário entre P e Z [-]
P	Ponto Imaginário na Superfície Terrestre [-]
E	Ponto Imaginário na Superfície Terrestre [-]
G	Ponto Imaginário na Superfície Terrestre sob o Meridiano de Greenwich [-]
C	Ponto Indicativo ao Centro da Terra [-]
N	Ponto Indicativo ao Polo Norte [-]
S	Ponto Indicativo ao Polo Sul [-]
G_{on}	Radiação Solar Extraterrestre [W/m ²]
\dot{Q}_{inc}	Taxa de Irradiação Incidente [W]
$\dot{Q}_{inc,normal}$	Taxa de Irradiação Normal Incidente [W]
\dot{Q}_{fluido}	Taxa de Transferência de Calor Absorvida pelo HTF [W]
$T_{ambiente}$	Temperatura Ambiente Média [°C]
$T_{entrada}$	Temperatura de Entrada do Fluido no Absorvedor [°C]
$T_{saída}$	Temperatura de Saída do Fluido no Absorvedor [°C]
t	Tempo de Resposta [s]
TSV	Tempo Solar Verdadeiro [min]
\dot{m}	Vazão Mássica [kg/s]
\dot{v}	Vazão Volumétrica [m ³ /s]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Objetivos.....	18
1.1.1 Objetivo Geral	18
1.1.2 Objetivos Específicos	18
1.2 Justificativa	19
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	20
2.1 Definições sobre o Planeta Terra e o Sistema de Coordenadas Celestes.....	20
2.1.1 Latitude e Longitude.....	20
2.1.2 Esfera Celeste e Sistemas de Coordenadas Celestes	21
2.2 A Energia Proveniente do Sol.....	24
2.2.1 O Sol.....	24
2.2.2 Radiação Solar e sua Distribuição na Superfície Terrestre	25
2.3 Incidência da Irradiação Solar com Relação a Posição Celeste	28
2.3.1 Cálculo do Tempo Solar Verdadeiro e das Coordenadas Celestes Solares.....	28
2.3.2 Ângulos Solares.....	29
2.4 Técnicas de Aproveitamento da Energia Solar.....	31
2.5 Coletores de Energia Solar	31
2.5.1 Potencial de Utilização de Tecnologia CSP em Território Brasileiro	33
2.6 Refletores Fresnel Lineares (LFR).....	36
2.6.1 Espelhos Refletores e Sistema de Rastreamento Solar.....	37
2.6.2 Fluido de Transferência de Calor	38
2.6.3 Receptor.....	39
2.7 Desempenho Térmico de um Concentrador Solar	40
2.7.1 Cálculos da Eficiência Térmica Instantânea.....	42
2.7.2 Tempo de Reposta de um Concentrador de Energia Solar.....	43
3 METODOLOGIA.....	45
3.1 Objeto de Estudo	46
3.1.1 Aspectos geométricos e construtivos dos espelhos e do receptor	48
3.1.2 Fluido de Transferência de Calor	51
3.1.3 Quadros Elétricos de Proteção e Controle dos Sistemas	52
3.1.4 Sistema de Controle de Vazão.....	53
3.1.5 Sistema de Controle de Temperatura	54

3.1.6 Sistema de Rastreamento Solar	55
3.2 Definições para a Metodologia de Ensaio.....	56
3.2.1 Normas Utilizadas	56
3.2.2 Equipamentos Necessários	57
3.2.3 Requisitos para os Ensaios	58
3.3 Equipamentos de Medição e Registro de Dados Utilizados.....	59
3.3.1 Medição de Temperatura	59
3.3.2 Medição de Vazão	61
3.3.3 Medição de Condições Meteorológicas.....	61
3.3.4 Aquisição, Comutação e Registro dos Dados.....	63
3.4 Metodologia de Testes	64
3.4.1 Tempo de Resposta.....	64
3.4.2 Comportamento Sem o Controle de Temperatura.....	64
3.4.3 Eficiência Térmica.....	64
3.5 Limitações da Bancada de Testes.....	65
4 RESULTADOS	66
4.1 Comportamento do Sistema Sem Controle de Temperatura na Entrada.....	66
4.1.1 Comportamento do Sistema com Espelhos Sujos	66
4.1.2 Comportamento do Sistema com Espelhos Limpos	68
4.2 Comportamento do Sistema Com Controle de Temperatura na Entrada.....	69
4.2.1 Comportamento do Sistema com Espelhos Sujos e Entrada à 65°C	69
4.2.2 Comportamento do Sistema com Espelhos Limpos e Entrada à 65°C.....	71
4.3 Eficiência Térmica Instantânea em Regime Quase Estacionário	72
4.3.1 Temperaturas Utilizadas	72
4.3.2 Teste para 45 °C na Entrada do Absorvedor	72
4.3.3 Teste para 50 °C na Entrada do Absorvedor	74
4.3.4 Teste para 55 °C na Entrada do Absorvedor	75
4.3.5 Teste para 60 °C na Entrada do Absorvedor	76
4.3.6 Teste para 65 °C na Entrada do Absorvedor	77
4.3.7 Curva de Desempenho do Coletor.....	78
5 DISCUSSÃO	79
5.1 Espelhos Sujos X Espelhos Limpos Sem Controle de Temperatura na Entrada.....	79
5.1.1 Síntese dos Resultados Obtidos para Testes Sem Controle de Temperatura	81
5.2 Espelhos Sujos X Espelhos Limpos Com Controle de Temperatura na Entrada	82

5.2.1 Síntese dos Resultados Obtidos para Testes Com Controle de Temperatura.....	84
5.3 Curva Característica de Desempenho do Coletor	85
5.4 Fatores Externos Influentes.....	88
6 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	89
6.1 Sugestões de Trabalhos Futuros.....	90
REFERÊNCIAS	91
ANEXO A – PROPRIEDADES TÉRMICAS DO PARATHERM™ HE	95

1 INTRODUÇÃO

A sustentação da vida através da fotossíntese e a condução do clima terrestre são fenômenos realizados quase que majoritariamente através da energia oriunda do Sol, em forma de radiação. A utilização dessa energia pelo ser humano é relatada desde a pré-história, como por exemplo para conservação e/ou obtenção de alimentos, chegando até mesmo a ser respeitada como a origem da força que move cada fenômeno natural da Terra.

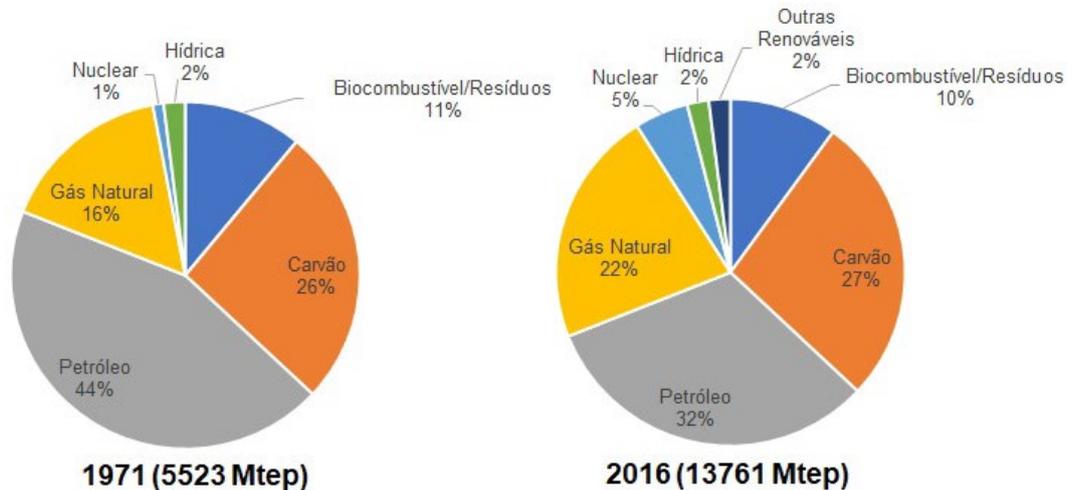
Kalogirou (2014), afirma que o maior advento na utilização da energia solar é que ela é limpa e pode ser obtida sem a poluição do ambiente, diferentemente de outras fontes energéticas utilizadas pelo homem. Todavia, conforme colocação de Konzen (2016), o uso da energia solar com foco na produção de energia elétrica é algo recente, datando de meados do século passado, podendo ainda ser considerada como uma tecnologia pouco explorada.

De maneira geral e antes mesmo do início da utilização do Sol para geração de eletricidade, Freris e Infield (2008) afirmam que o crescimento da economia sempre se deu através da exploração de novas fontes primárias de energia: na era pré-industrial essa demanda era suprida através da tração animal e da queima de madeira; durante a revolução industrial (de 1760 até meados de 1840) utilizou-se o carvão como principal fonte; e após isso o mundo prosperou através do uso do petróleo, dos seus derivados e do gás natural. Contudo, salienta-se que essa expansão econômica através da utilização de combustíveis fósseis é limitada ao tamanho de suas reservas naturais em relação a sua taxa atual de consumo. Tal fato caracteriza algo preocupante, uma vez que, conforme Kalogirou (2014), as reservas comprovadas de petróleo, gás natural e carvão seriam suficientes para atender a demanda somente por cerca de 42, 54 e 120 anos, respectivamente. Junto com isso, é possível ainda somar-se todo o fator ambiental envolvido no processo de geração de energia elétrica, que vem tornando-se algo cada vez mais aparente e crucial nas últimas duas décadas (KALOGIROU, 2014).

Em conjunto disso, Freris e Infield (2008) destacam que a demanda energética mundial vem aumentando cada vez mais, movida por um número cada vez maior de consumidores de eletrônicos e a consequente atividade industrial associada a este fato. As fontes que vem sustentando essa demanda ainda são, em sua maior parte, de combustíveis fósseis. Este fato é observável e comprovado através de dados da *International Energy Agency* (IEA) (2018), comparando-se as fontes primárias de energia na matriz energética mundial entre os anos de 1971 e 2016, como mostrado na Figura 1. Ressalta-se o fato de que o valor demandado para 2016 é cerca de 2,5 vezes maior que o de 1971, sendo que este valor tem tendência a crescer

cada vez mais. Nota-se também que as fontes de energias renováveis ainda são pouco representativas perante o total.

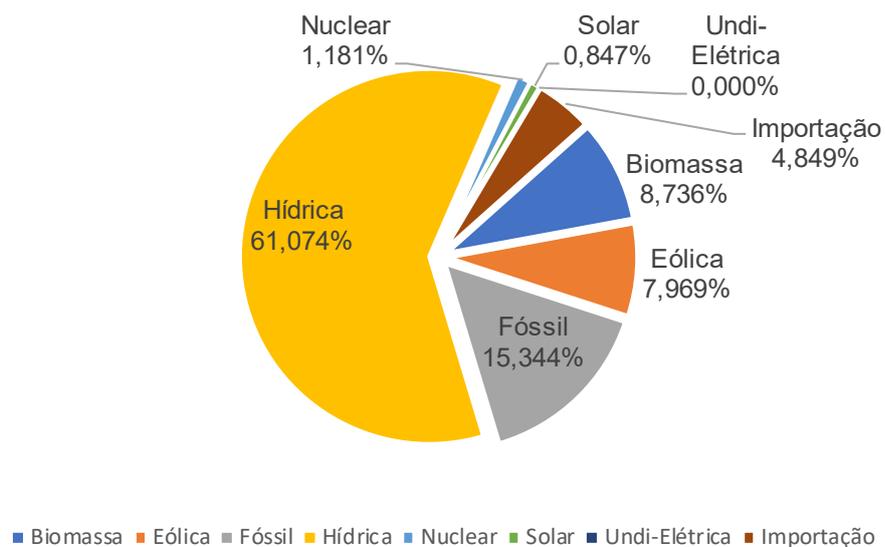
Figura 1 – Suprimento mundial total de energia primária por combustível.



Fonte: Adaptada de *International Energy Agency* (2018).

Já a matriz energética brasileira destaca-se pela grande abrangência de fontes renováveis, tendo como foco a geração hídrica. Isso é demonstrado nos dados da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) (2018) apresentados na Figura 2 e confirmado também pelos dados do Balanço Energético Nacional (BEN) (2017).

Figura 2 – Matriz energética nacional.



Fonte: Adaptado de ANEEL (2018).

Neste contexto, conforme salienta Konzen (2016), a geração de energia elétrica através da utilização da radiação solar ganha um papel especial com ótimas perspectivas devido a crescente conscientização em direção a um crescimento sustentável. Para este tipo de geração de energia, podem ser utilizados dois tipos de tecnologia: a fotovoltaica, que consiste na conversão direta de radiação em energia elétrica; e a heliotérmica, na qual a energia solar é aproveitada na sua forma térmica. Este segundo modo de geração de energia elétrica, pode ser nomeado de diversas formas, porém o termo mais usado mundialmente é *Concentrating Solar Power* (CSP), adaptado para o português como energia solar térmica concentrada, ou simplesmente energia heliotérmica, como já mencionado. Nota-se que dentre esses dois modos, a fotovoltaica é a fonte exclusiva do percentual de energia solar na matriz energética brasileira apresentada anteriormente no Figura 2.

Destas tecnologias o tema deste trabalho reside no uso da energia heliotérmica para produção de calor de processo, limitando-se a avaliação de desempenho de um protótipo de concentrador solar térmico do tipo refletor Fresnel linear (LFR), para médias temperaturas.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo geral a determinação experimental da eficiência e do comportamento de um concentrador solar térmico do tipo refletor Fresnel linear instalado no prédio C01 da Universidade do Vale dos Sinos, localizada na cidade de São Leopoldo.

1.1.2 Objetivos Específicos

Com base no objetivo geral, os objetivos específicos deste trabalho são:

- a) Propor metodologia experimental de análise de eficiência térmica baseando-se na norma E905-87 da *American Society for Testing and Materials* (ASTM) (2013);
- b) Comparar o comportamento do refletor em função da limpeza ou não do campo de espelhos;
- c) Analisar o comportamento da eficiência térmica instantânea em função das temperaturas de entrada do óleo térmico no sistema;
- d) Obter a curva característica de desempenho do sistema estudado.

1.2 Justificativa

Conforme contextualizado no presente trabalho, a demanda de energia atual da população já atinge valores extremamente elevados e a tendência é que esses valores cresçam cada vez mais e mais rapidamente. Nota-se que para suprir essa demanda, ainda estão sendo dispendidos recursos naturais fósseis. Porém, pensando na sua limitação quanto a disponibilidade e principalmente quanto aos males que sua exploração e utilização causam para a natureza, estes recursos devem ser substituídos o quanto antes por fontes renováveis e limpas.

Essa substituição se dá a passos lentos, porém com excelentes perspectivas. Segundo mostram os dados da *Renewable Energy Network* (REN21) (2018) no seu Relatório de Status Global de Renováveis, a capacidade instalada mundial desse tipo de geração elétrica atingiu a marca de 4,9 GW em 2017, onde Espanha e Estados Unidos figuram como os maiores contribuintes para esse marco. Fora isso, conforme dados da IEA (2018), cabe destacar o vasto potencial do uso desse tipo de tecnologia para aplicações industriais a baixas e médias temperaturas. Isso se deve ao fato de 2017 ter sido um ano recorde para sistemas CSP na indústria; com 124 projetos em 17 diferentes países. Destes, pode-se destacar o projeto *Miraah* (espelho em árabe) em Omã, com 1,021 MW de capacidade instalada para atender processos da indústria petroleira.

Mesmo com o constante avanço, Pereira et al. (2017, p.55) afirmam que “O uso da energia solar para produção de calor de processo no setor industrial talvez seja o potencial mais imediato, mas é ainda pouco explorado.” Devido à pouca exploração na área e conseqüente falta de mão de obra e metodologias para avaliação deste tipo de concentrador, justifica-se o estudo de desempenho, pois “[...] a correta análise caso a caso pode comprovar a viabilidade técnica econômica, sendo essa área um terreno fértil para a inovação tecnológica” (PEREIRA et al., 2017, p. 55).

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será apresentada a fundamentação teórica necessária para o correto entendimento e estruturação do presente trabalho.

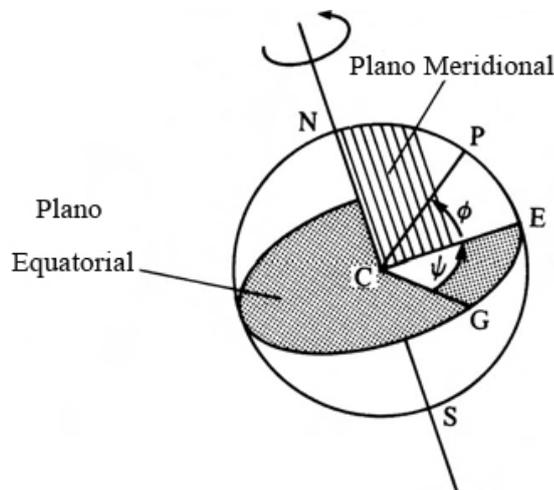
2.1 Definições sobre o Planeta Terra e o Sistema de Coordenadas Celestes

É salientado por Chen (2011) que devido aos movimentos de rotação e translação da Terra, a posição aparente do Sol varia conforme a passagem do tempo. Portanto, para se utilizar qualquer tipo de tecnologia de energia solar é necessário entender estes movimentos e sua relação com esse posicionamento aparente do Sol. Para isso, são estabelecidas algumas definições acerca do nosso planeta Terra e sobre o sistema de coordenadas celeste.

2.1.1 Latitude e Longitude

A Figura 3 apresenta um esboço do planeta Terra, que conforme Twidell e Weir (2006), gira em velocidade angular constante sob um eixo fixo que é definido pelos pontos do polo norte N e polo sul S . Este eixo é cortado perpendicularmente pelo plano equatorial terrestre, que passa pelo centro, C , da Terra. Segundo os autores, um ponto imaginário P na superfície terrestre pode ser definido por apenas dois valores angulares: sua latitude ϕ e longitude ψ . O plano vertical norte-sul que passa por P é o plano meridional local. As letras E G na figura representam pontos sobre o plano equatorial terrestre que possuem a mesma longitude que P e o meridiano de Greenwich.

Figura 3 – Definições de latitude ϕ e longitude ψ .



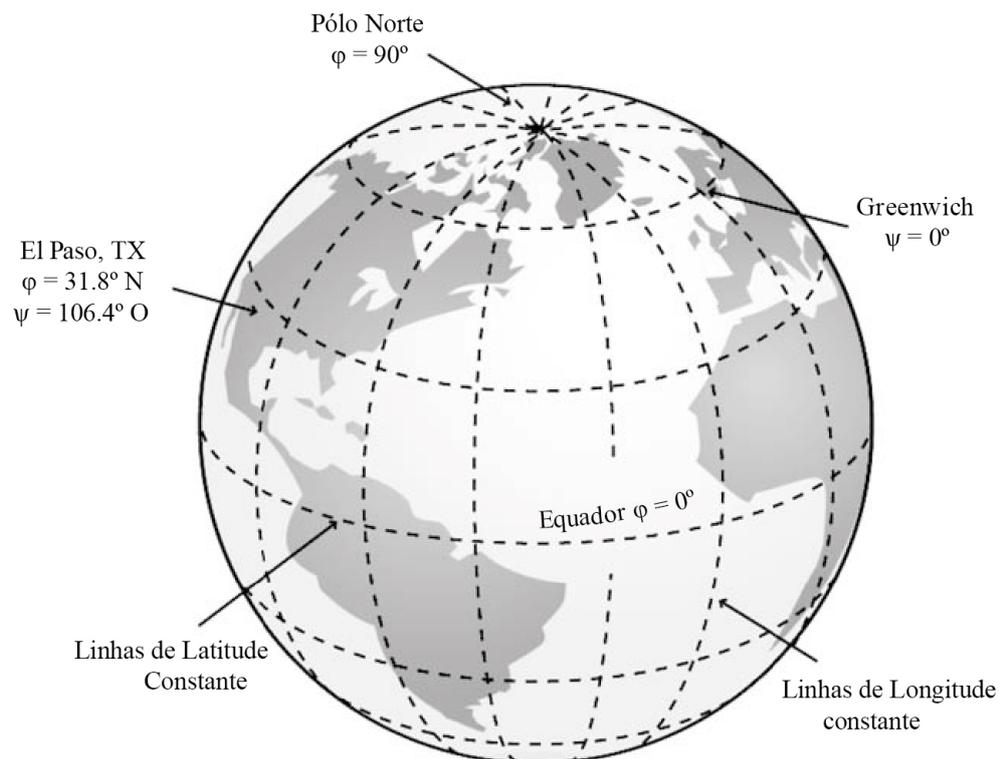
Fonte: Adaptada de Twidell e Weir (2006).

Foster, Ghassemi e Cota (2010) elucidam ainda mais essas definições conforme segue:

- latitude ($-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$): corresponde ao ângulo de elevação entre uma linha imaginária que passa pelo centro da terra e vai até qualquer ponto na superfície e sua projeção no plano equatorial terrestre. A latitude é zero na linha do plano equatorial, 90° no polo norte e -90° no polo sul;
- longitude ($-180^\circ \leq \psi \leq 180^\circ$): linhas imaginárias que se estendem entre os polos são chamadas de meridianos. Para cada meridiano cruzando a linha do equador terrestre há um correspondente ângulo longitudinal constante. O meridiano de Greenwich, na Inglaterra, é tomado mundialmente como o escolhido para longitude zero. A partir dele para leste (orientado) é medido 180° ou para oeste (ocidente) -180° .

A Figura 4 apresenta a localização da linha do equador terrestre e do meridiano de Greenwich, bem como um exemplo de localização para a cidade de El Paso, no Texas.

Figura 4 – Sistema de coordenadas geográficas terrestres.



Fonte: Adaptada de Foster, Ghassemi e Cota (2010).

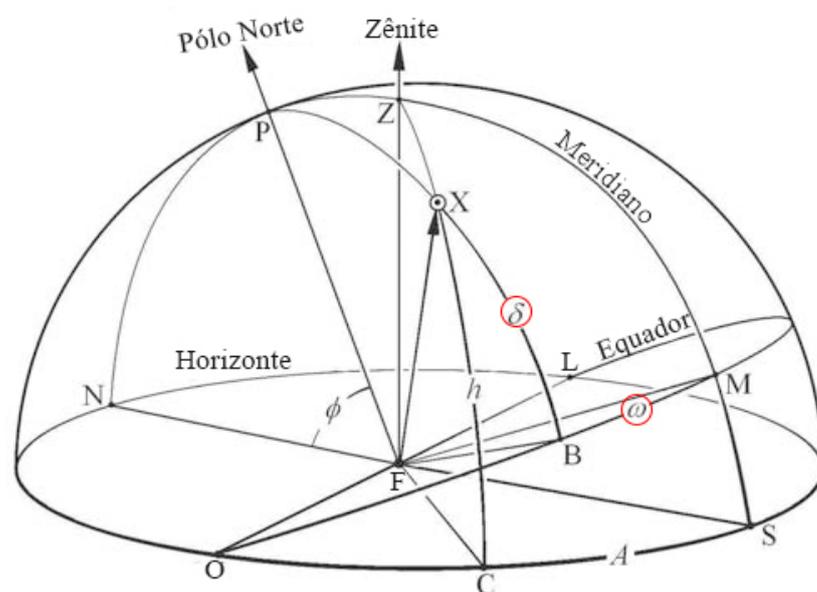
2.1.2 Esfera Celeste e Sistemas de Coordenadas Celestes

Segundo Chen (2011) ao olhar-se para o Sol bem como para qualquer estrela, por exemplo, é possível imaginar que essa estrela está localizada em uma esfera imaginária de raio

indefinido e concêntrico ao da Terra. Sendo essa esfera imaginária o que é chamado pelo autor de esfera celeste. Existem dois sistemas mais comuns que utilizam esse raciocínio para descrever a posição de um objeto astronômico com relação a um observador: o sistema de horizonte e o sistema equatorial local.

Para melhor entendimento desses sistemas, a Figura 5 apresenta os principais aspectos da geometria da esfera celeste utilizados em ambos, com destaque para o ângulo horário ω e para a declinação δ que são ângulos utilizados em todas as formulações de ângulos solares (KALOGIROU, 2014).

Figura 5 – Esfera celeste e sistema de coordenadas celestes.



Fonte: Adaptada de Chen (2011).

Nesta Figura 5, é possível se observar os seguintes aspectos geométricos dos sistemas de coordenadas celestes, conforme explica Chen (2011):

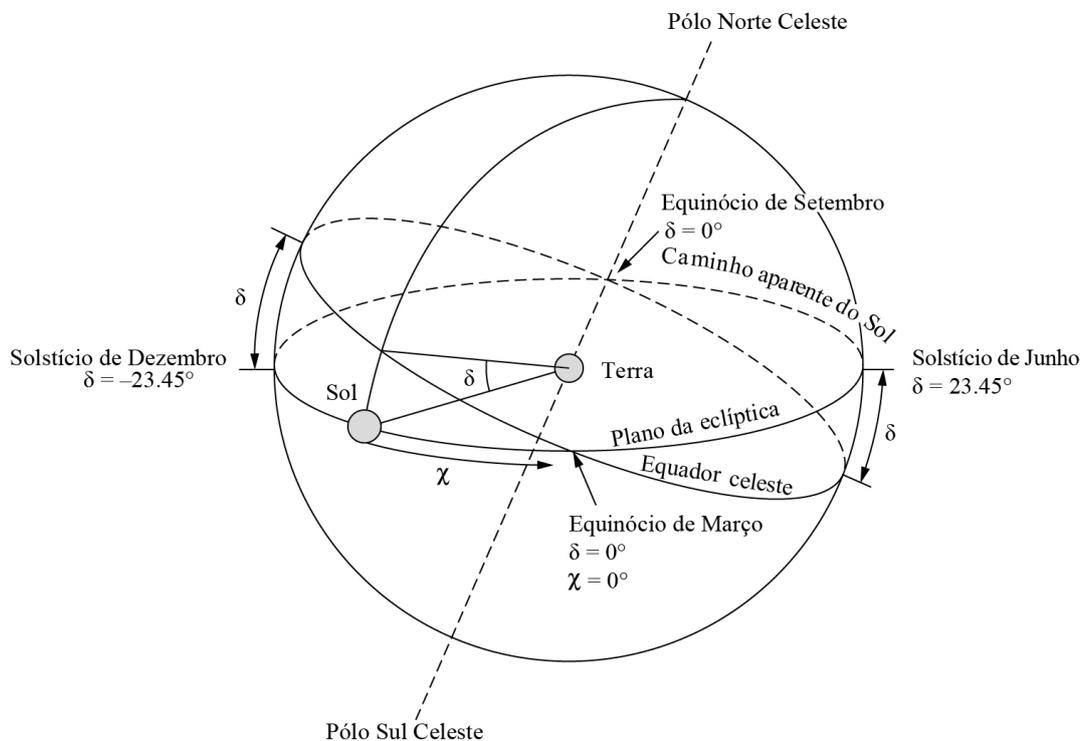
- a) sistema de horizonte: este sistema define a posição de um corpo celeste X conforme percebido pelo observador F . A distância angular de X ao horizonte é chamada de altura ou elevação h . A outra coordenada que define esse sistema é o ângulo de azimute A , que se dá entre o meridiano local e o plano que passa entre o corpo celeste e a linha vertical imaginária que passa pelo observador chamada de zênite Z . O ponto zero do ângulo de azimute é o ponto sul do horizonte S .
- b) sistema equatorial local: para este sistema, o polo norte celeste P é o ponto de referência e o plano básico para ele é o do equador celeste (projeção do equador

terrestre). A distância do corpo celeste até o plano do equador celeste é chamada de declinação δ e a outra coordenada é o ângulo horário ω . O ponto zero do ângulo horário é definido como o ponto M onde passa o meridiano celeste que descreve um semicírculo entre o polo norte celeste P e zênite Z ;

- c) os pontos entre os sistemas podem ser convertidos através de relações de identidade trigonométricas esféricas aplicadas ao triângulo esférico formado pelos vértices Z (zênite), P (polo norte celeste) e X (corpo celeste).

Foster, Ghassemi e Cota (2010) propõem uma terceira forma de sistema de coordenadas celestes, onde no lugar do ângulo horário ω é utilizada a chamada de ascensão reta α . Este ângulo é medido em direção a oeste no equador celeste a partir do ponto definido como o equinócio de março (chamado também de ponto vernal), que é um dos momentos em que o Sol, através do plano da eclíptica, posiciona-se exatamente sobre o plano do equador celeste. A Figura 6 apresenta os limites angulares da declinação δ em relação ao Sol e o sentido de medição da ascensão reta, bem como os pontos onde ocorrem os solstícios e equinócios.

Figura 6 – Sistema de coordenadas celestes.



Fonte: Adaptada de Foster, Ghassemi e Cota (2010).

2.2 A Energia Proveniente do Sol

Conforme salientam Duffie e Beckman (2013) e Foster, Ghassemi e Cota (2010), para que se obtenha o correto entendimento sobre energia solar é necessário conhecimento sobre a maneira como a mesma chega até o planeta Terra, de tal modo que seja possível confiar e interpretar estas informações para projetar, operar e gerenciar sistemas de tecnologia solar com segurança.

2.2.1 O Sol

Segundo Duffie e Beckman (2013), o Sol é uma esfera gasosa e quente, podendo ser considerada uma estrela de tamanho médio. A elevada temperatura deste corpo se dá principalmente ao fato de que ele funciona como um reator nuclear contínuo, onde a principal reação é a de transformação de hidrogênio em hélio. Estes elementos compõem cerca de 74% e 25% da massa solar, respectivamente. Esse processo de fusão nuclear é o responsável pela maior quantidade de energia gerada em seu núcleo. Esta energia é então transferida para a sua superfície, através de suas camadas e posteriormente irradiada pelo espaço.

Conforme Kalogirou (2014), a taxa de energia total liberada em todas direções pelo Sol tem uma potência na ordem de 3.8×10^{20} MW. Já a Terra recebe apenas uma pequena fração desse valor: $1,7 \times 10^{14}$ kW, o que é suficiente para ser a origem de basicamente todas as formas de energias conhecidas. Mesmo ao descontar a parcela dessa energia que chega nos oceanos, o potencial de utilização da mesma é suficiente para comportar a demanda de energia primária mundial em muitas vezes (IPCC, 2012).

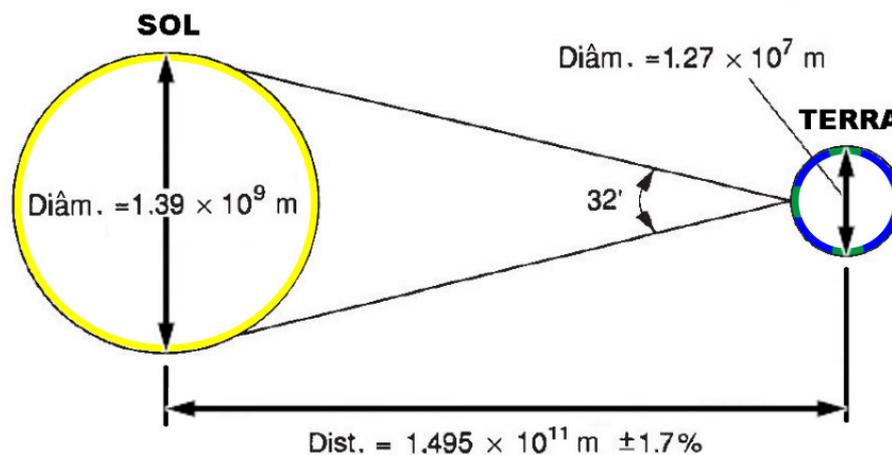
Essa taxa da energia solar total que incide sobre a Terra como radiação eletromagnética é constante e, mesmo que a temperatura no interior do Sol seja muito superior a este valor, pode ser aproximada à de um corpo negro em torno de 5777 K (5504 °C). Devido a constância dessa radiação e a localização do Sol para com relação a Terra, é possível afirmar a existência de uma intensidade de radiação quase fixa no decorrer da atmosfera terrestre. A constante solar (G_{sc}) representa a energia por unidade de tempo que vem do Sol, por unidade de área de uma superfície externa à atmosfera terrestre e perpendicular à direção de propagação, na distância média entre o Sol e a Terra. Diversos estudos foram realizados para obtenção do valor dessa constante, uma vez que ela varia conforme a variação da distância entre o Sol e a Terra. Todavia, conforme afirmam Duffie e Beckman (2013), o valor mais utilizado é o de 1.367 W/m^2 . Com o

valor de G_{sc} é possível calcular a irradiância extraterrestre G_{on} para qualquer dia do ano n (1-365) utilizando-se da Equação 2.1.

$$G_{on} = G_{sc} \left[1 + \left(0,033 \times \cos \frac{360n}{365} \right) \right] \quad (2.1)$$

Também é importante o conhecimento dos dados dimensionais do Sol e da Terra e das suas relações no decorrer do ano, sendo importante notar que a distância entre os dois varia cerca de 3,3% ao longo desse período. Essa variação é devido a variação da excentricidade da órbita da Terra em torno do Sol, conforme Pereira et al. (2017). A Figura 7 mostra alguns desses dados dimensionais geométricos e relacionais entre os dois astros.

Figura 7 – Relações geométricas entre o Sol e a Terra.

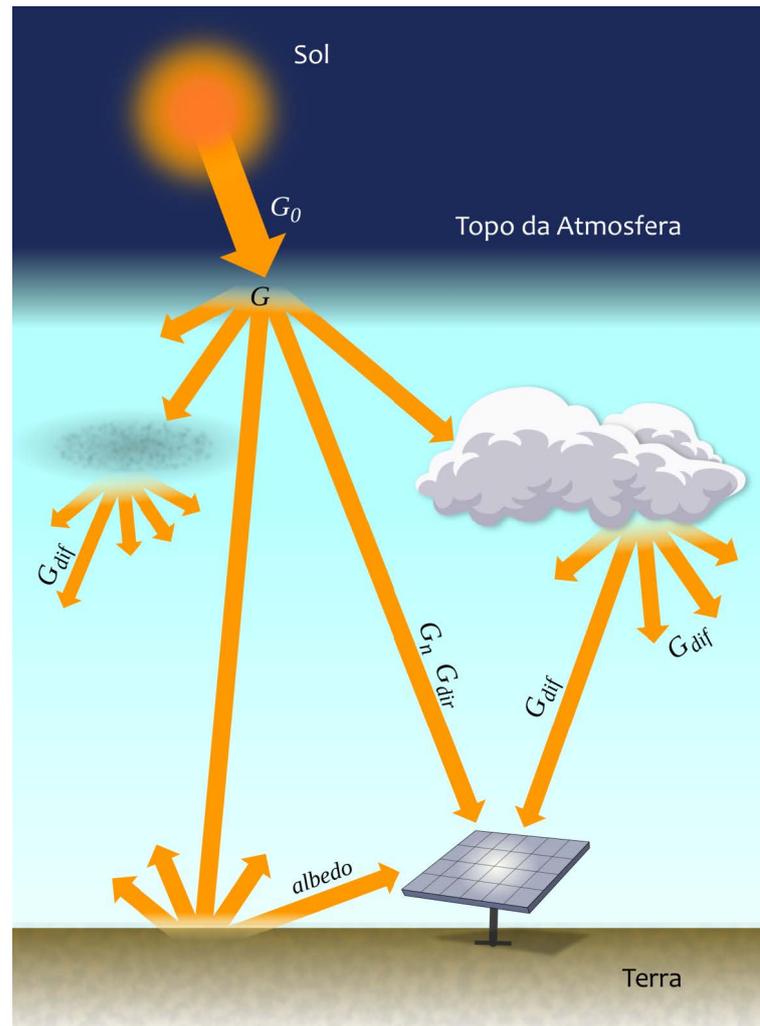


Fonte: Adaptada de Duffie e Beckman (2013).

2.2.2 Radiação Solar e sua Distribuição na Superfície Terrestre

Quando a radiação eletromagnética proveniente do Sol, tomada como radiação térmica devido a consideração de corpo negro, chega a uma superfície teórica acima da atmosfera terrestre, ela incide uniformemente sobre ela. Contudo, a parcela dessa irradiância solar que penetra na atmosfera pode ser dividida em duas componentes: a irradiância direta normal (DNI), proveniente do disco solar e a irradiância difusa, proveniente do hemisfério celeste a partir das interações da irradiância direta com os constituintes da atmosfera (KONZEN, 2016). As demais parcelas são consequência direta da interação entre essas duas componentes e da posição da superfície receptora.

Figura 8 – Componentes da irradiância solar.



Fonte: Pereira et al. (2017).

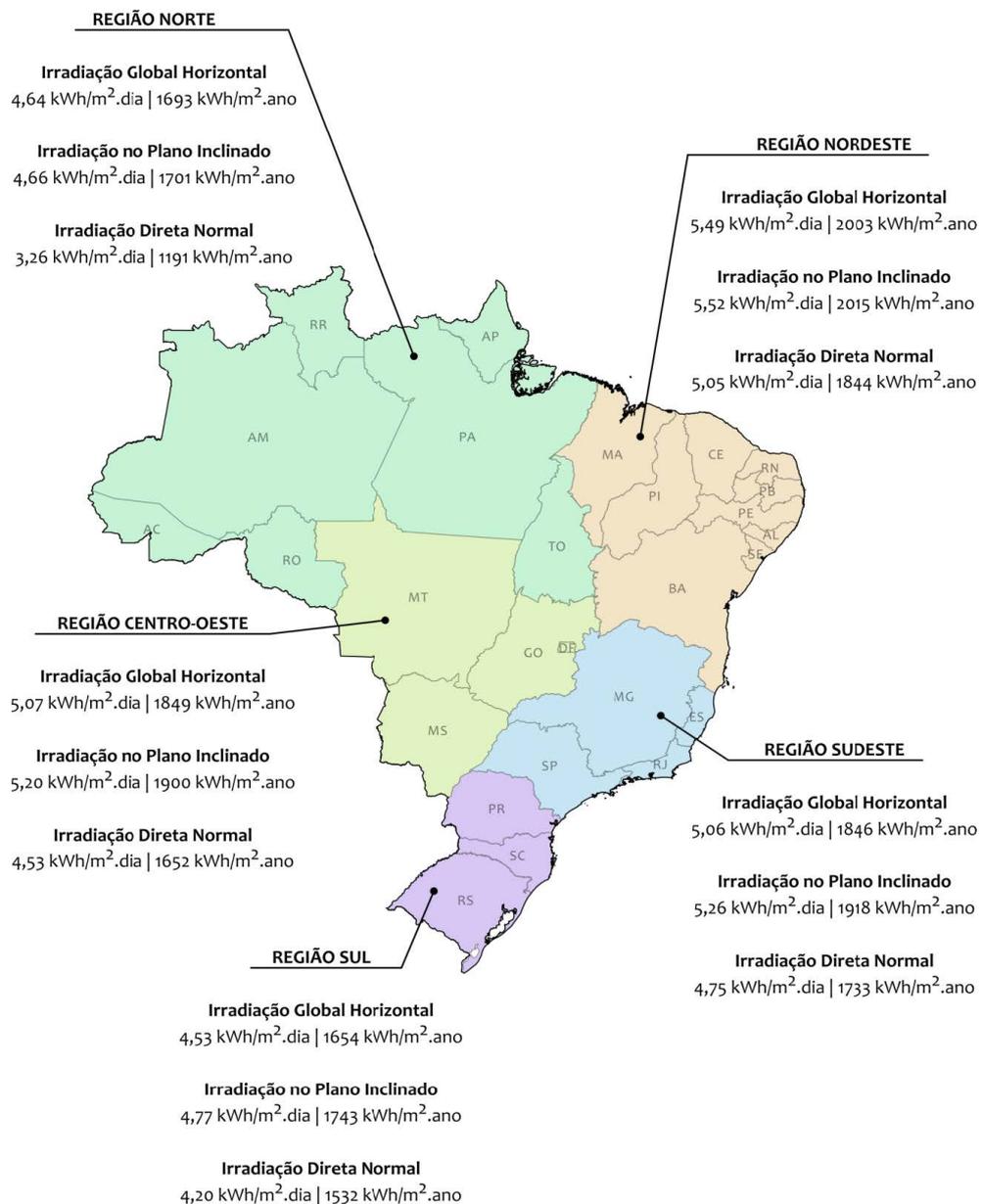
A Figura 8 representa as definições de Pereira et al. (2017) para essas duas componentes e suas conseqüentes com relação a posição da superfície receptora:

- irradiância extraterrestre (G_{on}): é a radiação incidente por unidade de área em um plano horizontal imaginário acima da atmosfera terrestre;
- irradiância direta normal (G_n ou DNI): também conhecida como DNI, é a parcela da radiação vinda diretamente do sol, sem reflexões e que incide perpendicularmente à superfície;
- irradiância difusa (G_{dif}): é a parcela de radiação que é dispersa e atenuada devido aos elementos constituintes da atmosfera, como as nuvens, poeira, vapor d'água e outros;
- irradiância direta horizontal (G_{dir}): é a porção da irradiância direta que atua em uma superfície receptora horizontal. Pode ser obtida através do produto da DNI com o cosseno do ângulo zenital;

- e) irradiância global (G): é a taxa de energia total incidindo em uma superfície, ou seja, é a soma das parcelas de irradiância difusa e direta;
- f) irradiância no plano inclinado: é a porção de radiação que incide em um plano inclinado na latitude do local desejado em relação a superfície receptora.

É importante salientar o fato de que para o aproveitamento da irradiância solar em tecnologias CSP, se utiliza apenas a parcela de DNI. Já para geração fotovoltaica, tanto a parcela de DNI quanto de irradiação difusa são aproveitadas. A Figura 9 apresenta uma síntese dos níveis de alguma dessas parcelas de irradiação solar no Brasil, podendo-se destacar a região nordeste brasileira como maior potencial para aproveitamento desse tipo de tecnologia.

Figura 9 – Síntese dos níveis de irradiação solar por região brasileira.



Fonte: Pereira et al. (2018).

2.3 Incidência da Irradiação Solar com Relação a Posição Celeste

Devido aos movimentos de translação e rotação da Terra, a irradiação incidente varia ao longo do dia. De modo que Duffie e Beckman (2013) apresentam algumas equações e definições necessárias para entendimento da posição solar em cada instante e a influência desse fator na irradiação solar em determinada superfície.

2.3.1 Cálculo do Tempo Solar Verdadeiro e das Coordenadas Celestes Solares

Uma importante definição é a do tempo solar verdadeiro, TSV , que é o tempo baseado na aparente movimentação angular do Sol, tendo o seu meio-dia definido como a posição no tempo em que o Sol cruza o meridiano do observador. O TSV é a definição de tempo utilizada em todas relações angulares com o Sol e não coincide com o horário no meridiano local. O TSV pode ser calculado em minutos pela Equação 2.2:

$$TSV = T_{loc} + 4 (L_{st} - L_{loc}) + E \quad (2.2)$$

onde T_{loc} é a hora em minutos no meridiano local; L_{st} é a longitude do meridiano padrão para o zona de horário local em graus oeste ($0^\circ < L < 360^\circ$); L_{loc} é a longitude do meridiano local também em graus oeste e; E é um parâmetro de correção do tempo que é dado em minutos pela Equação 2.3 (SPENCER, 1971 apud DUFFIE E BECKMAN, 2013):

$$E = 229,2 (0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B) \quad (2.3)$$

onde B é o parâmetro definido pela Equação 2.4, em que n é o enésimo dia do ano (1-365):

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (2.4)$$

Com o tempo solar verdadeiro (TSV) calculado é possível determinar a grandeza chamada ângulo horário solar ω_s , que estabelece a relação entre o TSV e a posição do sol nesse instante quanto ao movimento de rotação da terra. Duffie e Beckman (2013) afirmam que esta grandeza representa o deslocamento angular do sol em sentido leste ou oeste do meridiano local,

15 ° por hora, possuindo sinal negativo pela manhã e positivo pela tarde. A expressão que define o valor deste ângulo deriva desta informação e é dada segundo a Equação 2.5.

$$\omega_s = 15 (TSV - 12) \quad (2.5)$$

Outra variável importante é a declinação solar δ_s , que pode ser definida também, segundo os autores, como a posição angular do Sol ao meio-dia solar em relação ao plano do equador. O sinal positivo para esse ângulo indica o sentido norte e seu valor varia entre $-23,45^\circ \leq \delta_s \leq 23,45^\circ$. A Equação 2.6 define o valor deste ângulo (SPENCER, 1971 apud DUFFIE E BECKMAN, 2013):

$$\delta_s = \left[\left(\frac{180}{\pi} \right) \begin{pmatrix} 0,006918 - 0,399912 \cos B + 0,070257 \sen B \\ - 0,006758 \cos 2B + 0,000907 \sen 2B \\ - 0,002697 \cos 3B + 0,00148 \sen 3B \end{pmatrix} \right] \quad (2.6)$$

2.3.2 Ângulos Solares

Conforme já comentado anteriormente na seção 2.1.2, as coordenadas celestes são utilizadas para descrever a posição de um corpo celeste qualquer com relação a um observador presente na Terra. Ao tratar-se do Sol, faz-se necessário, em conjunto das coordenadas celestes, a definição de ângulos específicos ao comportamento do mesmo quando sua irradiação é incidente em uma superfície qualquer, seja ela horizontal ou inclinada. Um destes ângulos é o chamado ângulo de incidência θ , que é a representação do ângulo formado entre a normal de uma superfície e o feixe de irradiação solar. Essa definição de Duffie e Beckman (2013) traz consigo a Equação 2.7 da qual é possível se estabelecer diversas relações angulares importantes:

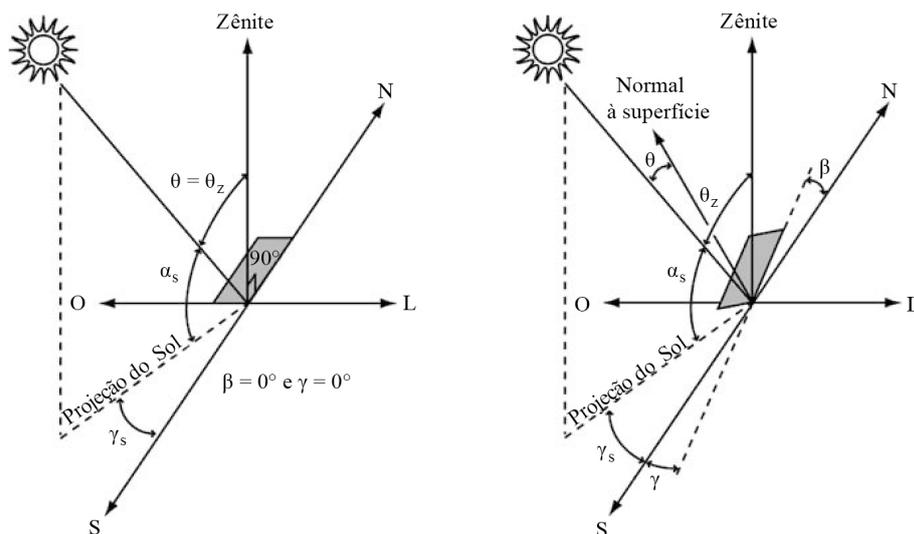
$$\cos \theta = \left(\begin{array}{l} (\sen \delta_s \sen \phi \cos \beta) - (\sen \delta_s \cos \phi \sen \beta \cos \gamma) + \\ (\cos \delta_s \cos \phi \cos \beta \cos \omega_s) + (\cos \delta_s \sen \phi \sen \beta \cos \gamma \cos \omega_s) \\ + (\cos \delta_s \sen \beta \sen \gamma \cos \omega_s) \end{array} \right) \quad (2.7)$$

onde δ_s é a declinação solar calculada pela Equação 2.6; ϕ é a latitude local conforme definido na seção 2.1.1; β é o ângulo de inclinação entre o plano da superfície em questão e o plano horizontal que varia entre $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$; γ é o ângulo de azimute da superfície que é o desvio da projeção no plano horizontal da normal à superfície com relação ao meridiano local,

contando de zero a partir do sul e variando entre -180° (leste) $\leq \gamma \leq 180^\circ$ (oeste); ω_s é o ângulo horário solar definido pela Equação 2.5.

A Figura 10 representa o comportamento angular da irradiação solar com base em uma superfície receptora posicionada na horizontal e com base em uma superfície receptora posicionada de maneira inclinada. Nesta figura ainda são apresentados outros ângulos importantes para definições da interação entre Sol e Terra: o ângulo de zênite solar θ_z que é o ângulo entre a reta vertical zênite e a linha do feixe solar, ou seja, o ângulo de incidência em para uma superfície horizontal; o ângulo de altitude solar α_s que é o ângulo entre o plano horizontal e a linha do feixe solar, complementar ao ângulo de zênite solar θ_z ; e o ângulo de azimute solar γ_s que é o desvio da projeção do Sol no plano horizontal a partir do sul e variando entre -180° (leste) $\leq \gamma_s \leq 180^\circ$ (oeste) (DUFFIE E BECKMAN, 2013).

Figura 10 – Incidência da irradiação solar em uma superfície plana e inclinada.



Fonte: Adaptada de Foster, Ghassemi e Cota (2010).

Sendo assim, como em uma superfície horizontal $\beta = 0^\circ$ e $\gamma = 0^\circ$, o ângulo de incidência θ para este caso pode ser comparado ao ângulo de zênite solar θ_z ($\theta = \theta_z$). Portanto da Equação 2.7, pode-se deduzir a Equação 2.8:

$$\cos \theta_z = (\cos \phi \cos \delta_s \cos \omega_s) + (\sin \phi \sin \delta_s) \quad (2.8)$$

2.4 Técnicas de Aproveitamento da Energia Solar

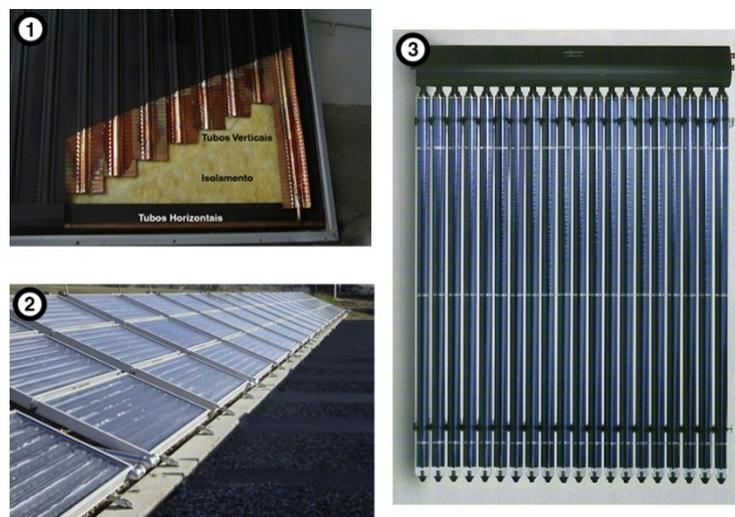
Segundo explicações de Konzen (2016), podem ser utilizados dois tipos de tecnologia para aproveitamento da energia solar: a fotovoltaica, que consiste na utilização de células semicondutoras (geralmente de silício) que convertem fótons em energia elétrica; e a heliotérmica, na qual a energia solar é concentrada em espelhos e refletida em um receptor para ser aproveitada na sua forma térmica, tanto para uso em processos como para geração de eletricidade. Como o tema deste trabalho reside no uso da energia heliotérmica em coletores de energia solar com tecnologia CSP, estes serão o foco da fundamentação teórica.

2.5 Coletores de Energia Solar

Conforme Kalogirou (2014), coletores de energia solar são tipos especiais de trocadores de calor que transformam energia proveniente do Sol em energia térmica no fluido de transporte. Atualmente, pode-se destacar dois tipos de coletores de energia solar: os não concentradores e os concentradores (CSP).

Os coletores de energia solar não concentradores são caracterizados por possuírem apenas uma área que intercepta e absorve a radiação solar. São exemplos destes tipos de coletores: coletores de placa plana (FPC), coletores parabólicos compostos (CPC) e coletores de tubos evacuados (ETC) (KALOGIROU, 2014). Estes exemplos são mostrados na Figura 11, onde os números 1, 2 e 3 representam cada tipo respectivamente. Salienta-se que há modelos de ETC que possuem refletores em sua parte inferior, sendo então coletores concentradores.

Figura 11 – Coletores de energia solar não concentradores.

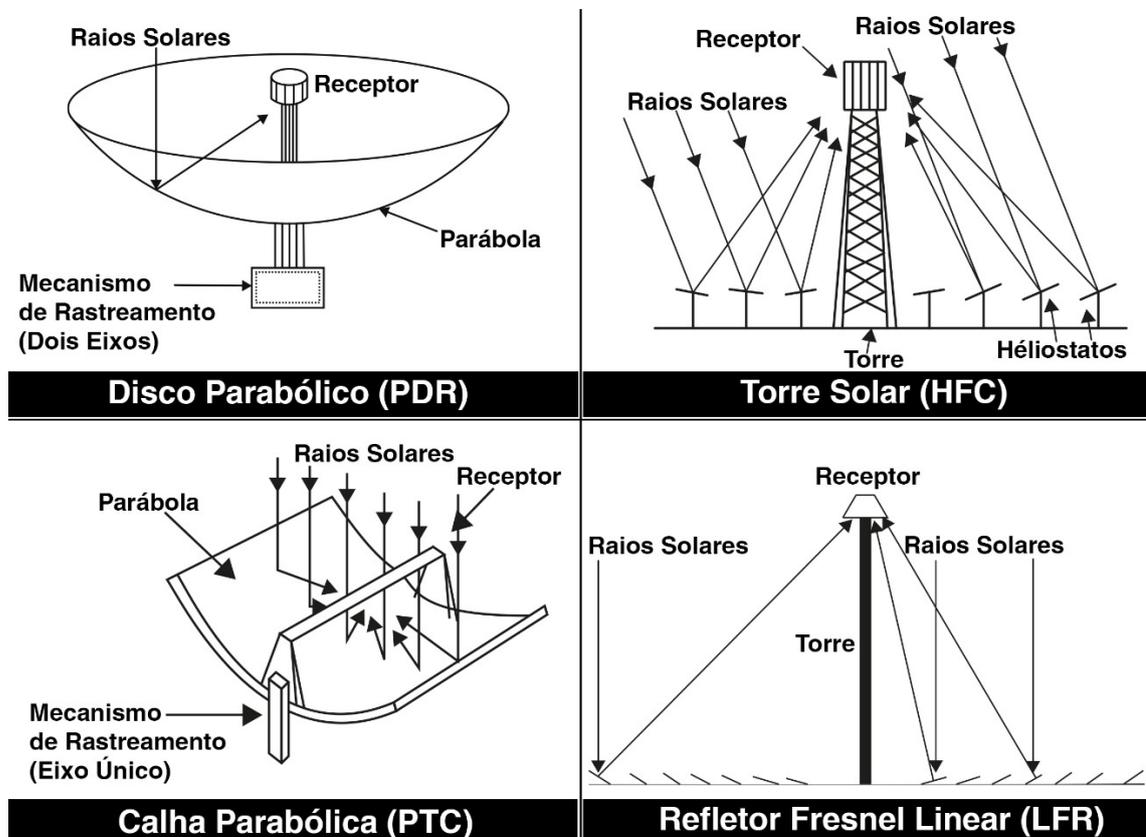


Fonte: Adaptada de Kalogirou (2014).

Já o foco deste trabalho fica para o segundo tipo de coletores de energia solar: os concentradores, também conhecidos como sistemas CSP. Para os coletores concentradores geralmente utiliza-se um sistema rastreador solar juntamente com superfícies reflexivas que direcionam e focalizam a irradiância solar direta para uma área menor. Este fato é o que garante um aumento no fluxo de radiação, possibilitando um grande aumento na temperatura de trabalho. Conforme indica Kalogirou (2014), os principais exemplos para estes são: refletores Fresnel lineares (LFR), os coletores de calha cilíndricas (CTC) ou parabólicas (PTC), coletores de disco parabólico (PDR), e os coletores de campo heliostático (HFC) (ou torre solar).

Conforme Foster, Ghassemi e Cota (2010), para processos que necessitam mais de 100 °C, muitas vezes o fluxo de radiação solar não é suficiente, indicando a necessidade de uso de sistemas CSP. Para Freris e Infield (2008) este valor é colocado como acima de 150 °C. Este calor gerado nos concentradores solares é utilizado para atender processos ou para geração de potência mecânica e subsequentemente geração de eletricidade. A Figura 12 ilustra os principais modelos de coletores CSP.

Figura 12 – Coletores de energia solar concentradores.



Fonte: Adaptada de Kalogirou (2014).

A Tabela 1 apresenta as tecnologias mais usadas para coletores solares juntamente com sua faixa de trabalho indicada e a razão de concentração (área de abertura dividida pela área de recepção/absorção).

Tabela 1 – Coletores de energia solar.

Movimento	Tipo do Coletor	Tipo do Absorvedor	Razão de Concentração	Temperatura Indicada (°C)
Estacionário	Coletor de Placa Plana (FPC)	Plano	1	30-80
	Tubo Coletor Evacuado (ETC)	Plano	1	50-200
	Coletor Parabólico Componente (CPC)	Tubular	1-5	60-240
Rastreamento de Eixo Único	Coletor Parabólico Componente (CPC)	Tubular	5-15	60-300
	Refletor Fresnel Linear (LFR)	Tubular	10-40	60-250
	Coletor de Calha Cilíndrica (CTC)	Tubular	15-50	60-300
	Coletor de Calha Parabólica (PTC)	Tubular	10-85	60-400
Rastreamento de Dois Eixos	Refletor em Disco Parabólico (PDR)	Pontual	600-2000	100-1500
	Torre Solar (HFC)	Pontual	300-1500	150-2000

Fonte: Adaptada de Kalogirou (2014).

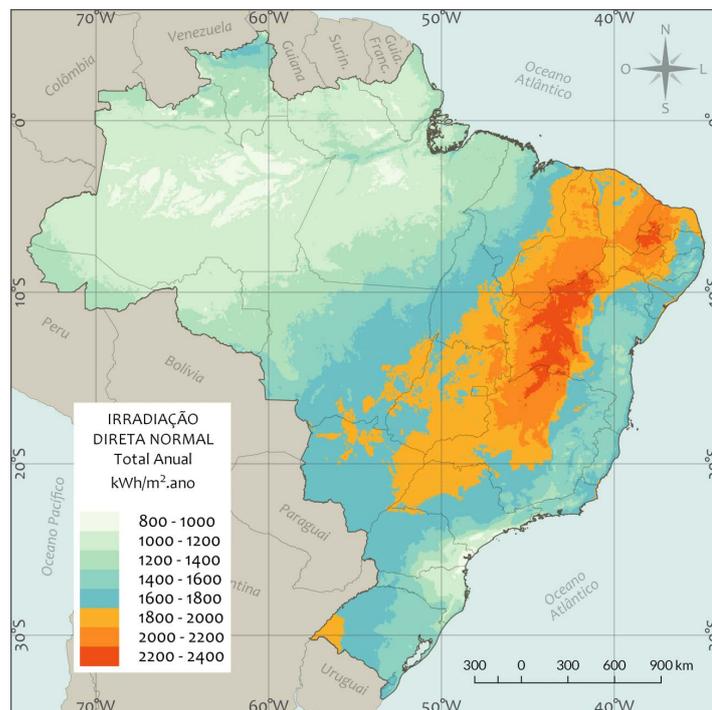
2.5.1 Potencial de Utilização de Tecnologia CSP em Território Brasileiro

O território brasileiro possui muitas regiões que poderiam ser utilizadas como base para a construção de uma usina solar térmica CSP de larga-escala e para aplicações auxiliares em processos industriais que não exigem demasiada quantidade de área. Conforme indicações de Schlecht e Meyer (2012), pode-se destacar essas regiões através da quantidade de DNI anual e a presença de baixa nebulosidade, tomando como potenciais para geração heliotérmica as

regiões que possuam valores de DNI anuais acima de 2000 kWh/m². Esses valores são encontrados nos locais detalhados por Martins, Abreu e Pereira (2012), como sendo principalmente regiões do semiárido nordestino.

Todavia, o potencial do território brasileiro não se limita somente ao semiárido nordestino. A Figura 8 apresenta este potencial com relação ao DNI anual no território Nacional, onde é possível destacar que outras diversas regiões brasileiras possuem um alto nível de DNI e principalmente um baixo índice de variabilidade da irradiação apresentada. Ao comparar-se estes níveis em território nacional com os apresentados nos territórios de grandes potências onde este tipo de tecnologia já está bem estabelecido: como a Alemanha, Espanha, Itália, França e Portugal. A região do Rio Grande do Sul, apesar de apresentar valores de irradiação mais baixos, ainda assim apresenta valores bem similares aos desses países Europeus, demonstrando que a tecnologia também pode ser instalada, mesmo que com menor aproveitamento. Isso se deve ao fato de que a região do Rio Grande do Sul encontra-se em uma maior latitude, gerando maiores variações na duração dos dias no decorrer do ano.

Figura 13 – Total anual de irradiação solar direta normal no Brasil.



Fonte: Pereira et al. (2018).

Dentre as tecnologias que poderiam ser instaladas nessas regiões potenciais, destacam-se os sistemas LFR. Este tipo de sistema já vem sendo utilizado em grande escala como é o exemplo das usinas *Puerto Errado 1* (PE1) e *Puerto Errado 2* (PE2), localizadas na Espanha e com capacidades de 1,4 MW e 30MW, respectivamente (NOVATEC SOLAR, 2018). Contudo,

historicamente essa tecnologia vem sendo empregada na maior parte das vezes para aplicações de baixa a média temperatura (ZHU, 2014). Nesta faixa de 150 a 300 °C, conforme salientam Hongn et al. (2014) existem grandes oportunidades juntamente com a necessidade de maiores pesquisas que garantam o desempenho óptico e térmico desses concentradores durante o ano. Destacam-se aplicações em projetos como: aquecimento/arrefecimento de edifícios (BERMEJO; PINO; ROSA, 2010), aquecimento de água para uso doméstico (SULTANA; MORRISON; ROSENGARTEN, 2012), fora diversas aplicações de geração de vapor e calor de processo para usos industriais. A Figura 14 apresenta vistas aéreas das usinas *Puerto Errado 1* (PE1) e *Puerto Errado 2* (PE2), respectivamente.

Figura 14 – Usinas PE1 e PE2 na Espanha.



Fonte: Adaptada de Novatec Solar (2018).

A Figura 15 apresenta um exemplo de integração de sistemas LFR em aplicações industriais, onde neste caso, um concentrador é utilizado para integrar um processo de geração de vapor em uma indústria farmacêutica, chamada RAM Pharma, na Jordânia.

Figura 15 – Aplicação industrial de um sistema LFR.



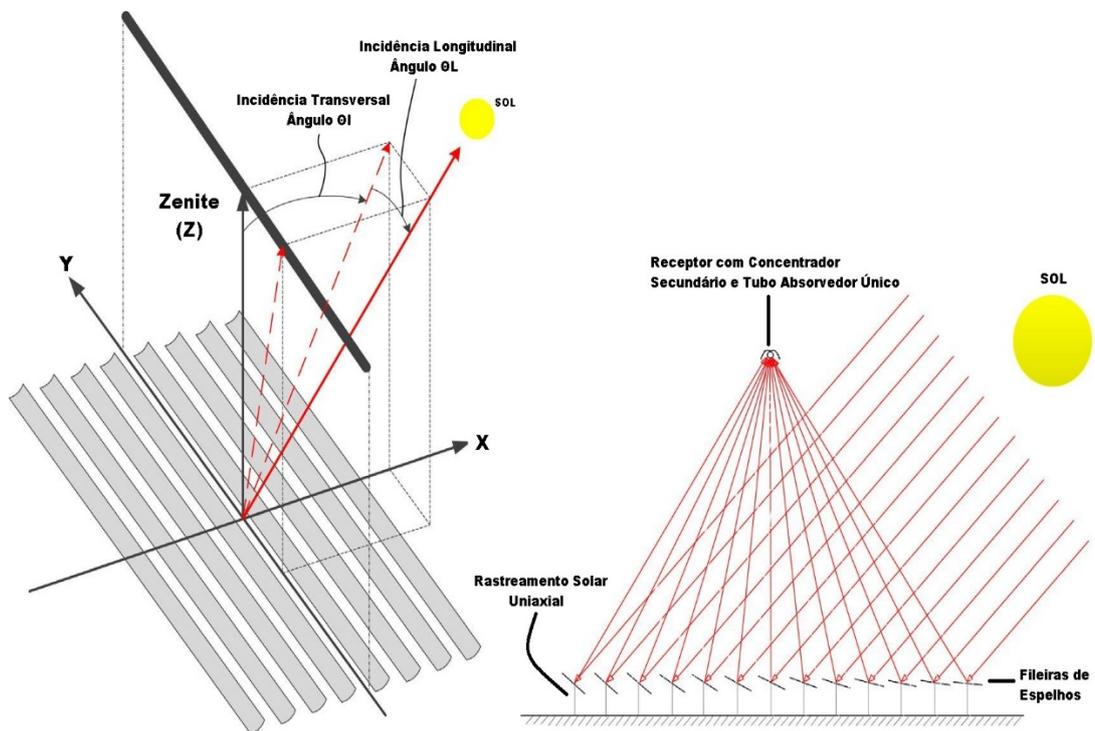
Fonte: Adaptada de Industrial Solar GmbH (2018).

2.6 Refletores Fresnel Lineares (LFR)

Segundo Mills (2004), os refletores Fresnel lineares são sistemas CSP com rastreamento solar uniaxial, onde um ou mais receptores térmicos estacionários são fixados paralelamente ao eixo rotacional do sistema de rastreamento, num espaço situado acima do arranjo de fileiras de espelhos que focam diretamente o fluxo de irradiação solar até eles.

A Figura 16 ilustra os detalhes esquemáticos de um sistema LFR.

Figura 16 – Detalhes esquemáticos de um sistema LFR.



Fonte: Adaptada de Zhu et al. (2014).

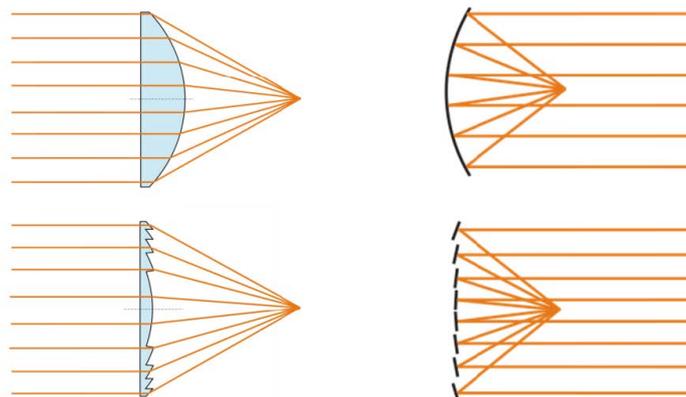
Diversas empresas vêm tomando como base a utilização de tecnologia LFR para construção de seus coletores de energia solar. Essa utilização se deve ao fato de que suas características construtivas garantem grandes vantagens de custo sobre os outros sistemas. Abbas et al. (2013) afirmam que mesmo que sejam considerados sistemas com baixa eficiência óptica/térmica, isso só se deve ao fato de que ainda não houve muitas pesquisas a respeito deste tipo de coletores. Muñoz, Martínez-Val e Ramos (2011) afirmam que esse valor de eficiência baixa, se comparados com sistemas de calha parabólica, é resultado de um aumento das perdas pelo efeito cosseno devido a um receptor estacionário e um sistema de rastreamento uniaxial de espelhos na horizontal. De qualquer forma, ressalta-se que uma simples e pequena curvatura nos espelhos dos LFR poderia levar o sistema a razões de concentração muito maiores.

Atualmente, ao utilizar-se espelhos planos já consegue-se chegar a uma razão de concentração de 10 a 15. Leva-se em conta que uma razão de concentração de 10, conforme afirmar Abbas et al. (2013) já é suficiente para pré-aquecer o fluido de transferência de calor a uma temperatura em torno de 300 °C. Morin et al. (2012) afirmam em seu estudo que o baixo custo dos componentes de um sistema LFR são constantemente utilizados como forma de compensação pela baixa eficiência térmica.

2.6.1 Espelhos Refletores e Sistema de Rastreamento Solar

Segundo Günther (2011), os sistemas LFR receberam este nome, pois utilizam o princípio das lentes de Fresnel. Esse princípio consiste basicamente na divisão de um elemento óptico (como espelhos) em segmentos que, em conjunto, possuem as mesmas (ou praticamente as mesmas) características, porém com uma abrupta redução na espessura e na quantidade de material utilizado. A Figura 17, mostra este conceito aplicado: do lado esquerdo é mostrado uma lente de Fresnel (abaixo) que aproxima características de uma lente convexa (acima); já do lado direito é demonstrado um sistema similar ao utilizado pelos concentradores LFR, onde ao segmentar o número de espelhos (abaixo) aproxima-se das características ópticas parabólicas (acima).

Figura 17 – Princípio de Fresnel aplicado em elementos ópticos.



Fonte: Günther (2011).

É importante salientar, conforme informações de Günther (2011), que há uma série de parâmetros a serem observados e analisados geometricamente ao construir os espelhos de Fresnel. Dentre estes parâmetros pode-se citar: a largura dos espelhos, largura do receptor, quantidade de espelhos, distância entre as fileiras de espelhos, curvatura dos espelhos e outros.

Conforme Zhu et al. (2014), o arranjo de espelhos que é utilizado para os sistemas LFR podem ser planos ou com uma leve curvatura, facilmente obtida através de meios mecânicos. Esses arranjos de espelhos geralmente são construídos com um perfil baixo, o que caracteriza menor carga de vento e conseqüentemente um menor custo de construção se comparados a tecnologias similares.

Junto com as fileiras de espelhos, é importante destacar que a sua construção deve ser realizada de maneira a contemplar a utilização de um sistema de rastreamento do Sol. Este sistema geralmente utiliza um motor de passo, programado em função da localização do sistema para correto rastreamento solar. Essa movimentação é dada por um ou mais motores (até mesmo um por linha de espelho), dependendo das necessidades do sistema. Ao utilizar um motor por espelho, por exemplo, faz-se possível desativar fileiras unitárias, caso seja necessário um controle de temperatura do fluido de transferência de calor.

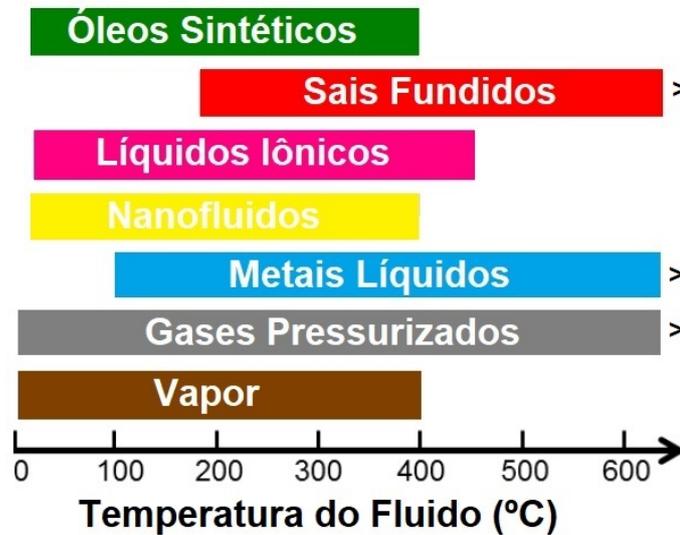
2.6.2 Fluido de Transferência de Calor

Nos sistemas CSP, a irradiação solar é diretamente focada em um receptor onde ela é absorvida e convertida em energia térmica. Essa energia térmica é usualmente entregue por meios convectivos ao que é conhecido como Fluido de Transferência de Calor, ou do termo original *Heat Transfer Fluid* (HTF). Portanto, o HTF tem funções primordiais no sistema, podendo-se destacar: a coleta, o transporte, o armazenamento e a troca térmica. A temperatura de trabalho máxima do HTF e sua estabilidade nessa temperatura são fatores limitantes do sistema como um todo, uma vez que a temperatura de saída deve ser a mais alta possível para aumentar a eficiência do ciclo (WEINSTEIN et al., 2015).

De acordo com isso, uma das maneiras de classificar o uso dos fluidos de transferência de calor é através das faixas de temperatura de trabalho dos mesmos. O sal fundido, por exemplo, devido a possibilidade de trabalhar em temperaturas mais altas que os óleos, pode aumentar a eficiência térmica. Todavia, esse efeito se dá a custo de desafios envolvendo a temperatura de fusão dos sais e o bombeamento dele no sistema. Conforme Behar (2018), um dos tipos mais utilizados de HTF é o óleo sintético chamado usualmente de Therminol VP1 devido a sua boa estabilidade em altas temperaturas e uma boa faixa de trabalho. A faixa de temperaturas de trabalho para o Therminol VP1 está entre 12 e 400 °C (THERMINOL, 2018).

A Figura 18 mostra os principais tipos de HTF utilizados atualmente e sua faixa de temperaturas de trabalho característica, que deve ser levada em conta durante a fase de projeto desse tipo de tecnologia.

Figura 18 – Faixas de temperatura de trabalho para diferentes HTF.



Fonte: Adaptado de Weinstein et al. (2015).

2.6.3 Receptor

Segundo pesquisas de Zhu et al. (2014), diversos estudos vêm sendo realizados em torno do design e geometria do receptor de um sistema LFR. Esses estudos têm como objetivo chegar em uma forma que propicie um aumento da eficiência do conjunto. No receptor também estão localizados um ou mais tubos absorvedores, por onde escoar o fluido de transferência de calor utilizado, sendo estes os objetivos da incidência da irradiação solar.

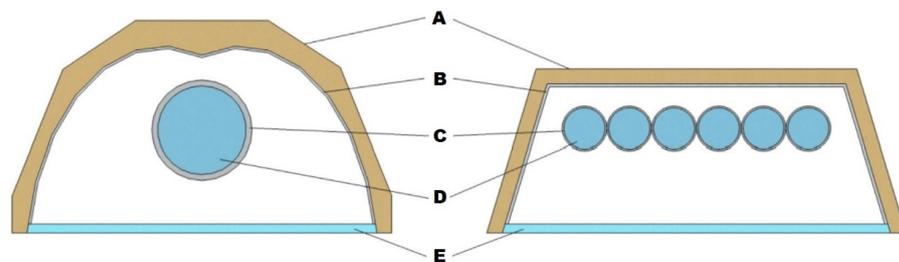
Nos estudos de Pulido-Iparraguirre et al. (2019), constatou-se a existência de dois *designs* principais utilizados: um receptor composto por um único tubo absorvedor com um refletor secundário, geralmente com formato parabólico composto; ou um receptor de cavidade trapezoidal com múltiplos tubos absorvedores.

- a) cobertura com isolamento térmico: geralmente utilizada para reduzir as perdas térmicas;
- b) superfície reflexiva secundária: utilizada para aumentar a eficiência óptica do coletor. Conforme Zhu et al. (2014) os diferentes designs para os receptores são devido ao processo complicado de obtenção de uma superfície reflexiva secundária ótima. Esta depende de muitos fatores, diretamente atrelados a geometria do concentrador como um todo;

- c) tubo absorvedor: Geralmente de aço ou algum material resistente à temperatura, servindo como tubulação de escoamento e meio de troca térmica do fluido de transferência de calor;
- d) fluido de transferência de calor: geralmente utiliza-se um óleo térmico (usualmente sintético) que resista a temperatura de trabalho empregada ou água, possibilitando até mesmo a geração direta de vapor;
- e) tampa de vidro plana: utilizada para proteção contra as intempéries na superfície interna do sistema do receptor, mas, principalmente, para minimizar as perdas térmicas por radiação convecção.

A Figura 19 apresenta os dois modelos mais usuais para receptores em coerência com os itens acima listados.

Figura 19 – Principais modelos de receptores utilizados para sistemas LFR.



Fonte: Adaptado de Pulido-Iparraguirre et al. (2019).

Além destes itens, somam-se ainda outros dados aos fatores geométricos, como por exemplo: altura e largura do receptor, material a ser utilizado, tipo de superfície seletiva a ser utilizada para o revestimento dos tubos absorvedores, comprimento e diâmetro dos tubos e outros.

Juntamente com a determinação da geometria e características construtivas do receptor, a estrutura em si do concentrador é um importante parâmetro a ser observado. Como material de construção, utilizam-se materiais que consigam resistir às necessidades de cargas e do ambiente de instalação.

2.7 Desempenho Térmico de um Concentrador Solar

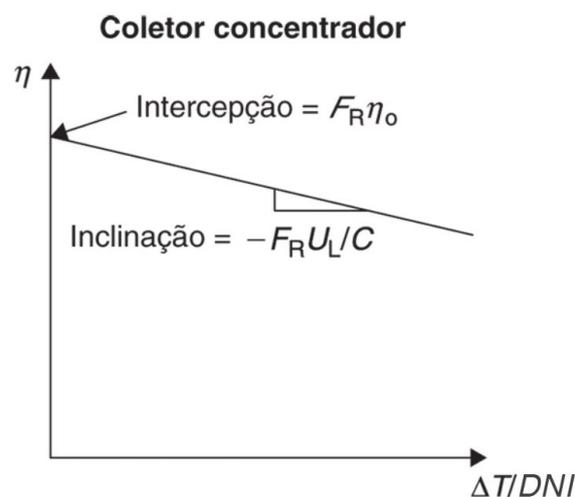
Conforme Duffie e Beckman (2013), a análise do desempenho de um sistema concentrador solar depende da estimativa do valor de irradiação solar por unidade de área de abertura no receptor. Essa estimativa é realizada com base nas características construtivas do sistema, que influenciam diretamente em seu desempenho óptico. Portanto, essa análise não é

considerada algo trivial comparando-se com a de coletores planos, uma vez que: as formas de construção e os designs são muito diferenciados para concentradores solares, as temperaturas são elevadas, os efeitos de perdas ópticas são mais significativos e os efeitos de condução térmica são consideráveis. Conforme salienta Kalogirou (2014), devido a necessidade de suposições dos coeficientes de transferência de calor envolvidos no sistema, a maioria dos protótipos é testado primeiramente sob condições ambientais controladas e definidas. Isso garante principalmente que o produto seja validado perante a legislação de alguns países, que exigem certificados de testes em laboratórios para possibilitar comercialização do produto.

Kalogirou (2014) também salienta que diversas normas já existem para obtenção do desempenho característico de coletores solares – tanto os estacionários quanto os concentradores. Dentre elas, pode-se citar as mais conhecidas: ISO 9806, a EN 12975 e a ANSI/ASHRAE 93. Os dados provenientes dessas normas podem ser utilizados para prever posteriormente o desempenho do coletor em diferentes condições de aplicação e localidade. Os testes necessários pelas normativas podem ser realizados de duas maneiras básicas: sob condições de regime estacionário ou utilizando um procedimento de teste quase estacionário. A utilização de um ou de outro depende exclusivamente das condições ambientais ao qual o coletor está exposto (estáveis ou não estáveis) e aos dados que se deseja obter como resultado.

Na Figura 20 é apresentado uma curva característica de desempenho de um coletor concentrador em função das temperaturas de processo e a irradiância solar no mesmo.

Figura 20 – Curva típica de desempenho de um coletor concentrador.



Fonte: Adaptada de Kalogirou (2014).

Ainda na Figura 20 é possível observar algumas variáveis propostas por Kalogirou (2014), em que a eficiência η para um regime transiente de um concentrador é dada pela Equação 2.9.

$$\eta = FR \left[\eta_o - \frac{UL}{C} \left(\frac{T_{fluido,média} - T_{ambiente}}{DNI} \right) \right] \quad (2.9)$$

onde FR é parâmetro de remoção de calor; η_o é a eficiência óptica; UL é o coeficiente de perda de calor; C é o parâmetro de concentração do coletor; $T_{fluido,média}$ é a média entre a temperatura de entrada e saída do fluido no coletor; $T_{ambiente}$ é a temperatura ambiente média no local e DNI é a irradiância direta normal.

2.7.1 Cálculos da Eficiência Térmica Instantânea

Sob regimes de condição estacionária ou quase-estacionária no coletor de energia solar, faz-se possível a utilização de um equacionamento simplificado para determinação da eficiência térmica instantânea. Conforme recomendado pela norma E905-87 da *American Society for Testing and Materials (ASTM)* (2013), pode-se utilizar a Equação 2.10 para calcular a taxa de transferência de calor absorvida pelo HTF que circula pelo absorvedor, \dot{Q}_{fluido} . Diz-se que esse equacionamento é simplificado, pois devido ao regime adotado ele pode ser utilizado para resolução de diversos problemas de engenharia, assim pode-se dizer que a Equação 2.10 é meramente a equação de energia térmica simplificada para um regime estacionário (BERGMAN et al., 2014).

$$\dot{Q}_{fluido} = \dot{m} c_p \Delta T_{fluido} \quad (2.10)$$

$$\Delta T_{fluido} = (T_{saída} - T_{entrada}) \quad (2.11)$$

$$\dot{m} = \dot{v} \rho \quad (2.12)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica dada pela Equação 2.11 em que \dot{v} é a vazão volumétrica fornecida por um medidor de vazão e ρ é a massa específica do fluido na temperatura média; c_p é o calor específico do HTF utilizado na temperatura média de trabalho; ΔT_{fluido} é a diferença de temperatura do fluido entre a entrada e a saída do absorvedor conforme Equação 2.11.

Já a irradiância normal incidente no concentrador, $\dot{Q}_{inc,normal}$, tem a Equação 2.13 recomendada pela norma ASTM E905-87 (2013) conforme segue:

$$\dot{Q}_{inc,normal} = DNI A_{col} \cos \theta \quad (2.13)$$

onde DNI é a irradiância solar direta na localização do coletor; A_{col} é a área total disponível no coletor (superfície total dos refletores); e θ é o ângulo de incidência da irradiação solar calculado através da Equação 2.7.

Todavia, autores como Ajdad et al. (2018), Jaramillo et al. (2016), Beltagy et al. (2017) e outros, não utilizam a parcela referente ao ângulo de incidência solar θ no cálculo da taxa de irradiação incidente no concentrador, \dot{Q}_{inc} . Neste caso, pode-se utilizar a Equação 2.14 para cálculo da mesma:

$$\dot{Q}_{inc} = DNI A_{col} \quad (2.14)$$

A eficiência térmica instantânea η é dada então pelas Equações 2.15 e 2.16:

$$\eta_{\theta} = \frac{\dot{Q}_{fluido}}{\dot{Q}_{inc,normal}} \quad (2.15)$$

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{fluido}}{\dot{Q}_{inc}} \quad (2.16)$$

2.7.2 Tempo de Reposta de um Concentrador de Energia Solar

Um dado interessante de ser observado nos concentradores é o tempo de resposta. Este é uma caracterização do concentrador de energia solar quanto ao tempo que ele necessita para atingir 90% da variação máxima de temperatura do HTF utilizado em situações quase estacionárias. Para esse teste, deve se estabilizar o coletor não irradiado em uma temperatura de entrada próxima ± 10 °C da temperatura ambiente ou a menor de operação possível (preferência pelo que for maior), em uma taxa de massa constante; quando as condições estiverem estabilizadas em regime quase estacionário deve-se subitamente irradiar o absorvedor

até que o mesmo atinja novamente a situação de regime quase estacionário. O tempo de resposta t é dado quando a Equação 2.17 da ASTM E905-87 (2013) for satisfeita:

$$\frac{(\Delta t_{a,f} - \Delta t_{a,T})}{(\Delta t_{a,f} - \Delta t_{a,i})} = 0,10 \quad (2.17)$$

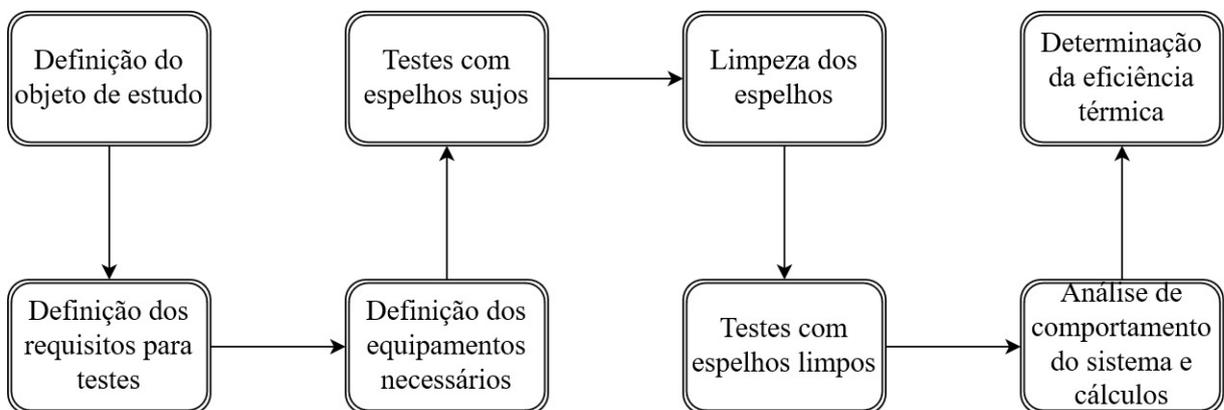
onde $\Delta t_{a,f}$ é a diferença de temperatura entre entrada e saída do absorvedor em momentos finais do regime quase estacionário; $\Delta t_{a,T}$ é a diferença de temperatura entre entrada e saída do absorvedor no tempo t ; $\Delta t_{a,i}$ é a diferença de temperatura entre entrada e saída dos tubos absorvedores no início do regime quase estacionário.

3 METODOLOGIA

Conforme o objetivo descrito para o presente trabalho, este terá sua metodologia baseada nos estudos de fundamentação teórica já existentes, verificando-se o que é requerido por normas para determinação de desempenho dos coletores de energia solar do tipo LFR. Sendo assim, neste capítulo é apresentada a metodologia que será utilizada para elaboração coleta e análise de dados, juntamente com os materiais que serão utilizados.

A Figura 21 mostra o fluxograma da metodologia utilizada neste trabalho, de maneira a facilitar a visualização das etapas realizadas até a determinação da eficiência do coletor. Logo abaixo é apresentado um breve resumo de cada uma destas.

Figura 21 – Fluxograma da metodologia.



- a) definição do objeto de estudo: verificação dos aspectos do sistema estudado no presente trabalho;
- b) definição dos requisitos para testes: a metodologia e requisitos de ensaio baseiam-se na ASTM E905-87 (2013) para obtenção de características de desempenho de coletores de energia solar, juntamente com a análise teórica de outros trabalhos científicos;
- c) definição dos equipamentos necessários: os equipamentos utilizados para os ensaios devem ser conforme a recomendação das normas. Verificou-se o coletor quanto ao funcionamento dos sistemas envolvidos no projeto, bem como realizou-se validação de suas características e de seus equipamentos para com a norma;
- d) testes com espelhos sujos: primeiramente os ensaios são feitos com os espelhos sujos devido as intempéries as quais estão expostos, a fim de posteriormente comparar suas características de desempenho para com as dos espelhos limpos;

- e) limpeza dos espelhos: após serem obtidos dados suficientes de análise dos espelhos sujos, é feita uma limpeza do campo de espelhos no intuito de melhorar sua eficiência óptica;
- f) ensaio com espelhos limpos: verifica-se as características de desempenho com os espelhos limpos a fim de estabelecer sua eficiência e comparar com a dos espelhos sujos;
- g) análise de comportamento do sistema e cálculos: metodologia de cálculo utilizada para determinação do desempenho do coletor;
- h) determinação da eficiência térmica: análise dos resultados obtidos, comparações entre os resultados e discussão com base em literatura existente.

3.1 Objeto de Estudo

O objeto de estudo deste trabalho é o protótipo de concentrador de energia solar Fresnel linear instalado sob o prédio C01 da Unisinos, localizada em São Leopoldo, nas coordenadas $29^{\circ}47'35''\text{S } 51^{\circ}09'10''\text{O}$. A Figura 22 apresenta a localização do protótipo, sob o terraço do prédio C01 no laboratório de Fontes de Energia Renováveis.

Figura 22 – Imagens do Google Maps do prédio C01 da Unisinos.



Fonte: Adaptada de Google Maps (2019).

Os aspectos construtivos e operacionais dessa instalação são resultados dos seguintes trabalhos de pesquisa:

- a) Muller (2016) e Webler (2019): estabelecimento dos aspectos geométricos dos espelhos (quantidade de espelhos, largura, comprimento e espaçamento) e do receptor (altura e tamanho de abertura);
- b) Scalco (2016): determinação dos parâmetros geométricos do receptor (formato e quantidade de tubos);
- c) Oliveira (2018): desenvolvimento do sistema de rastreamento solar;
- d) Moreira (2019): construção da bancada de testes.

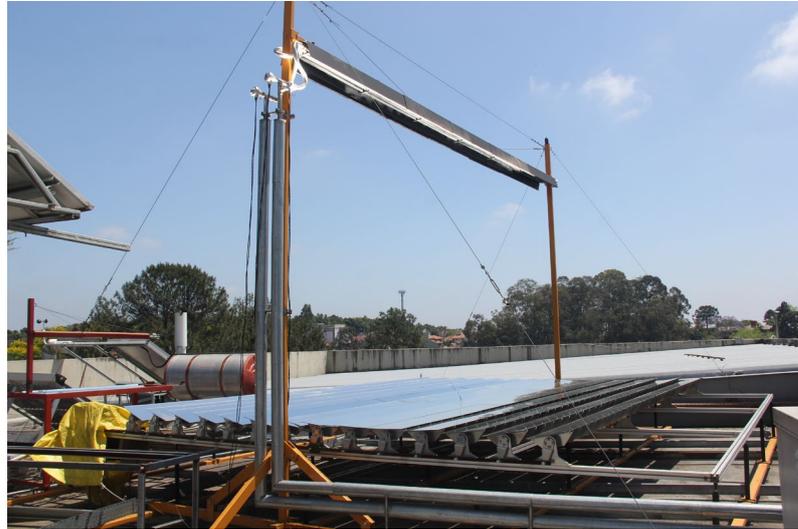
A Figura 23 mostra uma fotografia aérea de maneira a demonstrar a esquematização da bancada de testes no seu local de instalação e a referente localização dos principais componentes envolvidos no seu funcionamento, destacando-se: anemômetro (A); espelhos e receptor (B); sistema de controle de temperatura e vazão do óleo (C); trocador de calor a ar com reservatório da água de circulação (D); quadro elétrico secundário com inversores e controlador PID (E); motor de indução e bomba de resfriamento de água (F), *chiller* de absorção para segundo estágio de resfriamento (G), quadro elétrico com disjuntor principal (H); sala equipada com módulo de aquisição, comutação e registro de dados (I), termorresistências PT1000 para controle de temperatura (J), rastreador solar equipado com piranômetros e pireliômetro (K).

Figura 23 – Vista aérea e esquematização da bancada de testes.



A bancada de testes pode ser verificada em seu estado atual conforme a Figura 24.

Figura 24 – Estado atual do sistema LFR estudado.



3.1.1 Aspectos geométricos e construtivos dos espelhos e do receptor

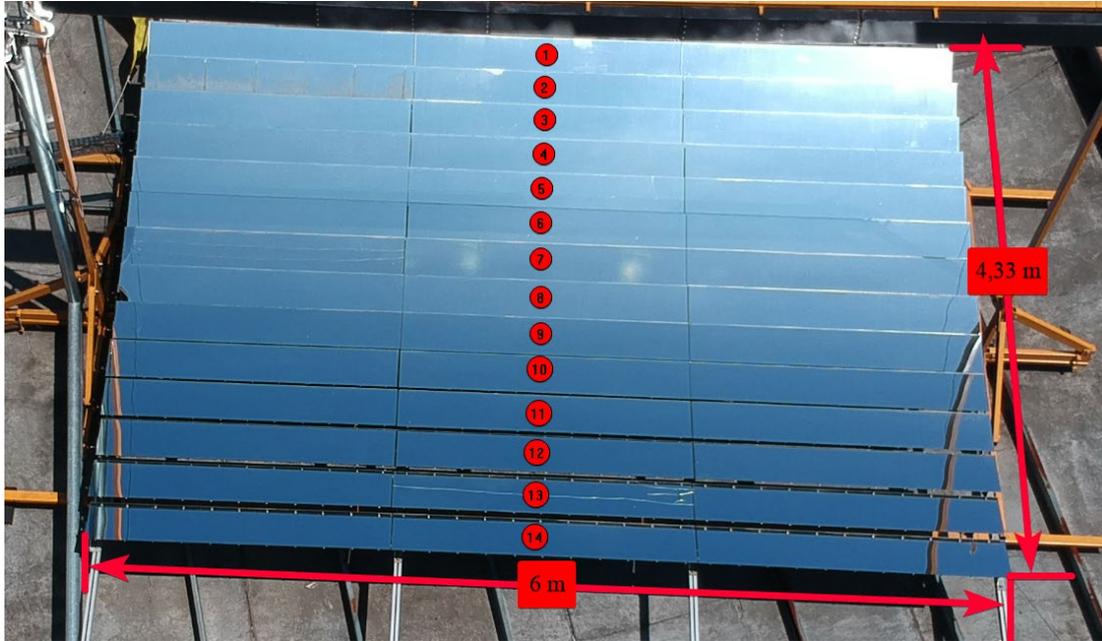
O sistema possui uma configuração da planta de aproximadamente 25,2 m² de espelhos, cada um com 0,3 m de largura, 2 m de comprimento e espaçados lateralmente 0,01 m entre si. Totalizam-se 42 espelhos distribuídos em 14 fileiras com 3 espelhos cada, completando 6 m de comprimento para cada fileira. A Figura 25 apresenta as dimensões dos espelhos.

Figura 25 – Dimensões dos espelhos.



A Figura 26 apresenta as dimensões totais do campo de espelho em suas 14 fileiras.

Figura 26 – Dimensões totais do campo de espelhos.



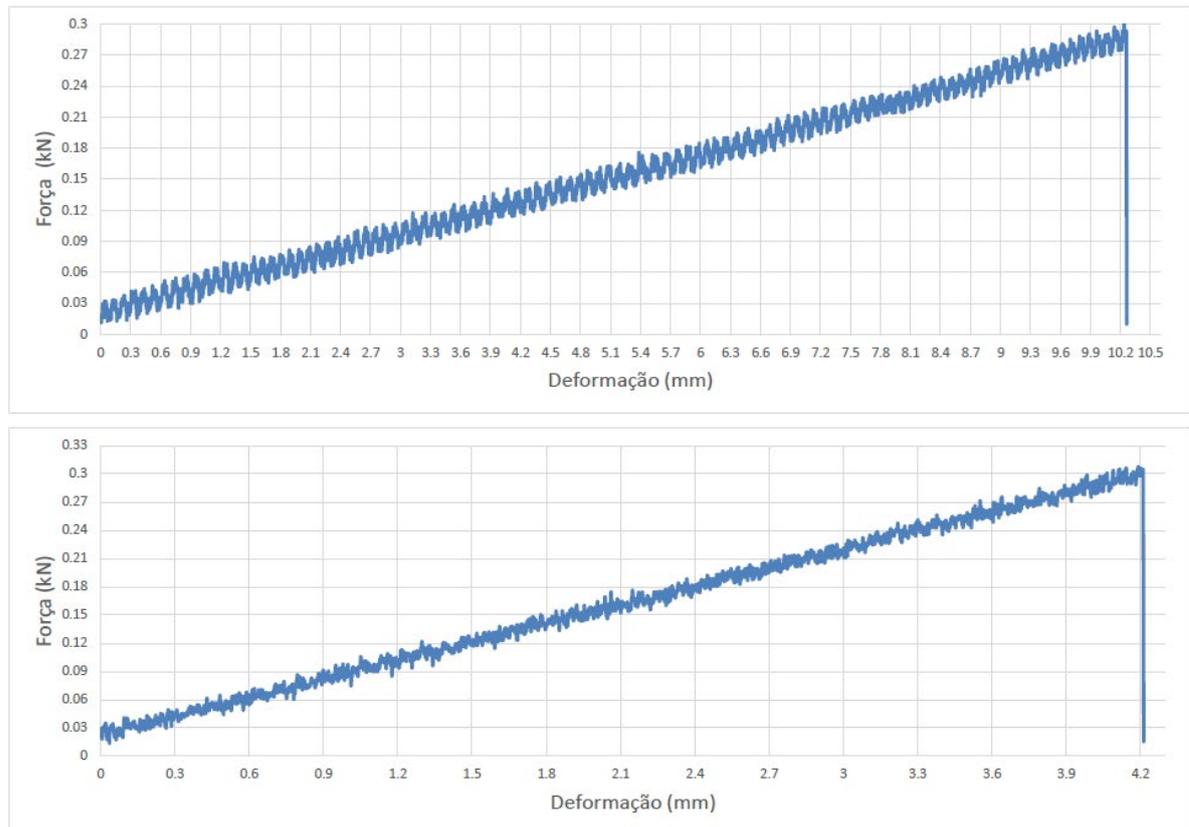
Salienta-se ainda que a fim de tornar o concentrador mais eficiente em termos de desempenho óptico acrescentou-se uma leve curvatura de flecha de 1,87 mm em cada um dos espelhos. Esta curvatura foi realizada com o objetivo de minimizar as perdas pelo fenômeno de dispersão dos raios solares refletidos para o receptor, garantindo que o mesmo possa atingir fatores de concentração maiores e consequentes temperaturas mais elevadas. Para garantir essa curvatura foram realizados ensaios de compressão em diferentes espessuras de espelhos. A Figura 27 mostra como foi realizado o ensaio para determinação da espessura dos espelhos.

Figura 27 – Ensaio de compressão para determinação da espessura dos espelhos.



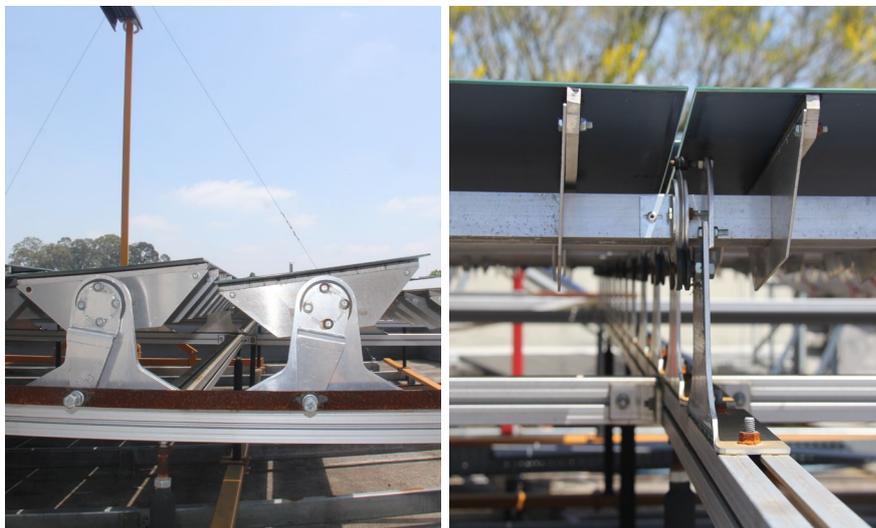
A Figura 28 mostra os resultados obtidos para espelhos de 3 e 4 mm de espessura, respectivamente. Estes testes comprovaram que a utilização de espelhos de 3 mm de espessura é adequada, pois permite uma maior curvatura com menor esforço e custo.

Figura 28 – Resultados para determinação da espessura dos espelhos.



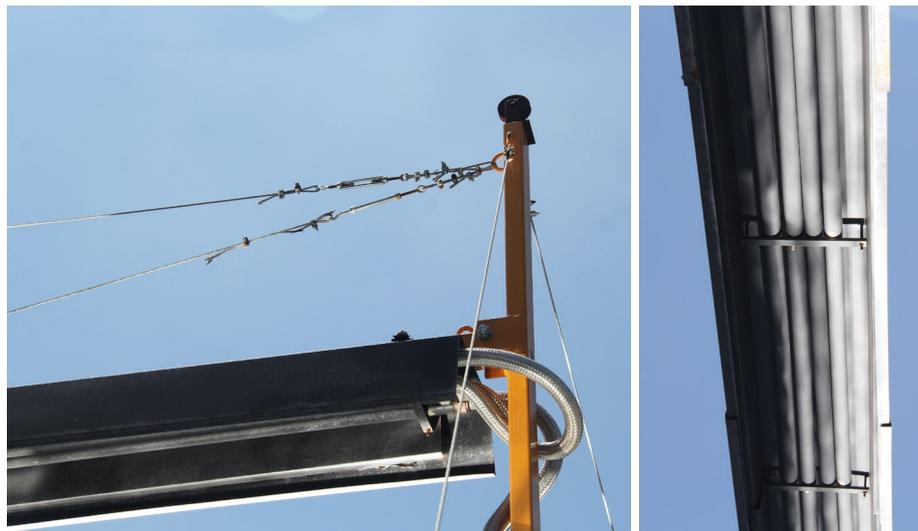
Após serem curvados, estes espelhos foram instalados na estrutura do coletor de energia solar e apropriadamente conectados ao sistema de rastreamento solar conforme Figura 29.

Figura 29 – Detalhes dos espelhos na estrutura de fixação.



Já o receptor, instalado cerca de 3 m do plano dos espelhos, foi construído em torno de uma geometria com cavidade trapezoidal com abertura de 254,1 mm, optando-se pela utilização de 4 tubos absorvedores de aço inox com diâmetro externo de 33,4 mm pintados em tinta preta para altas temperaturas. A tinta utilizada para pintura dos tubos não possui características seletivas, conforme recomendado em diversas fontes da fundamentação teórica. Todavia, essa configuração se torna economicamente mais viável em termos construtivos se comparada a geometria de parábola composta, que utiliza apenas um único tubo absorvedor em troca da necessidade de uma superfície reflexiva secundária. Salienta-se que no receptor da bancada não há a presença de superfície reflexiva secundária, nem de tampa de vidro para isolamento dos tubos absorvedores. A Figura 30 mostra os detalhes de fixação do receptor e os quatro tubos de aço inox dispostos no interior da cavidade trapezoidal.

Figura 30 – Detalhes da fixação do receptor e dos tubos absorvedores.



3.1.2 Fluido de Transferência de Calor

O fluido de transferência de calor utilizado é o óleo térmico ParathermTM HE. Este HTF é um óleo inodoro, parafínico, branco e altamente refinado, indicado para transferência de calor em temperaturas moderadas em sistemas fechados de fase líquida. Salienta-se que a sua temperatura mínima de partida, que deve ser ao menos de 3 °C (PARATHERM HE, 2016). No **Anexo A** do presente trabalho, destacam-se as propriedades deste fluido para diferentes temperaturas. Este fluido é um bom substituto para o HTF mais conhecido e usado na literatura na mesma faixa de temperatura, o Therminol VP1 com faixa de utilização em trabalho entre 12°C até 400 °C (THERMINOL, 2018). Essa alternativa se dá, pois eles apresentam

características bem similares, porém custos de aquisição diferentes. As faixas de temperatura do Paratherm™ HE são apresentadas na Figura 31.

Figura 31 – Faixa de temperaturas de trabalho recomendadas para o Paratherm™ HE.

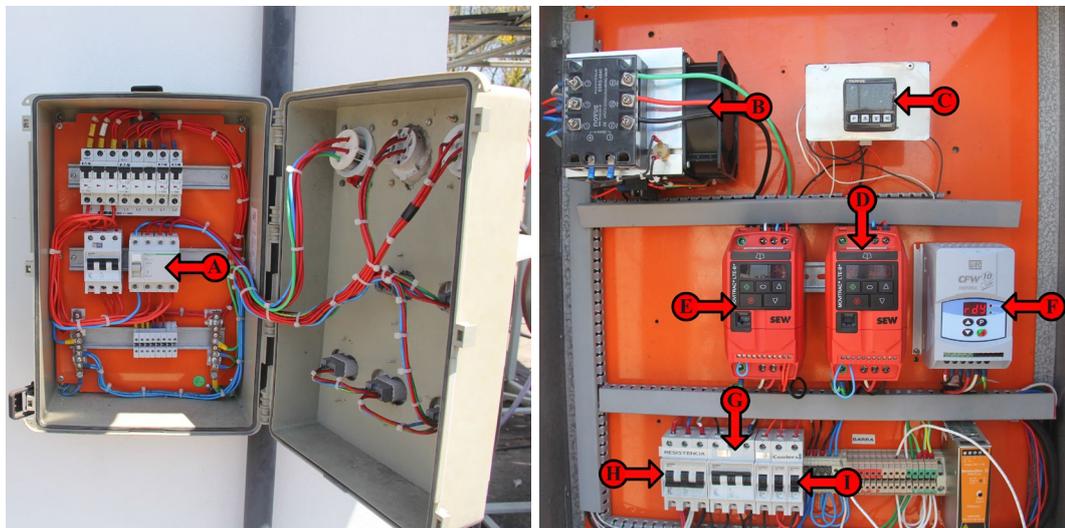


Fonte: Paratherm™ HE (2016).

3.1.3 Quadros Elétricos de Proteção e Controle dos Sistemas

Para proteção elétrica e acionamento do conjunto, há um quadro elétrico onde ficam localizados os disjuntores, controladores e inversores de frequência dos sistemas de acionamento. Os disjuntores principais ficam localizados em uma caixa primária, separada do sistema. A Figura 32 mostra como estão dispostos esses equipamentos nos quadros, destacando como são realizados os principais acionamentos nos mesmos: disjuntores principais (A); relé de estado sólido (B); controlador PID (C); inversor de frequência para acionamento do motor de indução e bomba da água de circulação (D); inversor de frequência para acionamento do motor de indução e bomba do HTF (E); inversor de frequência para acionamento do motor de indução e bomba da água do segundo estágio de resfriamento (F); disjuntor para acionamento dos motores e bombas (G); disjuntor para acionamento da resistência (H) e; disjuntor para acionamento dos ventiladores (I).

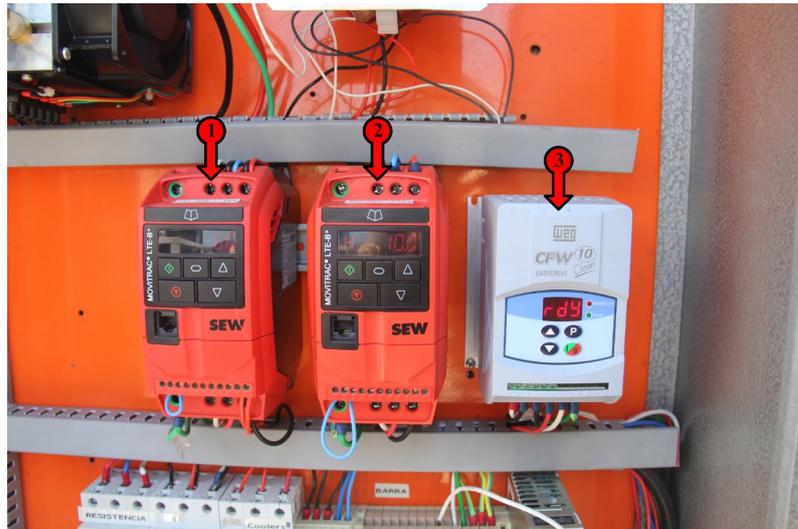
Figura 32 – Quadros elétricos de controle dos sistemas.



3.1.4 Sistema de Controle de Vazão

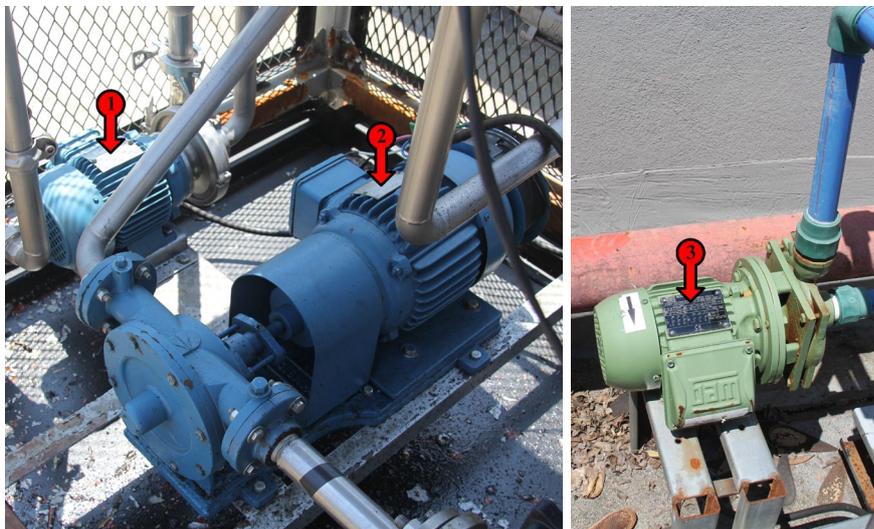
A vazão do HTF e da água de circulação para arrefecimento deste fluido é feito através de um conjunto de inversores de frequência, motor de indução e bomba para cada um dos sistemas. A Figura 33 apresenta os inversores de frequência utilizados para controle de cada um dos sistemas 1, 2 e 3.

Figura 33 – Inversores de frequência utilizados para controle de vazão.



Alterando-se a frequência desejada através dos comandos nos inversores é possível variar a tensão elétrica que chega até o motor de indução. Como consequência, há uma alteração na rotação da bomba e na vazão dos referidos fluidos de trabalho. A Figura 34 mostra os conjuntos motores de indução e bomba dos sistemas utilizados para funcionamento da bancada.

Figura 34 – Motores de indução e bombas utilizados para controle de vazão.



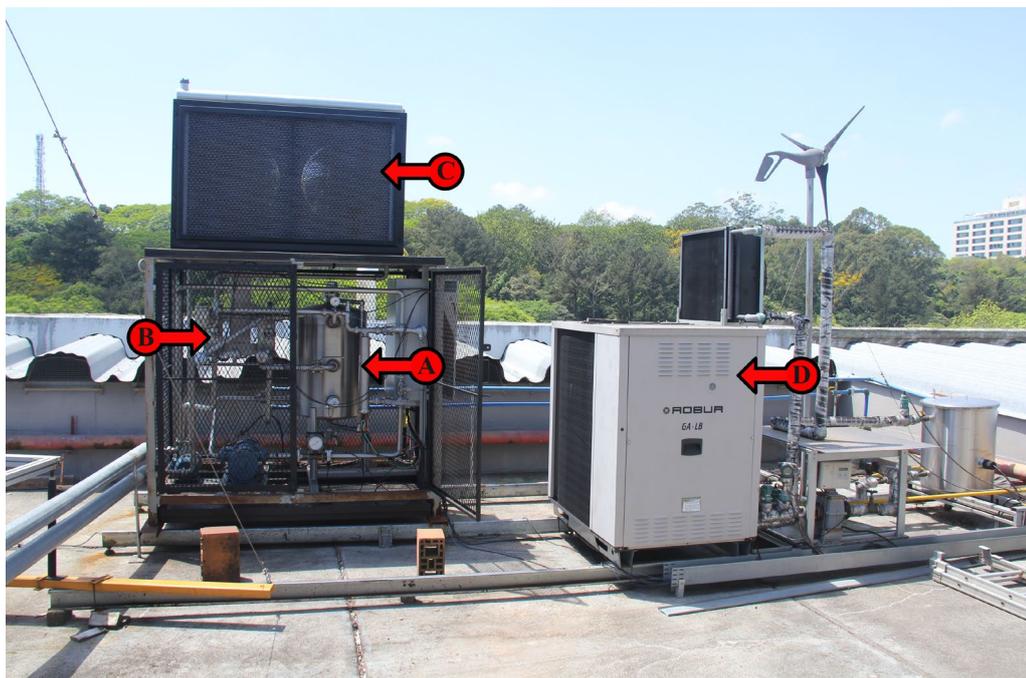
3.1.5 Sistema de Controle de Temperatura

Para que seja possível a realização de testes obtenção das características de desempenho do sistema é necessário o controle de algumas variáveis do processo. O sistema de controle de temperatura é então responsável por permitir que a temperatura de entrada do HTF seja alterada, utilizando os seguintes componentes:

- a) Resistência elétrica controlada por PID: responsável por aquecer o HTF, mantendo-o na temperatura desejada para testes;
- b) Trocadores de calor de placas (modelo P4 da BRAHEX): dois estágios de trocadores de calor, sendo o primeiro com água de circulação resfriada a ar e o segundo com água resfriada por um *chiller* de absorção. Ambos com a função de diminuir a temperatura do HTF. Salienta-se que para o presente trabalho foi utilizado apenas o primeiro estágio de resfriamento devido ao trabalho em temperaturas menores do que 100 °C;
- c) Trocador de calor a ar com reservatório da água de circulação: realiza a redução da temperatura da água de circulação através de convecção forçada por dois ventiladores axiais com 500 W de potência (modelo DG500EX);
- d) *Chiller* de absorção: responsável pela produção de água gelada para reduzir a temperatura do HTF na segunda fase de troca térmica.

A Figura 35 apresenta esses componentes e suas respectivas localizações no circuito.

Figura 35 – Sistema de controle de temperatura.



Os ventiladores e o reservatório de água ficam localizados acima do conjunto, conforme mostrado na Figura 36.

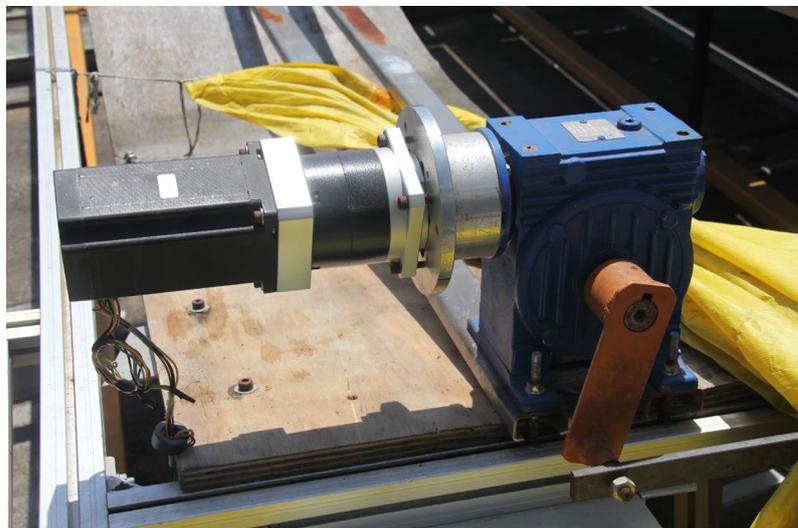
Figura 36 – Ventiladores axiais e reservatório de água de circulação.



3.1.6 Sistema de Rastreamento Solar

Para controle do rastreamento solar da bancada, utilizou-se o sistema desenvolvido por Oliveira (2018). Este sistema é capaz de prever a posição solar através de um equacionamento inserido em um programa de módulo Arduino, que por sua vez envia pulsos elétricos para o conjunto de motor de passo (modelo NEMA 23 HT23-402.8) e redução 5:1 movimentando o eixo e o campo de espelhos $0,0012^\circ$ por pulso. A Figura 37 mostra o sistema de motor de passo utilizado para movimentação dos espelhos juntamente com sua redução.

Figura 37 – Motor de passo, redução e acoplamento para movimentação dos espelhos.



Este sistema possui uma central de controle com chave para troca entre movimentação manual e automática. Para o presente trabalho, foi utilizado apenas o modo de controle manual, pois o sensor de inclinação que corrige a posição dos espelhos no modo automático não estava em funcionamento. A Figura 38 apresenta a central de controle utilizada para movimentação dos espelhos.

Figura 38 – Central de controle do sistema de rastreamento solar.



3.2 Definições para a Metodologia de Ensaio

Para melhor entendimento da metodologia de ensaio a ser utilizada é necessário entender que as normativas utilizadas não se referem diretamente ao tipo de tecnologia Fresnel Linear, por isso os procedimentos serão baseados nas mesmas, e complementados com a literatura disponível.

3.2.1 Normas Utilizadas

A norma principal para determinação do desempenho do coletor do presente trabalho é a ASTM E905-87 (2013). A utilização desta decorreu-se devido à facilidade de acesso a mesma e ao fato de fornecer condições para testes em ambientes externos sob condições quase-estacionárias. As normas apresentadas anteriormente: ISO 9806, a EN 12975 e a ANSI/ASHRAE 93 apresentam metodologias similares. Comparou-se entre elas os métodos de ensaio e os requisitos e equipamentos necessários para realização dos testes.

3.2.2 Equipamentos Necessários

De acordo com ASTM E905-87 (2013), definiram-se as características dos equipamentos utilizados durante os ensaios. A Tabela 2 apresenta os equipamentos ou métodos de medição e as especificações requeridas pela norma.

Tabela 2 – Requisitos dos equipamentos ou métodos de medição conforme as normas.

Dado Analisado	Equipamento ou método de medição	Requisitos
Ângulo	<ul style="list-style-type: none"> • Não especificado. 	<ul style="list-style-type: none"> • Precisão de $\pm 0,1^\circ$.
Sistema de Rastreamento	<ul style="list-style-type: none"> • Não especificado. 	<ul style="list-style-type: none"> • Erro Máximo de $0,1^\circ$.
Vazão	<ul style="list-style-type: none"> • Não especificado. 	<ul style="list-style-type: none"> • Exatidão de $\pm 1\%$.
Velocidade do Vento	<ul style="list-style-type: none"> • Anemômetro. 	<ul style="list-style-type: none"> • Não especificados.
Produto mCp	<ul style="list-style-type: none"> • Vazão e c_p são determinados separadamente ou; • Determinados a partir de uma fonte de referência ou; • Utilizando-se outra técnica especificada. 	<ul style="list-style-type: none"> • Exatidão de $\pm 2\%$ e utilização da temperatura média do fluido entre a entrada e saída do receptor como temperatura de referência.
Temperatura	<ul style="list-style-type: none"> • Termopar tipo T; • Termorresistência, 	<ul style="list-style-type: none"> • Exatidão de $\pm 0,5^\circ\text{C}$. • Precisão de $\pm 0,2^\circ\text{C}$.
Diferença de Temperatura	<ul style="list-style-type: none"> termômetros ou termistores de precisão; • Termopar combinado tipo T; • Outros equipamentos de escala iguais ou melhores que os listados acima. 	<ul style="list-style-type: none"> • Exatidão de $\pm 0,1^\circ\text{C}$. • Precisão de $\pm 0,1^\circ\text{C}$.
Irradiância Solar Direta	<ul style="list-style-type: none"> • Pireliômetro. 	<ul style="list-style-type: none"> • Escala WRR; • Exatidão de $\pm 1\%$; • Ângulo de abertura do campo de visão deve ser entre 5° e 6°.
Irradiância Solar Global	<ul style="list-style-type: none"> • Piranômetro. 	<ul style="list-style-type: none"> • Escala WRR; • Exatidão de $\pm 2\%$.

Fonte: Adaptada de ASTM E905-87 (2013).

3.2.3 Requisitos para os Ensaio

A norma ASTM E905-87 (2013), traz consigo diversas condições que são requisitos para que os métodos de ensaio sejam válidos nas condições quase-estacionárias. Podendo-se destacar entre eles:

- a) todas as condições citadas devem existir durante um período que é equivalente a duas vezes o tempo de resposta do coletor antes de cada teste;
- b) cada teste deve ter duração superior a 5 minutos ou ao menos a metade do tempo de resposta;
- c) a temperatura de entrada do HTF para o receptor de variar no máximo $\pm 0,2$ °C ou $\pm 1\%$ do valor entre a diferença de temperatura da entrada e saída do receptor, o valor maior durante os períodos de teste;
- d) a irradiância solar direta e a irradiância solar global podem possuir uma variação máxima de $\pm 4\%$ durante os períodos dos testes;
- e) a temperatura ambiente pode variar no máximo ± 2 °C durante cada período de ensaio;
- f) a velocidade média do vento medida no ambiente do objeto de estudo deve ser inferior a 4,5 m/s, ou deve-se demonstrar de alguma maneira que esse fator é indistinguível de outras variáveis envolvidas;
- g) as superfícies expostas do sistema, como por exemplo os espelhos, devem ser limpas no início de todos os dias de teste;
- h) a latitude e longitude devem ser determinadas e comunicadas com precisão de $\pm 0,1^\circ$ para o objeto de estudo;
- i) o piranômetro e o pireliômetro devem ser inspecionados antes de cada teste, sendo necessária limpeza no início de cada dia de teste;
- j) o pireliômetro deve ter seu rastreador verificado e configurado de maneira constante no dia de teste para que se garanta um alinhamento adequado;
- k) a irradiância e a temperatura do fluido de transferência de calor devem ser monitoradas em uma taxa de no máximo uma medição a cada 10 s;
- l) um ponto de dados para qualquer variável deve ser a média de ao menos 10 observações tomadas em intervalos menores do que 30 s. Cada observação deve cumprir com os requerimentos de estado quase estacionário;

m) a irradiação solar direta deve ter um valor mínimo de 630 W/m² na média dos pontos medidos e a diferença entre o máximo e mínimo valor de irradiação deve ser menor que 200 W/m².

3.3 Equipamentos de Medição e Registro de Dados Utilizados

Com base na definição de equipamentos e requisitos estipulados por normas, pode-se fazer um levantamento dos equipamentos presentes na bancada de testes. Estes equipamentos foram utilizados para obtenção de pontos de dados utilizados na análise. A Tabela 3 apresenta os equipamentos utilizados para cada tipo de dado analisado.

Tabela 3 – Equipamentos para coleta e análise de dados do LFR.

Equipamento	Dados Analisados
Termorresistências PT100 e PT1000	<ul style="list-style-type: none"> • Temperaturas na entrada e na saída dos Tubos absorvedores (diferença de temperatura); • Controle de Temperatura do óleo térmico; • Medição da temperatura ambiente.
Motor de Passo e Sensor de Inclinação Uniaxial	<ul style="list-style-type: none"> • Inclinação e movimentação dos espelhos com controle do sistema de rastreamento solar.
Piranômetro	<ul style="list-style-type: none"> • Irradiação Solar Global.
Pireliômetro	<ul style="list-style-type: none"> • Irradiação Solar Direta.
Anemômetro	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidade do vento sob o coletor.
Sistema de Controle de Vazão e Pressão do HTF com Bomba, válvulas e Sensores	<ul style="list-style-type: none"> • Vazão do fluido de transferência de calor.
Computador equipado com módulo de aquisição de dados <i>Agilent</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Obtenção dos pontos de dados.

Os equipamentos descritos pela Tabela 3 tem suas características determinadas de acordo com os requerimentos das normas de ensaio utilizadas. Ou seja, a sua exatidão e precisão são normatizadas, garantindo os dados obtidos.

3.3.1 Medição de Temperatura

Para medição da temperatura ambiente utilizou-se uma termorresistência do tipo PT100, com 2 fios, classe A disposta de maneira a captar este dado na área do coletor. Este PT100 foi instalado de maneira a não sofrer incidência direta da radiação solar, evitando possíveis

interferências em suas medições. A Figura 39 apresenta a localização e a disposição deste sensor, que está localizado a cerca de 2 m dos refletores.

Figura 39 – Sensor PT100 para medição da temperatura ambiente.



Já para a verificação dos dados de temperatura de entrada e saída do HTF foram dispostas duas termorresistências PT1000, classe A, com quatro fios. Esses sensores foram diretamente acoplados no circuito hidráulico do coletor, conforme apresentado na Figura 40 da entrada do receptor.

Figura 40 – Sensores PT1000 para medição da temperatura de entrada e saída do HTF.



3.3.2 Medição de Vazão

A medição dos valores de vazão foi realizada através de um medidor analógico da marca RCM industries. Este medidor de vazão teve fator influente nas análises, pois devido a suas características analógicas, não foi possível garantir de maneira precisa os valores obtidos. Sendo necessária a leitura visual dos dados durante o período de realização dos testes. Outro ponto inerente a este medidor é a sua temperatura de trabalho máximo que é limitada em 100 °C, fato que limitou a possibilidade de trabalhar com maiores temperaturas durante os testes. Esse fato fez com que houvesse a necessidade de gravar o medidor de vazão durante o período de cada teste, sendo posteriormente anotado os valores de vazão de acordo com o intervalo de tempo da coleta de dados.

A Figura 41 apresenta o medidor de vazão utilizado na bancada em seu local de instalação.

Figura 41 – Medidor de vazão analógico utilizado na bancada.



3.3.3 Medição de Condições Meteorológicas

Para atender aos requisitos de medições de condições meteorológicas, foram utilizados os sensores disponíveis no Laboratório de Energias Renováveis da Unisinos. Salienta-se que um dos piranômetros foi utilizado para medição da irradiação solar global e o outro para medição da componente da irradiação solar difusa. Ambos piranômetros, juntamente com o pireliômetro estão instalados em um rastreador solar modelo *Solys 2*.

Os equipamentos utilizados para este tipo de medição são apresentados na Tabela 4, onde são destacados os modelos e fabricantes de cada um dos mesmos, juntamente com informações de precisão que são fornecidas por estes fabricantes.

Tabela 4 – Equipamentos para medição de condições meteorológicas.

Equipamento	Modelo e Fabricante	Precisão
Piranômetro (2 usados)	CMP21 da Kipp & Zonen	< 2%
Pireliômetro	CHP1 da Kipp & Zonen	± 1%
Rastreador Solar	Solys 2 da Kipp & Zonen	< 0,02 °
Anemômetro	“ <i>First Class</i> ” <i>Advanced</i> da Adolf Thies	< 1% ou < ± 0,2 m/s

Os piranômetros e os pireliômetros estão instalados no rastreador Solys 2, conforme é mostrado na Figura 42.

Figura 42 – Piranômetros e pireliômetro fixados no rastreador solar e anemômetro.



O anemômetro está instalado conforme mostrado na Figura 42, de maneira a não sofrer interferências ou bloqueios ambientais.

3.4 Metodologia de Testes

Para melhor entendimento dos resultados que serão apresentados posteriormente, faz-se necessário a elucidação dos procedimentos de testes realizados.

3.4.1 Tempo de Resposta

Conforme já mencionado, antes de iniciar os testes, as condições de regime quase estacionário devem existir por ao menos duas vezes o tempo de resposta e cada teste deve durar ao menos 5 minutos ou metade do tempo de resposta do sistema. Para o objeto de estudo do presente trabalho, o tempo de resposta utilizado é o determinado por Moreira (2019) como sendo de 5 min e 35 s, após realização dos testes descritos no item 2.7.2 do presente trabalho.

3.4.2 Comportamento Sem o Controle de Temperatura

De modo a clarificar e apresentar como é dado o comportamento do sistema sob condições não controladas (regime transiente) realizam-se testes para identificar como se concretiza o aumento de temperatura no fluido de transferência de calor ao manter-se a irradiação no absorvedor constante, partindo de uma temperatura próxima à temperatura ambiente. Esse teste é realizado tanto para o campo de espelhos sem limpeza, quanto em momento posterior à limpeza. Ambos testes são realizados em horários similares, para que possa ser possível verificar incidências da irradiação solar muito próximas entre eles.

3.4.3 Eficiência Térmica

Para fins comparativos, realiza-se o teste de eficiência térmica instantânea sob uma temperatura qualquer fixada na entrada do absorvedor, tanto para os espelhos sujos quanto para os espelhos limpos em regime quase estacionário.

Posteriormente, são realizados testes para diversas temperaturas de entrada possíveis, dentro do regime quase estacionário e com espelhos limpos, de modo a possibilitar a plotagem de uma curva característica para o sistema estudado. O controle de temperatura é dado através da utilização do primeiro estágio de resfriamento do sistema em conjunto com a resistência elétrica controlada por PID.

A eficiência do sistema é obtida a partir das Equações 2.15 e 2.16 apresentadas no capítulo de fundamentação teórica do presente trabalho.

3.5 Limitações da Bancada de Testes

Conforme já verificado no presente capítulo deste trabalho, a norma ASTM E905-87 (2013) traz consigo uma série de requisitos para determinação da eficiência e comportamento de desempenho para coletores de energia solar. Todavia, a bancada de testes possui em sua construção diversas limitações que impossibilitam o atendimento de todos estes requisitos. Dentre eles, pode-se destacar:

- a) a necessidade de controle manual do campo de espelhos, pois o sistema automático proposto por Oliveira (2019) está fora de operação devido a problemas inerentes ao sensor de inclinação;
- b) o medidor de vazão analógico, que acaba por não garantir valores precisos para o produto $m\dot{C}p$ e por limitar temperatura do sistema em seu regime máximo de operação que é de 100 °C;
- c) a falta de calibração dos sensores, que não podem ser removidos do sistema para calibração em seu estado atual e porque não há faixa de trabalho para calibração determinada;
- d) a temperatura máxima de aquecimento a qual a resistência está limitada ao trabalhar em conjunto com o sistema de resfriamento que é 65 °C.

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos para os testes definidos pela metodologia do presente trabalho.

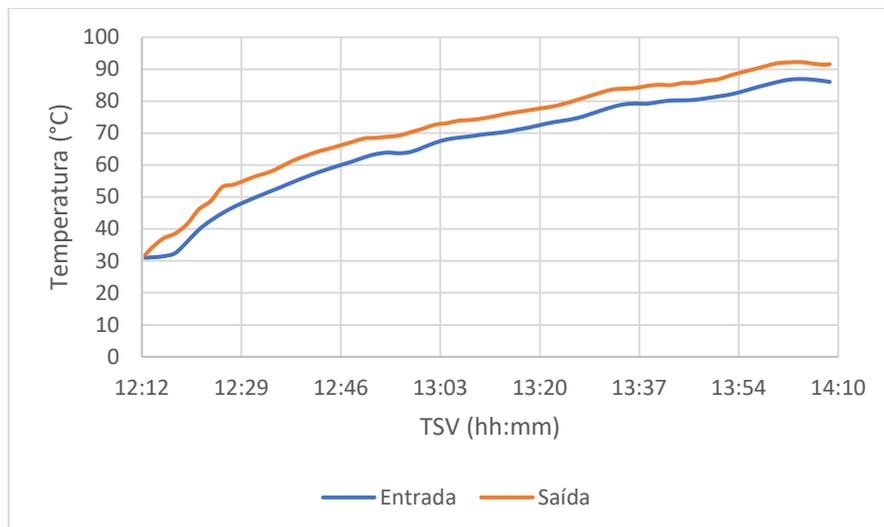
4.1 Comportamento do Sistema Sem Controle de Temperatura na Entrada

Para análise do comportamento do refletor Fresnel linear do presente trabalho, primeiramente realizaram-se testes sem controle das variáveis de processo. Buscou-se assim, analisar o comportamento do equipamento durante os períodos de teste. A vazão mássica para esses testes variou de 0,11 até 0,35 kg/s e as figuras serão apresentadas em relação ao TSV calculado pela Equação 2.2 para cada horário padrão dos testes.

4.1.1 Comportamento do Sistema com Espelhos Sujos

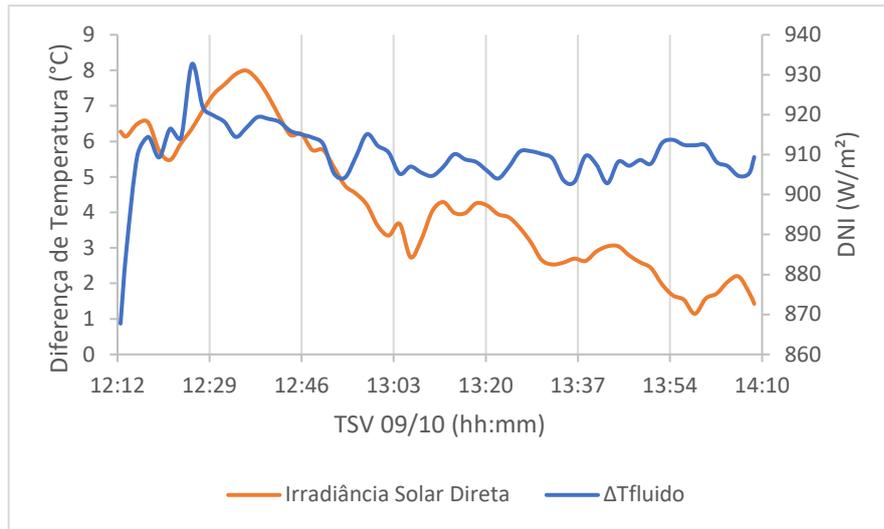
Primeiramente testou-se o sistema operando sem a limpeza do campo de espelhos. Esse teste teve como objetivo analisar o impacto da falta de limpeza no comportamento da eficiência do concentrador. O teste foi realizado no dia 09/10/2019 no intervalo de tempo padrão local de 12h24m até 14h20m. Conforme já comentado, a temperatura de saída foi limitada à 100 °C devido ao medidor de vazão utilizado. A Figura 45 apresenta o gráfico de comportamento da temperatura de entrada com relação à temperatura de saída para o período de teste. A temperatura ambiente variou entre 29,5 °C até 34 °C e a velocidade do vento não passou de 2 m/s durante o período analisado.

Figura 45 – Temperatura de entrada e temperatura de saída com espelhos sujos.



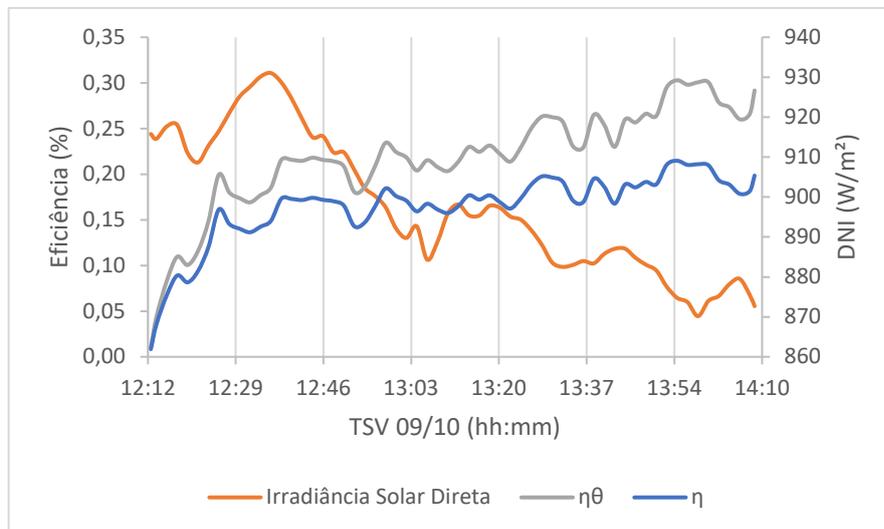
Pode-se observar através da Figura 46 que para o período de teste, onde foi escolhido um dia sem a presença de fatores climáticos externos influentes, a irradiância direta normal variou entre 931 a 870 W/m² (cerca de 6,78 % em relação à média). Já o ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 5,6 °C com um valor máximo de 8,17 °C logo no período inicial do teste.

Figura 46 – Diferença de temperatura com espelhos sujos.



A eficiência térmica instantânea η , apresentada na Figura 47, obteve um máximo valor de 21 % sem considerar o efeito do ângulo de incidência, θ_z . Considerando-se o efeito do ângulo de incidência, observa-se um aumento da eficiência instantânea η_θ , pois leva-se em consideração a posição solar para o período observado, obtendo-se nesse caso um valor máximo de 30 %.

Figura 47 – Comportamento da eficiência instantânea com espelhos sujos.



4.1.2 Comportamento do Sistema com Espelhos Limpos

Após a limpeza do campo de espelhos, o sistema foi novamente testado para fins de comparação. O teste com espelhos limpos foi realizado no dia 11/10/2019 no intervalo de tempo padrão local de 12h00m até 13h16m. Conforme já comentado, a temperatura de saída foi limitada à 100 °C devido ao medidor de vazão utilizado e a temperatura de entrada foi a mais próxima possível da temperatura ambiente. A Figura 48 apresenta o gráfico de comportamento da temperatura de entrada com relação à temperatura de saída para o teste. A temperatura ambiente variou de 36,3 °C até 40,8 °C e a velocidade do vento manteve-se na média de 1,25 m/s durante o período analisado. O ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 6,9 °C com um valor máximo de 10,9 °C logo no período inicial do teste, conforme apresenta a Figura 49.

Figura 48 – Temperatura de entrada e temperatura de saída com espelhos limpos.

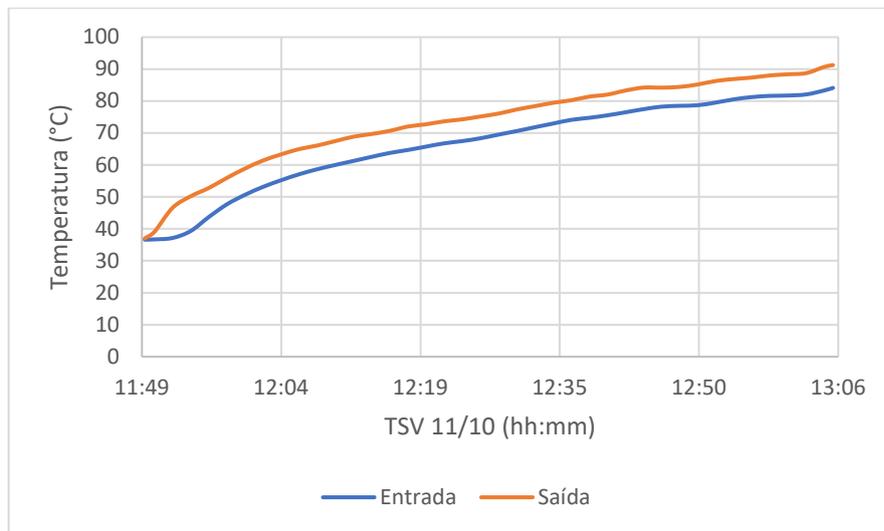
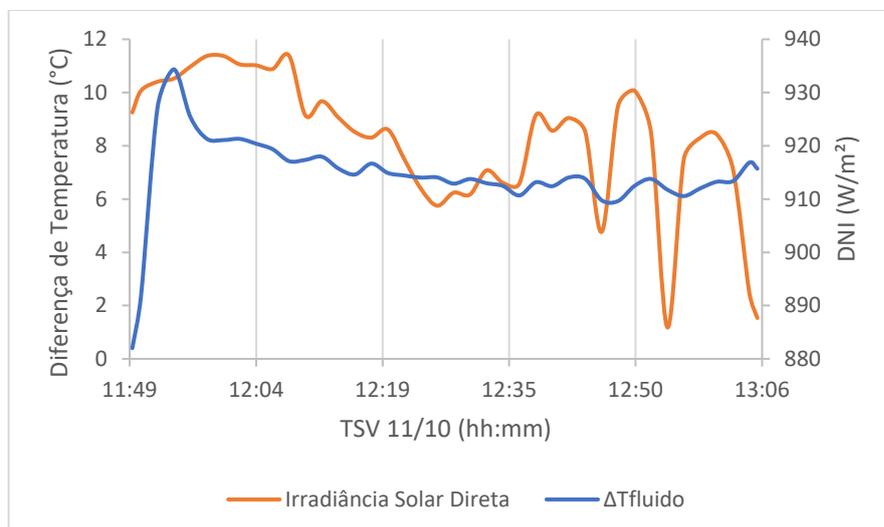
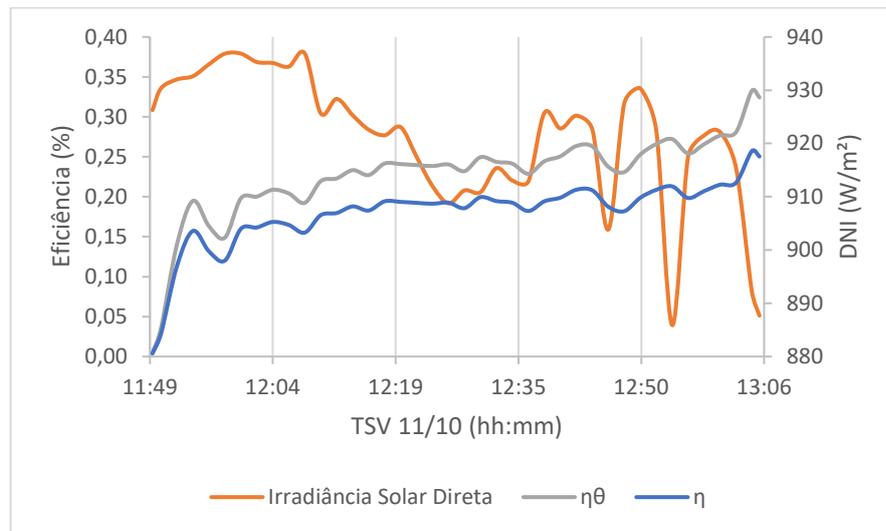


Figura 49 – Diferença de temperatura com espelhos limpos.



Pode-se observar através da Figura 50 que para o período de teste, onde foi escolhido um dia sem a presença de fatores climáticos externos influentes, a irradiância direta normal variou entre 936 a 886 W/m² (cerca de 6% em relação à média). O rendimento térmico instantâneo máximo η foi de 26% sem considerar o efeito do ângulo de incidência θ_z . Considerando-se o efeito do ângulo de incidência, obteve-se um valor máximo de 33% para a eficiência térmica instantânea η_θ do conjunto.

Figura 50 – Eficiência instantânea com espelhos limpos.



4.2 Comportamento do Sistema Com Controle de Temperatura na Entrada

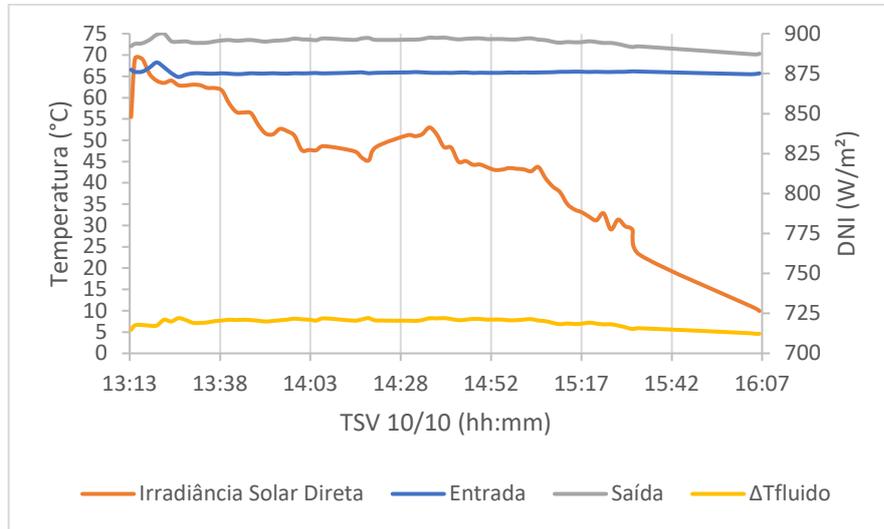
Para que fossem possíveis mais análises quanto ao comportamento do coletor e de sua eficiência, realizaram-se testes para períodos maiores e com controle da temperatura de entrada. Definiu-se o valor de 65 °C para entrada devido a melhor estabilização do sistema de controle de temperatura para esta condição. Para estes testes a vazão mássica foi mantida em 0,32 kg/s.

4.2.1 Comportamento do Sistema com Espelhos Sujos e Entrada à 65°C

O teste com controle de temperatura e espelhos sujos foi realizado no dia 10/10/2019 no intervalo de tempo padrão local de 13h24m até 16h18m. A temperatura ambiente variou de 33 °C até 40,6 °C e a velocidade do vento manteve-se na média de 0,5 m/s durante o período analisado. A temperatura de entrada apresentou variação máxima de 5,1 % com relação à média de 65,9 °C que se manteve durante o período de teste. É possível observar como é dado o comportamento da temperatura de entrada com relação à temperatura de saída para o teste, juntamente com a diferença de temperatura para o período e a DNI nos gráficos plotados na

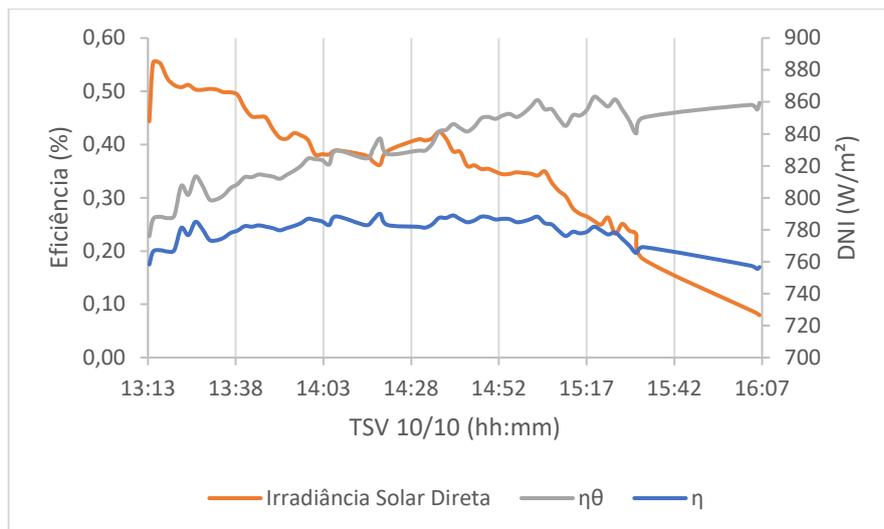
Figura 51. A irradiância direta normal variou entre 884,5 a 726,5 W/m² (cerca de 20% em relação à média). Na mesma figura pode-se observar que o ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 7,4 °C com um valor máximo de 8,3 °C.

Figura 51 – Temperatura de entrada a 65 °C e temperatura de saída com espelhos sujos.



A eficiência térmica instantânea η obteve um máximo de 27 % sem considerar o efeito do ângulo de incidência θ_z . Considerando-se o efeito do ângulo de incidência, observou-se um aumento da mesma para um máximo de 49 % a η_θ . Estes dados são apresentados na Figura 52.

Figura 52 – Eficiência instantânea com entrada a 65°C e espelhos sujos.



4.2.2 Comportamento do Sistema com Espelhos Limpos e Entrada à 65°C

O teste com controle de temperatura e espelhos limpos foi realizado no dia 11/10/2019 no intervalo de tempo padrão local de 13h22m até 17h28m. A temperatura ambiente variou de 38,6 °C até 41,3 °C e a velocidade do vento manteve-se na média de 1 m/s. A temperatura de entrada apresentou variação máxima de 3,4% com relação à média de 66,9 °C que se manteve durante o período de teste. É possível observar como é dado o comportamento da temperatura de entrada com relação à temperatura de saída para o teste, juntamente com a diferença de temperatura para o período e a DNI na Figura 53. A irradiância direta normal variou entre 937,6 a 529,4 W/m². Na mesma figura pode-se observar que o ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 6,6 °C com um valor máximo de 9,9 °C. Os dados de eficiência estão na Figura 54.

Figura 53 – Temperatura de entrada a 65 °C e temperatura de saída com espelhos limpos.

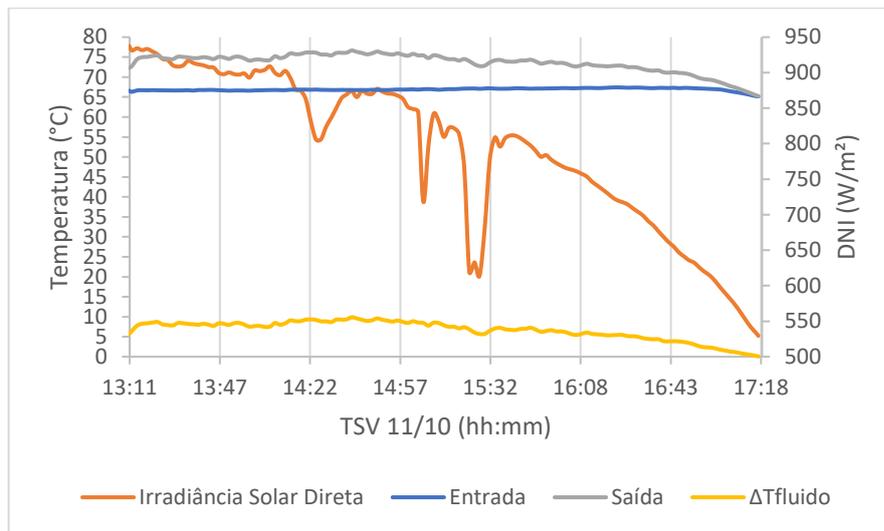
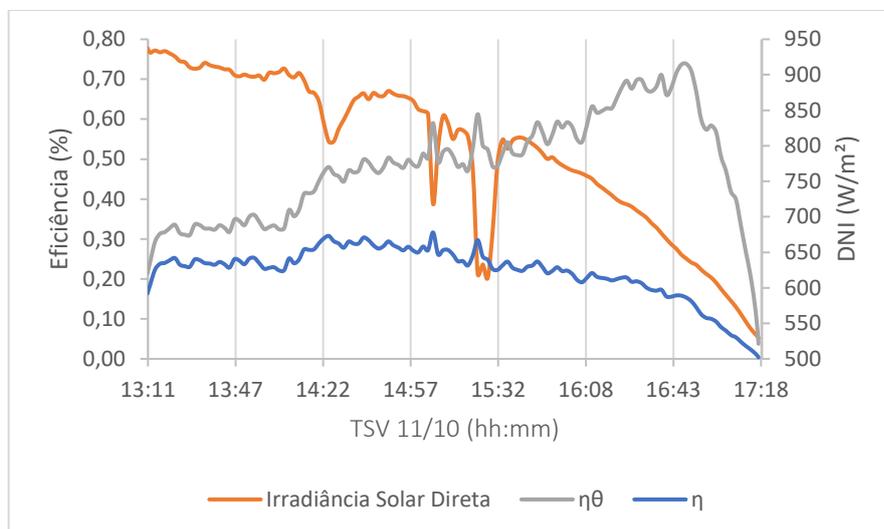


Figura 54 – Eficiência instantânea com entrada a 65°C e espelhos limpos.



A eficiência térmica instantânea η apresentou um máximo de 32% sem considerar o efeito do ângulo de incidência θ_z . Considerando-se o efeito do ângulo de incidência, observou-se um aumento da η_θ para um máximo de 74%. Observa-se que este alto valor foi obtido, mesmo com a redução da DNI, devido ao grande efeito do θ_z no cálculo da eficiência instantânea.

4.3 Eficiência Térmica Instantânea em Regime Quase Estacionário

Para fins de análise final do coletor, testou-se o mesmo sobre regime conforme recomendado pela norma ASTM E905-87 (2013) na seção 3.2.3 de requisitos para ensaios do presente trabalho. Para estes testes, conseguiu-se manter a vazão fixada entre valores de 0,25 a 0,31 kg/s.

4.3.1 Temperaturas Utilizadas

Primeiramente realizaram-se testes no sistema de controle de temperatura de entrada para que fosse possível determinar quais temperaturas de entrada poderiam ser mantidas constantes dentro do regime quase estacionário. Utilizando-se apenas o primeiro estágio de controle de temperatura e a resistência, foi possível utilizar as temperaturas descritas na Tabela 5, obtendo-se os respectivos valores de eficiência instantânea média para os períodos de testes.

Tabela 5 – Temperaturas de entrada para os testes e eficiência térmica média.

$T_{entrada}$	$\eta, \%$
45 °C	29,7
50 °C	29,5
55 °C	28,5
60 °C	25
65 °C	23

Um importante fator a ser observado é que os testes decorreram no mesmo dia (26/10/2019), tentando utilizar o menor intervalo possível entre eles que respeitasse o indicado para estabilização do regime quase estacionário e um período mínimo de teste de ao menos metade do tempo de resposta do coletor.

4.3.2 Teste para 45 °C na Entrada do Absorvedor

O teste para 45 °C na entrada do absorvedor transcorreu de 10h40m até 10h43m. A temperatura ambiente teve seu valor médio de 28,4 °C. A temperatura de entrada apresentou

variação máxima de 0,43% com relação à média de 45,6 °C que se manteve durante o período de teste. O comportamento da temperatura de entrada com relação à temperatura de saída para o teste, juntamente com a variação de temperatura para o período e a irradiância direta normal são apresentados na Figura 55. A irradiância direta normal teve valor médio de 962,2 W/ m² e variação máxima de 0,37% com relação a este valor. Na mesma figura pode-se observar que o ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 14 °C com um valor máximo de 14,1 °C. Os dados de eficiência são mostrados na Figura 56.

Figura 55 – Temperaturas para o teste a 45 °C.

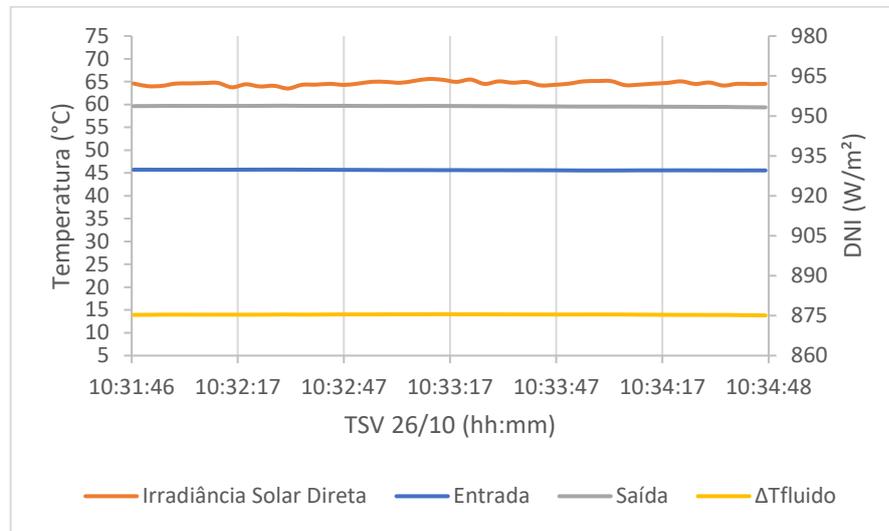
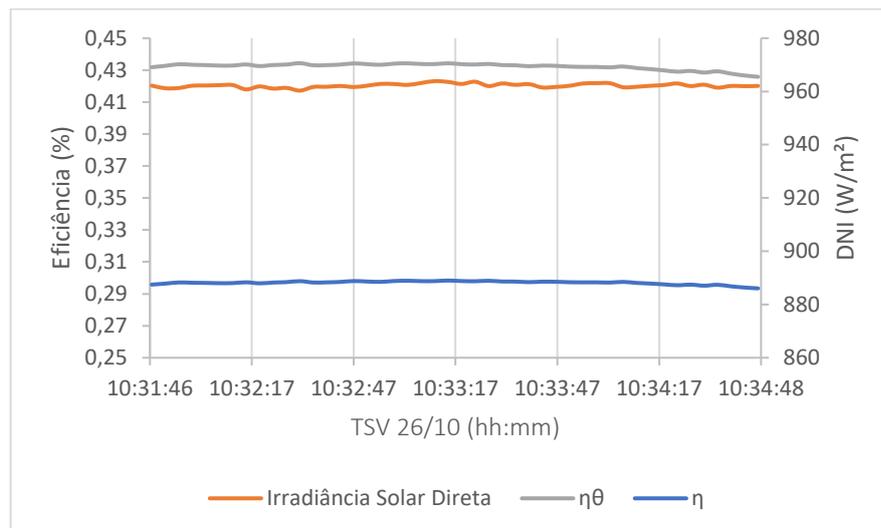


Figura 56 – Eficiência instantânea para testes a 45 °C.



A eficiência térmica instantânea η obteve um máximo de 32% sem considerar o efeito do ângulo de incidência θ_z . Considerando-se o efeito do ângulo de incidência, observou-se um aumento da η_{θ} para um máximo de 43%.

4.3.3 Teste para 50 °C na Entrada do Absorvedor

O teste para 50 °C na entrada decorreu de 11h01m até 11h04m. A temperatura ambiente teve seu valor médio de 30,1 °C e a velocidade do vento manteve-se na média de 0,57 m/s. A temperatura de entrada apresentou variação máxima de 0,43% com relação à média de 45,6 °C. A irradiância direta normal teve valor médio de 963,48 W/ m² e variação máxima de 0,2% com relação a este valor. O ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 13,5 °C com um valor máximo de 13,7 °C. Estes dados, juntamente com os dados obtidos para eficiência são apresentados na Figura 57 e Figura 58.

Figura 57 – Temperaturas para o teste a 50 °C.

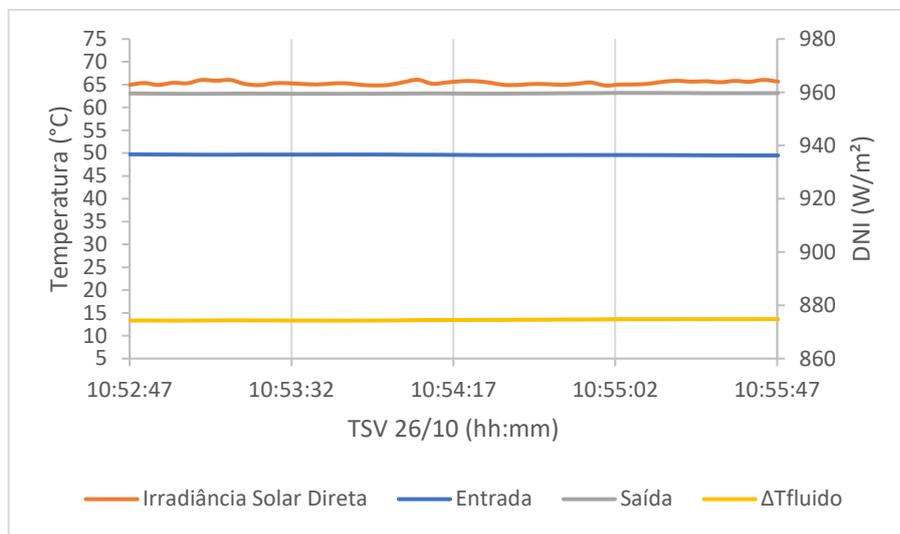
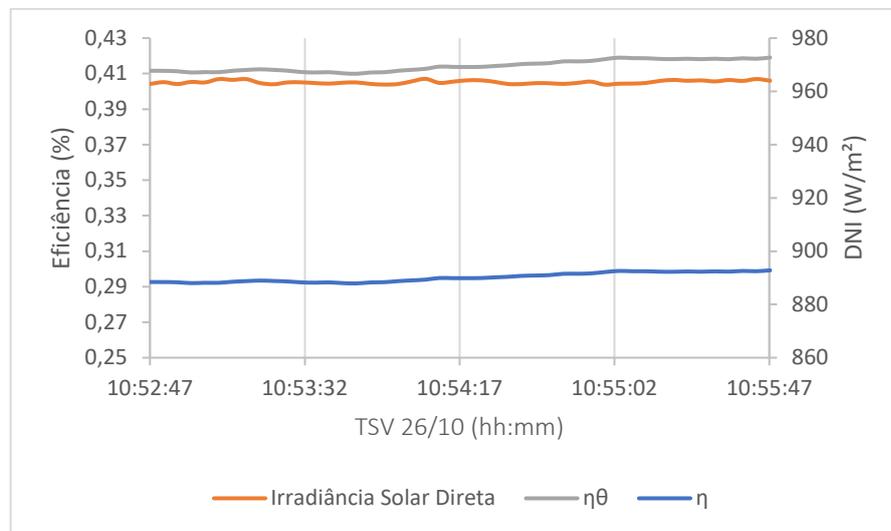


Figura 58 – Eficiência instantânea para testes a 50 °C.



A eficiência térmica instantânea η obteve um máximo de 30 % sem considerar o efeito do ângulo de incidência θ_z , e ao considerá-lo obteve-se um valor máximo de 42% para η_θ .

4.3.4 Teste para 55 °C na Entrada do Absorvedor

O teste para 55 °C na entrada decorreu de 11h15m até 11h18m. A $T_{ambiente}$ teve média de 31,6 °C e a velocidade do vento manteve-se na média de 0,4 m/s. A temperatura de entrada apresentou variação máxima de 0,4 % com relação à média de 54,6 °C. A DNI teve valor médio de 958,9 W/ m² e variação máxima de 0,5% com relação a este valor. O ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 12,5 °C com um valor máximo de 12,7 °C. A eficiência térmica instantânea obteve um máximo de 29% para η e 40% para η_θ . Estes dados estão na Figura 59 e Figura 60.

Figura 59 – Temperaturas para o teste a 55 °C.

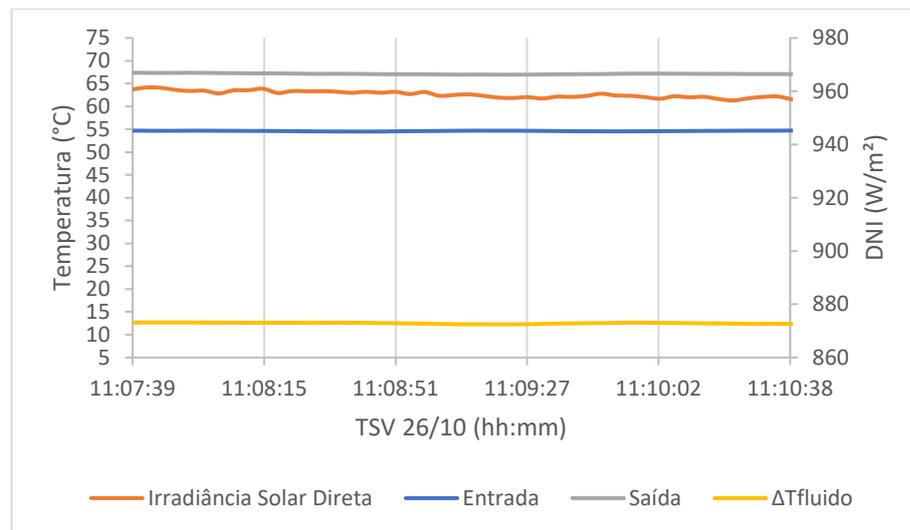
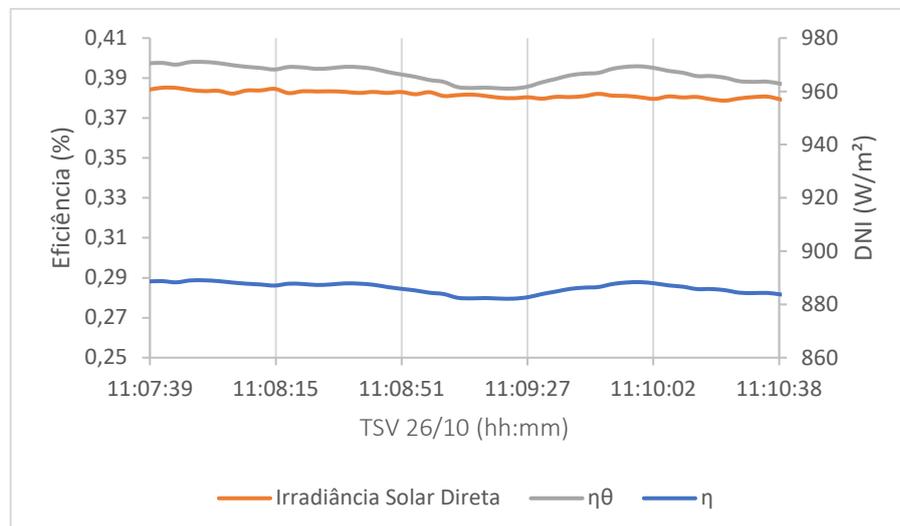


Figura 60 – Eficiência instantânea para testes a 55 °C.



4.3.5 Teste para 60 °C na Entrada do Absorvedor

O teste para 60 °C na entrada decorreu de 11h22m até 11h25m. A $T_{ambiente}$ teve valor médio de 31,4 °C e a velocidade do vento manteve-se na média de 1,2 m/s. A temperatura de entrada apresentou variação máxima de 0,9 % com relação à média de 60,3 °C. A DNI teve valor médio de 957,3 W/ m² e variação máxima de 0,3% com relação a este valor. O ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 9,8 °C com um valor máximo de 10,4 °C. A eficiência térmica instantânea obteve um máximo de 26% para η e 36% para $\eta\theta$. Estes dados são apresentados na Figura 61 e Figura 62.

Figura 61 – Temperaturas para o teste a 60 °C.

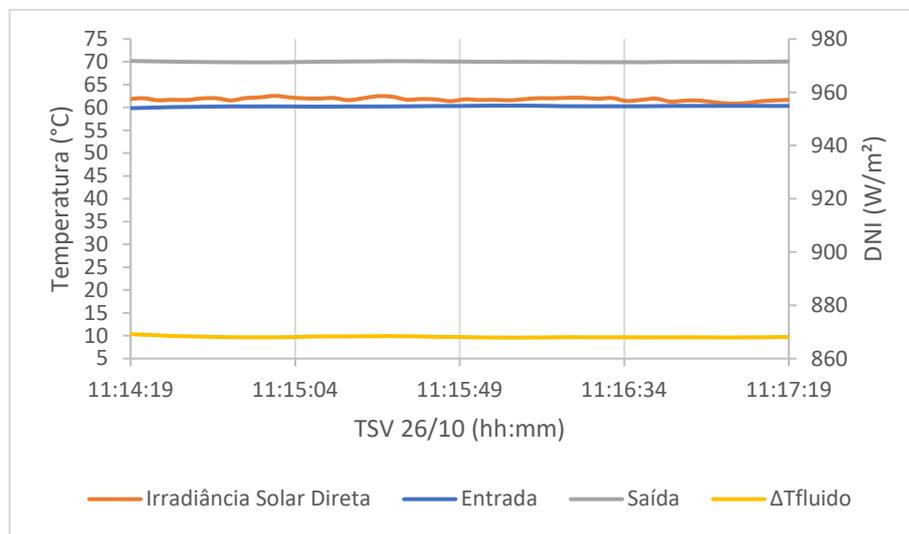
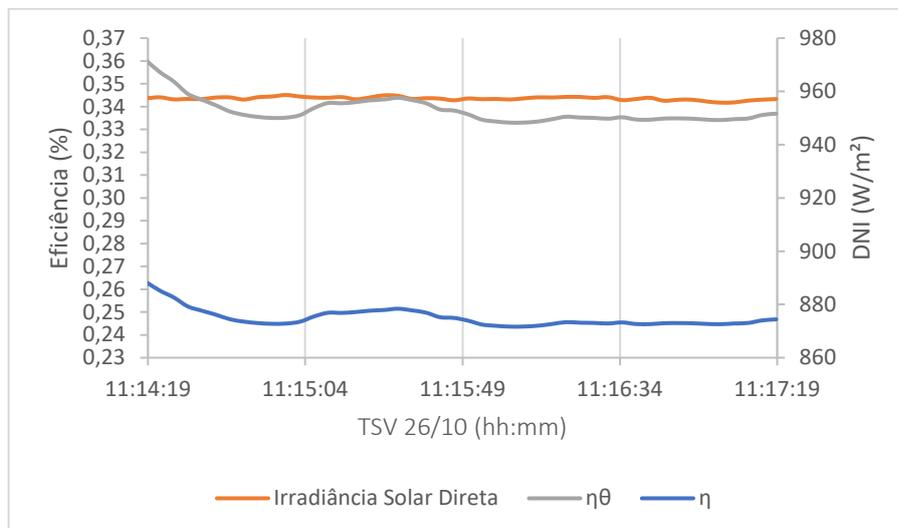


Figura 62 – Eficiência instantânea para testes a 60 °C.



4.3.6 Teste para 65 °C na Entrada do Absorvedor

O teste para 65 °C na entrada decorreu de 11h50m até 11h53m. A $T_{ambiente}$ teve valor médio de 31,9 °C e a velocidade do vento manteve-se na média de 1,1 m/s. A temperatura de entrada apresentou variação máxima de 0,6 % com relação à média de 65,3 °C. A DNI teve valor médio de 954,9 W/ m² e variação máxima de 0,4 % com relação a este valor. O ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 8,2 °C com um valor máximo de 8,6 °C. A eficiência térmica instantânea obteve um máximo de 24% η e 30% para η_{θ} . Estes dados são apresentados na Figura 63 e Figura 64.

Figura 63 – Temperaturas para o teste a 65 °C.

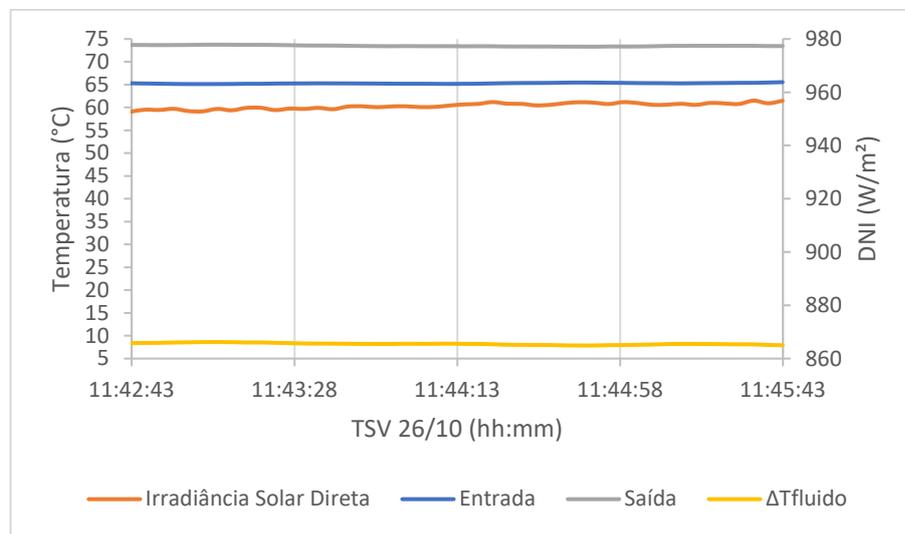
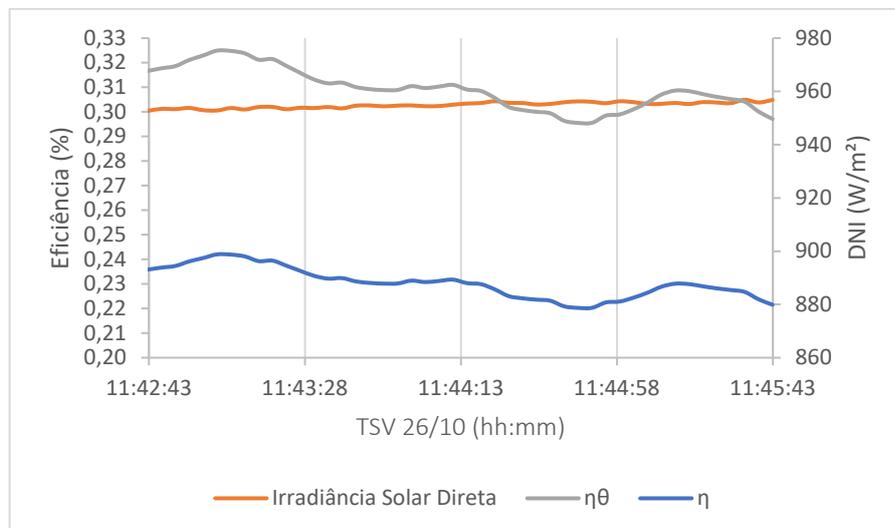


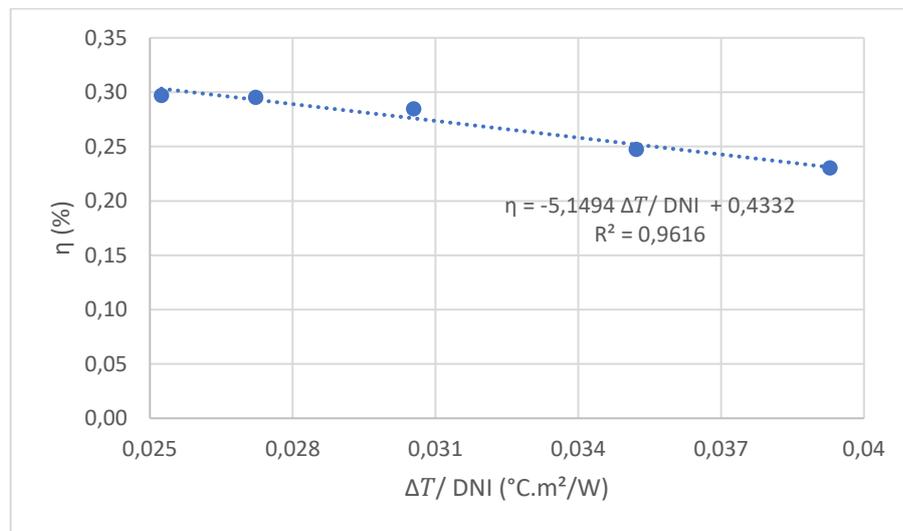
Figura 64 – Eficiência instantânea para testes a 65 °C.



4.3.7 Curva de Desempenho do Coletor

Com os resultados obtidos para diversas temperaturas de entrada, foi possível a determinação de uma curva característica de desempenho do coletor em função destas temperaturas com relação à temperatura ambiente e à irradiância direta normal. Com a equação disposta na Figura 65 é possível prever o comportamento do sistema para diversas temperaturas de entrada.

Figura 65 – Curva característica de desempenho do coletor.



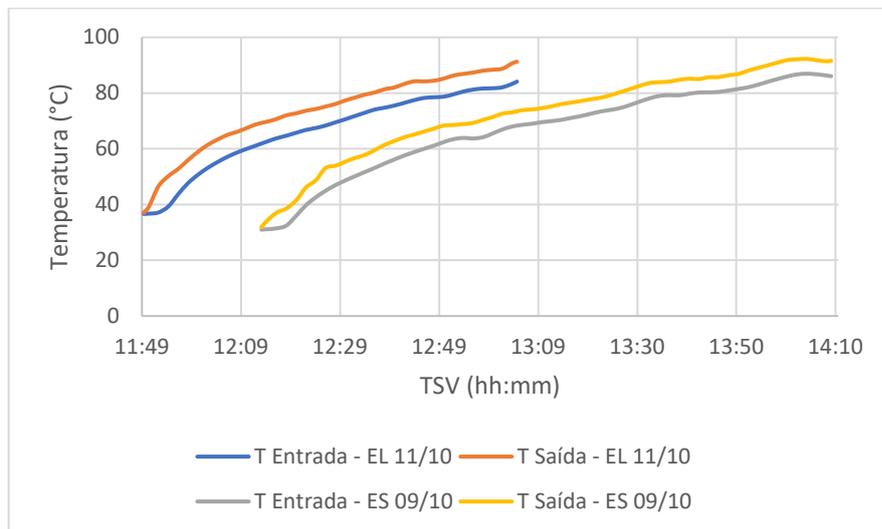
5 DISCUSSÃO

Neste capítulo são discutidos os resultados do capítulo 4 do presente trabalho, de maneira a comparar os valores com a literatura disponível sobre o tema. As discussões têm o intuito principal de comparar o comportamento do sistema para as diversas situações as quais foi exposto. Nas figuras o termo “ES” representa espelhos sujos e “EL” representa espelhos limpos.

5.1 Espelhos Sujos X Espelhos Limpos Sem Controle de Temperatura na Entrada

A Figura 66 apresenta uma comparação entre o comportamento do aumento de temperatura entre os testes realizados sem o controle de temperatura de entrada. Pode-se observar que para os espelhos sujos o ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 5,6 °C com um valor máximo de 8,2 °C logo no período inicial do teste. Já para espelhos limpos o ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 6,9 °C com um valor máximo de 10,9 °C. Essa diferença deu-se em condições solares muito similares, acarretando um ganho de temperatura de 0,5 °C/min para os espelhos sujos e um ganho de 0,7 °C/min para os espelhos limpos (cerca de 40% de aumento na taxa).

Figura 66 – Temperaturas para os testes sem controle de temperatura na entrada.



Como pode-se perceber, a diferença de temperatura tem seu máximo logo no início do teste que é quando o sistema ainda não se estabilizou e as perdas térmicas devido à diferença de temperatura com o ambiente são menores. O comportamento para ambos os casos é muito similar, todavia com os espelhos limpos os valores obtidos são mais elevados. Isso comprova a necessidade de limpeza constante dos espelhos para um melhor desempenho do sistema

proposto. Essa elevação na diferença de temperatura pode ser melhor observada através da Figura 67, salientando-se que a irradiância direta para ambos dias de teste mantiveram um comportamento muito similar. Para o dia 09/10/2019 com os espelhos sujos variou entre 931 a 870 W/m² e para o dia 10/10/2019 com espelhos limpos variou entre 936 a 886 W/m². A comparação da DNI para o período de teste é apresentada na Figura 68.

Figura 67 – Diferença de temperaturas para os testes sem controle de temperatura.

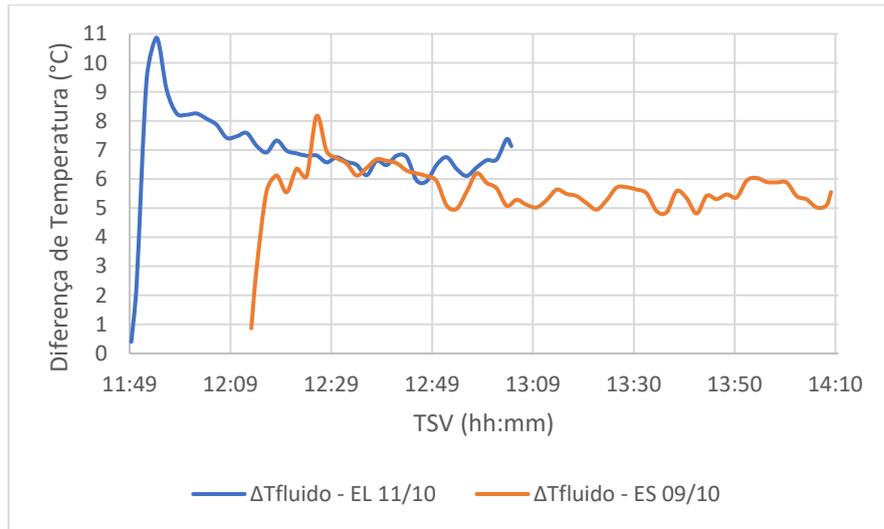
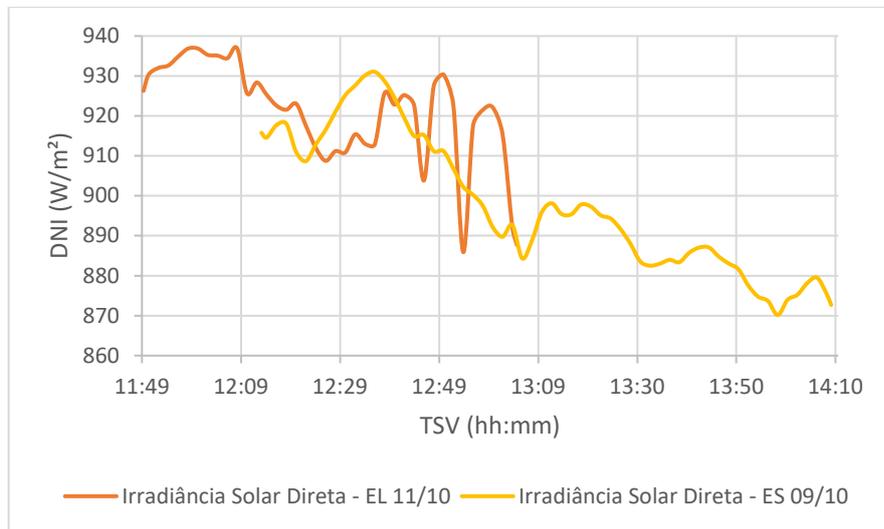


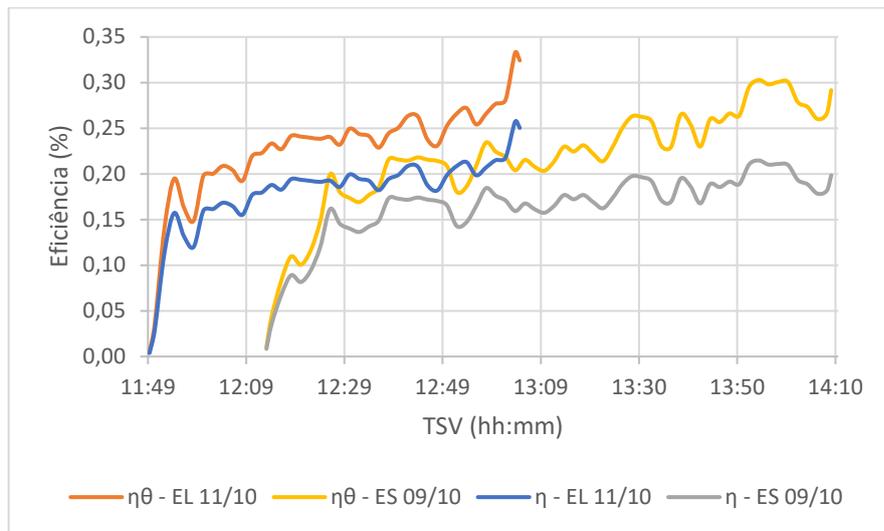
Figura 68 – Irradiação direta durante os períodos de teste com espelhos sujos.



Comparando-se a eficiência térmica para ambas situações, o sistema apresentou um melhor desempenho para a condição em que os espelhos estavam limpos. Para os espelhos sujos a eficiência máxima η chegou a 21%, já para os espelhos limpos a eficiência chegou a 27% sem considerar os efeitos do ângulo de incidência. Ao considerar-se a posição solar, essa diferença entre os valores de eficiência máxima ficou apenas em 3% considerando-se todo o período dos

testes. Todavia pode-se considerar que houve um efeito do período de realização dos testes, pois como pode ser observado o teste com espelhos sujos começou as 12h24m e foi até 14h20m já os testes com espelhos limpos foi realizado entre 12h00m até 13h16m. Esse efeito do θ_z é mais acentuado conforme o passar do tempo, uma vez que a posição solar torna-se mais prejudicial à captação da energia solar e conseqüentemente a eficiência aumenta. Isso pode ser observado na Figura 69.

Figura 69 – Eficiências térmicas instantâneas nos testes sem controle de temperatura.



5.1.1 Síntese dos Resultados Obtidos para Testes Sem Controle de Temperatura

A Tabela 6 apresenta uma síntese dos resultados obtidos para os testes realizados sem o controle de temperatura na entrada.

Tabela 6 – Síntese de resultados para os testes sem controle de temperatura.

Período (hh:mm)	Condição dos Espelhos	$T_{ambiente}$ (°C)	DNI (W/m ²)	$\Delta T_{fluido,médio}$ (°C)	$\Delta T_{fluido,máx}$ (°C)	$\eta\theta$ (%)	η (%)
12:24 - 14:20	Sujos	29,5 - 34	931-870	5,6	8,2	30	21
12:00 - 13:16	Limpos	36,3 - 40,8	936-886	6,9	10,9	33	26

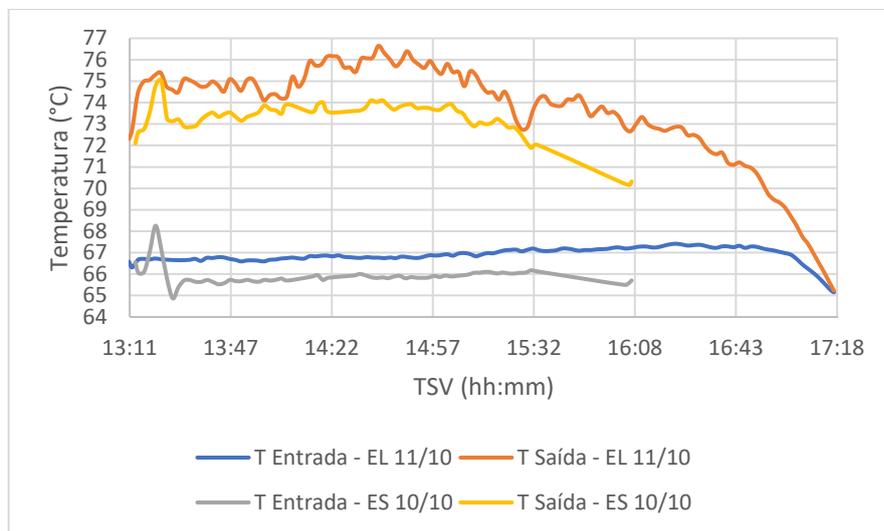
É facilmente observável a influência da limpeza dos refletores para o sistema, sendo este um tema de grande necessidade de estudos, pois conforme afirmam Merrouni et al. (2015), existem poucas pesquisas sobre o acúmulo de sujeira nos espelhos de sistemas concentradores de energia solar. Essas pesquisas poderiam vir a servir como auxílio para uma melhoria na

eficiência desse tipo de sistema, podendo ser utilizadas como parâmetro de avaliação dos mesmos.

5.2 Espelhos Sujos X Espelhos Limpos Com Controle de Temperatura na Entrada

A Figura 70 apresenta uma comparação entre o comportamento da temperatura com relação aos testes realizados com a temperatura de entrada fixada em torno de 65 °C. Pode-se observar que para os espelhos sujos o ΔT_{fluido} , manteve-se na média de 7,4 °C com um valor máximo de 8,3 °C e na mesma figura pode-se observar que para os espelhos limpos esses valores mantiveram-se na média de 6,6 °C com um valor máximo de 9,9 °C. O valor médio menor para o teste com espelhos limpos se dá devido ao fato de que esse teste teve maior período de duração, pegando inclusive intervalos ao final da tarde. Tal fato fez com que essa média ficasse menor, pois após o período das 16h19m o ΔT_{fluido} passa a diminuir consideravelmente devido a diminuição da DNI. Ao considerar-se apenas valores dentro de intervalos mais próximos para ambos os testes, verificou-se que para os espelhos limpos, a média de ΔT_{fluido} ficou em torno de 7,9 °C.

Figura 70 – Temperaturas para os testes com controle de temperatura na entrada.

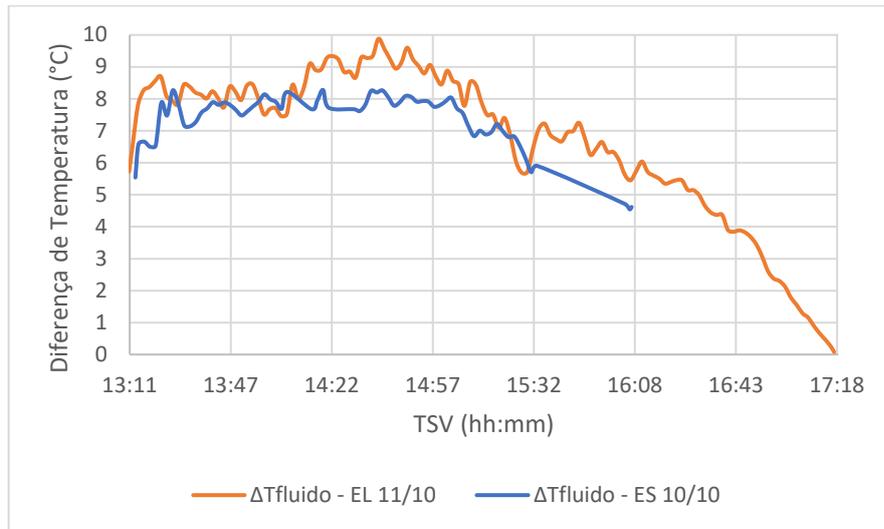


Comparando-se a eficiência térmica para ambas situações, o sistema apresentou um melhor desempenho para a condição em que os espelhos estavam limpos. Para os espelhos sujos a eficiência η máxima chegou a 27%, em comparação para os espelhos limpos a eficiência chegou a 32% sem considerar os efeitos do ângulo de incidência. Ao considerar-se a posição solar, essa diferença entre os valores de eficiência máxima ficou apenas em 12% considerando-se um período de testes igual até as 16h19m para as duas condições. Similar à situação

comparada anteriormente, como os testes para espelho limpo tiveram um período maior de coleta de dados, eles apresentaram grande variação ao analisar-se a eficiência juntamente com o efeito do ângulo de incidência θ_z . Para minimizar esses efeitos nessa discussão comparativa, buscou-se analisar apenas períodos similares de dados.

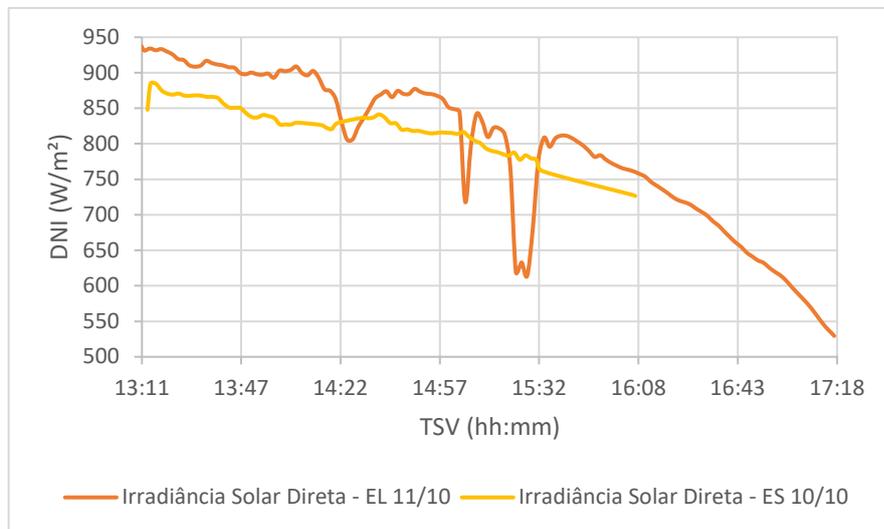
A Figura 71 apresenta a relação de diferenças entre ΔT_{fluido} para ambos os testes, podendo-se observar evidentemente o melhor desempenho para o teste com os espelhos limpos.

Figura 71 – Diferença de temperaturas para os testes com controle de temperatura.



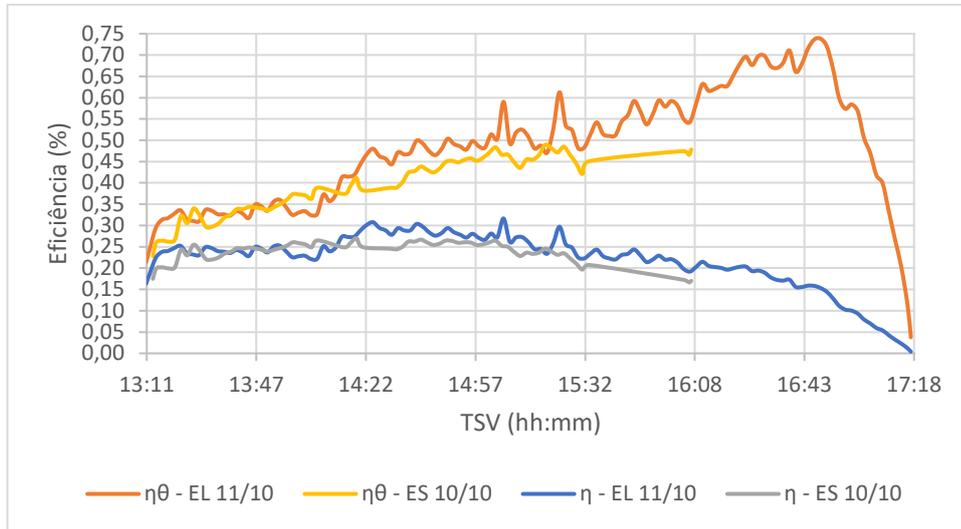
A Figura 72 apresenta a variação da DNI para os períodos analisados, percebe-se um comportamento mais contínuo para o dia de teste com espelhos sujos, mesmo assim ambos os dias apresentaram uma tendência similar para esses dados.

Figura 72 – Irradiação direta durante os períodos de teste com espelhos limpos.



A Figura 73 apresenta o comportamento da eficiência instantânea entre os testes realizados, onde é possível perceber o acentuado aumento de η_{θ} após o período de 16h19m seguido de uma estabilização da temperatura do sistema e conseqüente queda de eficiência.

Figura 73 – Eficiências térmicas instantâneas nos testes com controle de temperatura.



5.2.1 Síntese dos Resultados Obtidos para Testes Com Controle de Temperatura

A Tabela 7 apresenta uma síntese dos resultados obtidos para os testes realizados com a temperatura de entrada mantida em torno de 65 °C.

Tabela 7 – Síntese de resultados para os testes com controle de temperatura.

Período (hh:mm)	Condição dos Espelhos	$T_{ambiente}$ (°C)	DNI (W/m ²)	$\Delta T_{fluido,médio}$ (°C)	$\Delta T_{fluido,máx}$ (°C)	η_{θ} (%)	η (%)
13:24 - 16:18	Sujos	33 – 40,6	884,5- 726,5	7,4	8,3	49	27
13:22 - 17:28	Limpos	38,6 – 41,3	937,6 – 529,4	6,6	9,9	74	32

Para estes testes mais uma vez fica evidente a necessidade e a vantagem da limpeza adequada do campo de espelhos, indicando um ganho de eficiência com relação à comparação anterior, mantendo os 5% a mais de eficiência térmica. Esse valor é aceitável ao analisar-se informações conforme obtidas por Pigozzo Filho (2019) que conseguiu ganhos de até 10% em eficiência óptica de pico do sistema ao limpar o campo de espelhos. Neste caso, a eficiência óptica resultou em um ganho de cerca de 5% de eficiência térmica, devido ao aumento do fator de interceptação da irradiância solar no receptor. Essa importância pode ser ainda mais

destacada quando verifica-se que para a limpeza dos espelhos há um dispendioso gasto de água e de recursos financeiros, que podem ser minimizados quando realiza-se um estudo de programação de limpezas para o sistema em questão. Estes estudos, como o de Gabrielli et al. (2018), apontam para uma estratégia de limpeza em que é possível obter uma configuração ótima de quantidade de limpezas e a data específica para realização das mesmas, de modo a garantir maior produção para a planta. Nos mesmos estudos, ainda foi possível analisar a influência das chuvas na limpeza dos espelhos, podendo utilizá-la como aliada para minimização das intervenções para limpeza.

Outra prospecção interessante apresentada nos estudos de Gabbrielli et al. (2018) é a utilização de robôs de limpeza, como o mostrado na Figura 74. Esses robôs são extremamente necessários para garantir a correta limpeza dos espelhos e a minimização do consumo de água durante os procedimentos. Isso demonstra que maiores estudos sobre o impacto positivo das limpezas podem levar a soluções tecnológicas ainda melhores no campo de como são realizadas essas limpezas.

Figura 74 – Robô de limpeza dos espelhos fornecido pela Glayx.



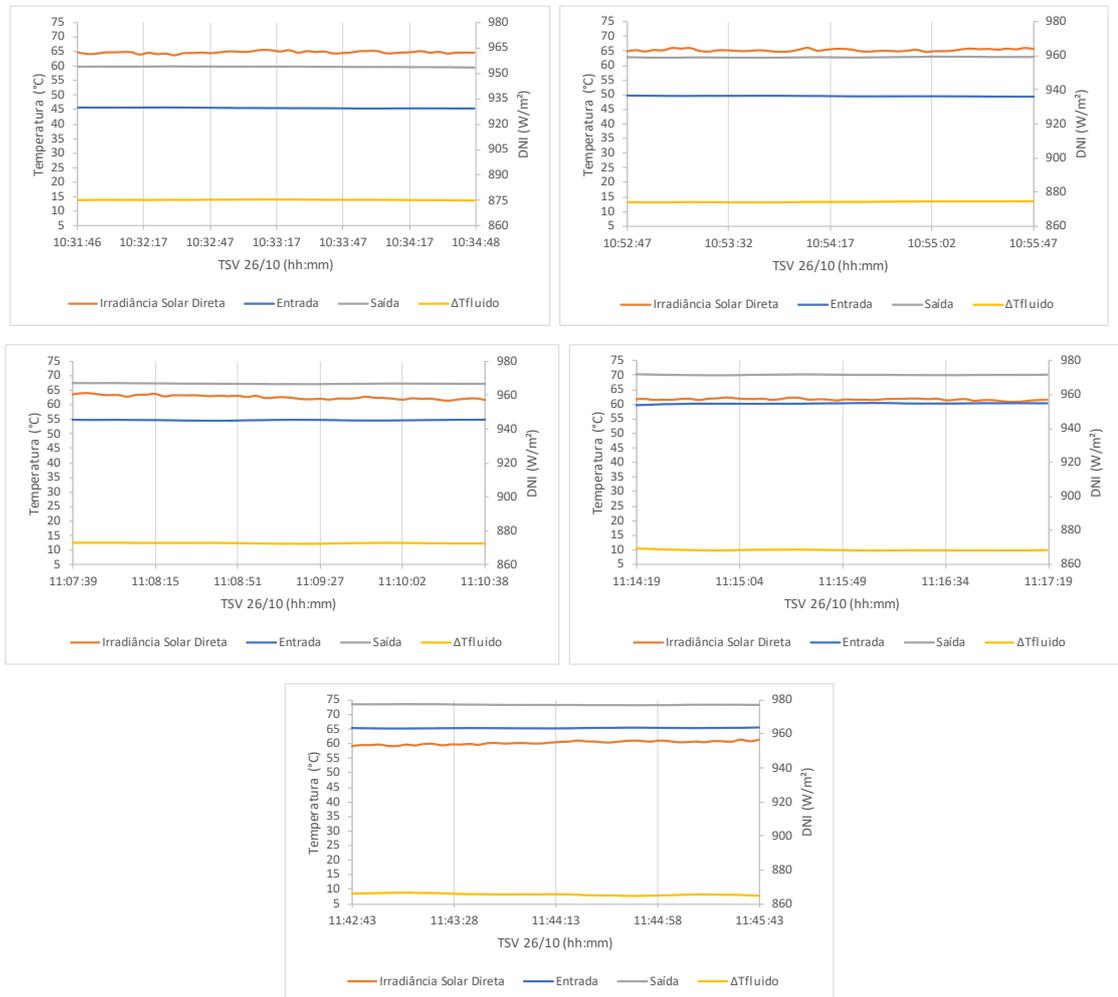
Fonte: Adaptada de Gabbrielli et al. (2018).

5.3 Curva Característica de Desempenho do Coletor

Um ponto importante para obtenção da curva característica de desempenho sistema é a estabilização do regime quase estacionário. Só nesse regime é possível simplificar a análise da eficiência e utilizar uma equação estacionária para cálculo dessas condições e não mais uma equação que leve em conta um regime transiente. Sendo assim fez-se possível analisar para cada temperatura que o sistema estabilizou os resultados obtidos. A Figura 75 apresenta o

comportamento de algumas condições estabilizadas para o regime quase estacionário. Pode-se perceber nitidamente a linearidade dessas variáveis no tempo.

Figura 75 – Estabilização do regime quase estacionário entre os testes.



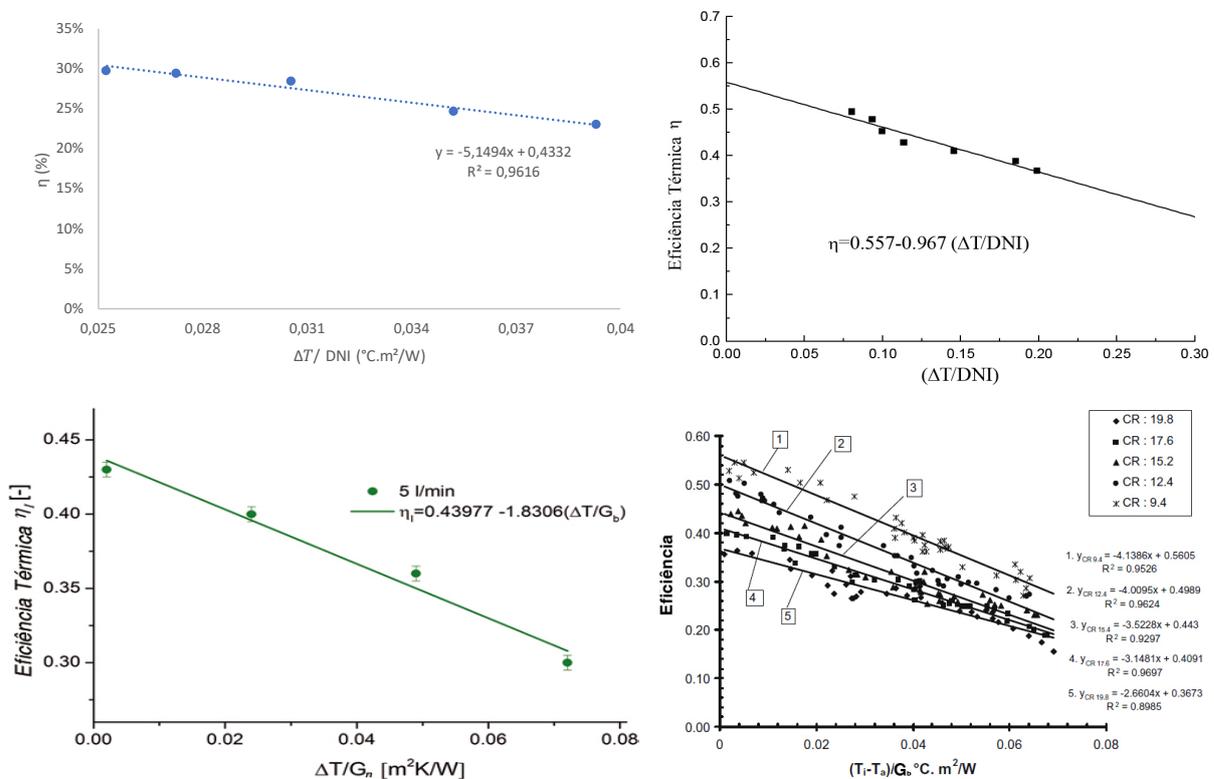
É importante mostrar que diversos autores realizam a análise de seus sistemas de maneira similar, fazendo o uso dos requisitos das normas internacionais para adquirir resultados analisáveis de eficiência térmica instantânea. A Tabela 8 apresenta um resultado comparativo quanto às equações das curvas características de desempenho obtidas por pesquisadores do meio científico em relação ao presente trabalho.

Tabela 8 – Comparação das curvas características de desempenho do coletor.

Pesquisa	Curva Característica de Desempenho
Singh, Sarviya e Bhagoria (2010)	$\eta = 0,5605 - 4,1386 (\Delta T/DNI)$
Song et al. (2015)	$\eta = 0,557 - 0,967 (\Delta T/DNI)$
Jaramillo et al. (2017)	$\eta = 0,43977 - 1,8306 (\Delta T/DNI)$
Presente Trabalho	$\eta = 0,4332 - 5,1494 (\Delta T/DNI)$

Como pode-se perceber, a equação da curva obtida para o presente trabalho apresentou comportamento bem similar aos estudos de outros sistemas Fresnel lineares. A Figura 76 mostra as curvas de Song et al. (2015), Jaramillo et al. (2017) e Shing, Sarviya e Bhagoria (2010) em comparação com a do presente trabalho. Percebe-se que os estudos desses autores possibilitaram trabalhar com uma maior gama de temperaturas, o que possibilitou uma maior extensão dos pontos sobre o eixo horizontal dos gráficos. O presente estudo teve limitações nas bancadas de testes, o que possibilitou apenas o trabalho em baixas temperaturas.

Figura 76 – Comparação entre curvas características de desempenho.



Fonte: Adaptada de Song et al. (2015), Jaramillo et al. (2017) e Singh, Sarviya e Bhagoria (2010).

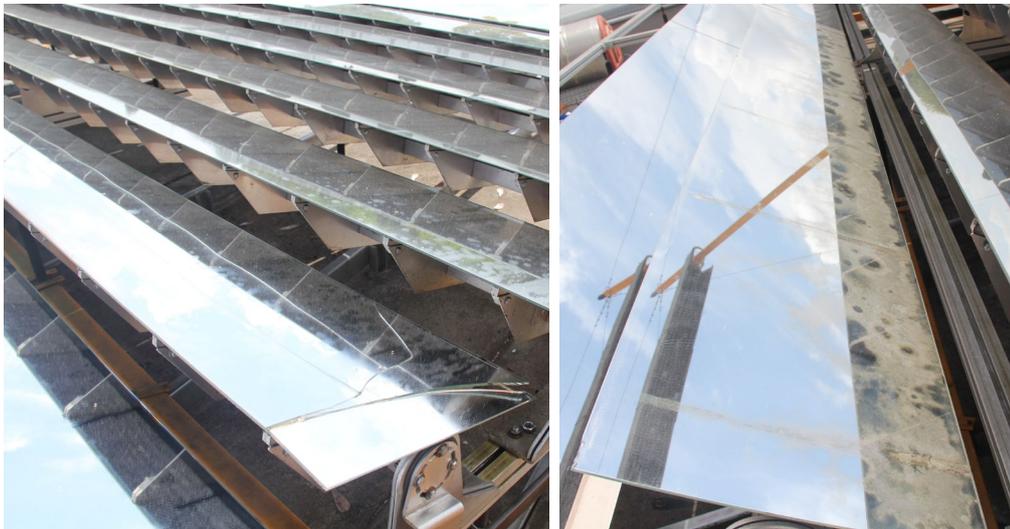
Singh, Sarviya e Bhagoria (2010) comparam em seus estudos diversos fatores de concentração, por isso foram obtidas diversas equações que consideram estes fatores. Os autores também realizaram pesquisas comparando a utilização tubos revestidos com superfície seletiva em comparação a tubos absorvedores pintados com tinta comum preta, concluindo que a utilização de superfície seletiva aumenta em aproximadamente 10% a eficiência do sistema.

Ainda se faz possível a comparação entre as eficiências térmicas máximas obtidas experimentalmente do presente trabalho 29,7%, dos estudos de Shing, Sarviya e Bhagoria (2010) entre 28,3% - 59,6 %, dos estudos de Song et al. (2015) 45,2% e dos estudos de Jaramillo et al. (2017) 45%.

5.4 Fatores Externos Influentes

A baixa eficiência térmica instantânea obtida para o presente trabalho, cerca de 10% menor do que o de outros estudos comparados na Seção 5.3, pode ser devido a influência de diversos fatores externos que se fizeram presente na bancada de testes além das limitações de análise já comentadas. Além de todas as perdas ópticas que são comuns em refletores Fresnel lineares, um fator que deve ser levado em conta é a presença de uma fileira com espelhos danificados e com elevada deterioração da camada refletora de prata, devido à infiltração de umidade e consequente oxidação dela. A Figura 77 mostra imagens da bancada de testes onde esses fatos puderam ser notados.

Figura 77 – Espelhos quebrados e com a superfície refletora deteriorada.



Conforme estudos realizados por Pigozzo Filho (2019), estes fatores fazem com que a eficiência diminua com o passar do tempo, podendo ser evitados apenas com a utilização de espelhos próprios para aplicação heliotérmica uma vez que a utilização de bordas protetoras para as laterais dos espelhos não foi eficaz.

Observaram-se também pequenos vazamentos de óleo na entrada e saída dos tubos absorvedores, onde este óleo acabava gotejando sobre a superfície dos espelhos durante os testes. Além de que vazamentos são prejudiciais ao funcionamento térmico adequado do sistema. Este funcionamento térmico já se mostra sensibilizado na bancada estudada, pois o absorvedor não possui camada de vidro para minimizar as perdas térmicas por convecção nos tubos absorvedores.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho procurou evidenciar a importância da energia solar, contextualizando o panorama mundial e nacional quanto as fontes de energia renováveis, especificamente tratando-se da utilização de energia solar térmica. Buscou-se através de fundamentação teórica existente elucidar conceitos envolvidos na utilização desse tipo de tecnologia até chegar no modelo de avaliação de desempenho térmico do objeto de estudo desse trabalho: os refletores Fresnel Lineares. A necessidade industrial para calor de processo foi comprovada na literatura e mesmo que o sistema atualmente limitado não tenha atingido a temperatura esperada, apresentou potencial para enorme expansão de sua utilização.

Através dos primeiros testes realizados já se fez possível concluir a importância da limpeza dos espelhos no consequente desempenho térmico do coletor. Para testes em condições sem controle de temperatura do fluido de transferência de calor na entrada do absorvedor, procurou-se observar o comportamento do aumento da temperatura no circuito. Com os espelhos sujos, a taxa de aumento de temperatura na saída ficou em torno de 0,5 °C/min, já para os espelhos limpos essa taxa aumentou cerca de 40%, atingindo valores de 0,7 °C/min. Ainda sem um controle de temperatura pode-se observar um ΔT_{fluido} médio no receptor de 5,6 °C, enquanto que para os espelhos limpos este valor ficou em 6,9 °C, equivalentes às eficiências térmicas η máximas obtidas de 21% e 26%, para cada condição, respectivamente.

Nos testes de comportamento com controle de temperatura de entrada comprovou-se essa influência com mesmos valores, com um aumento de 5 % na eficiência térmica η máxima para os espelhos limpos com relação aos espelhos sujos. Observou-se também que a utilização da posição solar no cálculo da irradiação incidente no coletor através do ângulo de incidência θ_z é um fator importante. Todavia percebeu-se que há grande influência deste ângulo nos resultados obtidos, principalmente ao final de tarde, onde a posição solar é desfavorável ao plano horizontal do coletor e a eficiência aumenta desproporcionalmente.

Realizaram-se também testes de acordo com os requisitos da norma ASTM E905-87 (2013), para diversas temperaturas de entradas possíveis à bancada de testes, possibilitando a obtenção da curva característica de desempenho do coletor. Apesar das limitações da mesma, a bancada permitiu testes com a temperatura de entrada em 45 °C, 50 °C, 55 °C, 60 °C e 65°C. Obtiveram-se, respectivamente, valores de eficiência térmica instantânea de 29,7%, 29,5%, 28,5%, 25% e 23% para estas temperaturas de entrada. A equação da curva característica, mesmo que apresentando valores de eficiência térmica inferiores, mostrou-se adequada ao ser

comparada a de estudos, como os de Shing, Sarviya e Bhagoria (2010); de Song et al. (2015) e de Jaramillo et al. (2017).

Foram levantados possíveis fatores para essa baixa eficiência térmica, tais quais: a presença de espelhos quebrados e com refletividade prejudicada devido à oxidação da superfície de prata dos espelhos, o vazamento de óleo na entrada e saída dos tubos absorvedores e a falta de presença de revestimento com superfície seletiva para os tubos.

6.1 Sugestões de Trabalhos Futuros

Durante o desenvolvimento do presente trabalho, pode-se ainda observar a possibilidade de estudos posteriores que poderiam ser feitos sobre temas similares e o mesmo objeto de estudo. Estes poderiam ser feitos após a eliminação das limitações da bancada e dentre eles pode-se destacar:

- a) Utilizar tubos revestidos com superfície seletiva para comparar o ganho de eficiência térmica no coletor;
- b) Utilizar uma tampa de vidro no absorvedor, de maneira a minimizar as perdas de calor nos tubos e avaliar o impacto da utilização dessas;
- c) Projetar um sistema robótico de limpeza para a superfície dos espelhos e verificar o impacto da limpeza na refletividade dos mesmos;
- d) Determinar a frequência ótima de limpeza para os espelhos, verificando impactos disto na eficiência.
- e) Testar a utilização de espelhos específicos da tecnologia heliotérmica.

REFERÊNCIAS

ABBAS, R. et al. High concentration linear Fresnel reflectors. **Energy Conversion and Management**. Madrid, v. 72, p. 60-68. 2013.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL). **Banco de Informações de Geração (BIG):** Matriz de Energia Elétrica. Brasília, 2018. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>>. Acesso em: 13 nov. 2018.

AJDAD, H. et al. Thermal and Optical Efficiency Analysis of the Linear Fresnel Concentrator Compound Parabolic Collector Receiver. **Journal of Solar Energy Engineering - ASME**. [s.l.], 2018.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM). **E905-87:** Standard Test Method for Determining Thermal Performance of Tracking Concentrating Solar Collectors. West Conshohocken: ASTM International, 2013.

BELTAGY, H. et al. Theoretical and experimental performance analysis of a Fresnel type solar concentrator. **Renewable Energy**. Almería, v. 101, p. 782-793. 2017.

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

BERMEJO, P.; PINO, F. J.; ROSA, F. Solar absorption cooling plant in Seville. **Solar Energy**. Sevilla, v. 84, p. 1503-1512. 2010.

CHEN, C. J. **Physics of Solar Energy**. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2011. 371 p.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. 4. ed. Chichester: Wiley, 2013. 944 p.

FOSTER, R.; GHASSEMI, M.; COTA, A. **Solar Energy: Renewable Energy and the Environment**. Indianapolis: CRC Press, 2010. 380 p.

FRERIS, L.; INFELD, D. **Renewable Energy in Power Systems**. Chichester: Wiley, 2008. 300 p.

GABBRIELLI, R. et al. **Cleaning strategies for Fresnel Linear Concentrator Mirrors in Solar Heating plants**. In: 12th International Conference on Solar Energy for Buildings and Industry, 2018, Rapperswil. Disponível em: <<http://proceedings.ises.org/paper/eurosun2018/eurosun2018-0106-Gabrielli.pdf>>. Acesso em: 05 out 2019.

GOOGLE MAPS. In: UNISINOS – C01. Street View: Google, 2018. Disponível em: <<https://www.google.com/maps/place/Unisinós+-+C01+-+Av.+Unisinós+-+Cristo+Rei,+S%C3%A3o+Leopoldo+-+RS,+93020-190/@-29.7929345,-51.15515,17z/data=!3m1!4m5!3m4!1s0x951968ee997284af:0xbde8c8f79741d344!8m2!3d-29.7929345!4d-51.1529613>>. Acesso em: 13 nov. 2018.

GÜNTHER, M. **Advanced CSP Teaching Materials: Chapter 6 – Linear Fresnel Technology**. Kassel: Institute Of Solar Research, Alemanha - Project Armena, 2011. Disponível em: <<http://www.energy-science.org/bibliotheque/cours/1361468614Chapter%2006%20Fresnel.pdf>>. Acesso em: 13 nov. 2018.

HONGN, M. et al. Least square based method for the estimation of the optical end loss of linear Fresnel concentrators. **Solar Energy**. Salta, v. 111, p. 264-276. 2015.

INDUSTRIAL SOLAR GmbH. **References**. Disponível em: <<https://www.industrial-solar.de/>> Acesso em: 13 nov. 2018.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (IPCC). **Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation: Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation**. 2012. Nova Iorque: Cambridge University Press. 246 p. Disponível em: <https://www.ipcc.ch/pdf/special-reports/srren/SRREN_FD_SPM_final.pdf>. Acesso em: 13 nov. 2018.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Renewables**. Paris: IEA, 2018b. 24 p. Disponível em: <<https://www.iea.org/renewables2018/heat/>>. Acesso em: 13 nov. 2018.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **World Energy Balances: Overview**. Paris: IEA, 2018a. 24 p. Disponível em: <<https://webstore.iea.org/world-energy-balances-2018-overview>>. Acesso em: 13 nov. 2018.

JARAMILLO, O. A. et al. A Modular Linear Fresnel Reflecting Solar Concentrator for Low-Enthalpy Processes. In: SAYIGH, Ali. **Renewable Energy in the Service of Mankind Vol II: Selected Topics from the World Renewable Energy Congress WREC 2014**. [s.l]: Springer International Publishing Switzerland, 2016. Cap. 85. p. 949-960.

KALOGIROU, S. A. **Solar Energy Engineering: Processes and Systems**. 2. ed. Waltham: Academic Press, 2014. 840 p.

KONZEN, G. Solar. In: TOLMASQUIM, M. T. **Energia Renovável: Hidráulica, Biomassa, Eólica, Solar, Oceânica**. Rio de Janeiro: EPE, 2016. p. 310-408. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/livro-sobre-energia-renovavel-hidraulica-biomassa-eolica-solar-oceanica>>. Acesso em: 13 nov. 2018.

MARTINS, F. R.; ABREU, S. L.; PEREIRA, E. B. Scenarios for solar thermal energy applications in Brazil. **Energy Policy**. Guildford, v. 48, p. 640-649. 2012.

MERROUNI, A. A. et al. Investigation of soiling effect on different solar mirror materials under Moroccan climate. **Energy Procedia**. [s.l.], v. 69, p. 1948-1957. 2015.

MILLS, D. Advances in solar thermal electricity technology. **Solar Energy**. Sydney, v. 76, p. 19-31. 2004.

MOREIRA, D. R. **Desenvolvimento de uma bancada de testes para avaliação do desempenho térmico de um concentrador Fresnel linear**. 2019, 92 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Unisinos, São Leopoldo, 2019.

MORIN, G et al. Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants. **Solar Energy**. Karlsruhe, v. 86, p. 1-12. 2012.

MULLER, J. C. **Estudo geométrico de um refletor Fresnel linear para produção de energia térmica**. 2016, 102 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Unisinos, São Leopoldo, 2016.

MUÑOZ, J.; MARTINEZ-VAL, J. M.; RAMOS, A. Thermal regimes in solar-thermal linear collectors. **Solar Energy**. Madrid, v. 85, p. 857-870. 2011.

NOVATEC SOLAR. **Projects**. Disponível em: <<https://www.novatecsolar.com/>>. Acesso em: 13 nov. 2018.

OLIVEIRA, A. D. de. **Sistema de Rastreamento Solar Automático baseado em Algoritmo de Posição Solar Aplicado a um Refletor Fresnel Linear**. 2018. 113 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Unisinos, São Leopoldo, 2018.

PARATHERM HE. **Heat Transfer Fluid: Engineering Bulletin HE 616**. Disponível em: <<http://www.paratherm.com/Paratherm-HE>> Acesso em: 01 out. 2019.

PEREIRA, E. B. et al. **Atlas Brasileiro da Energia Solar**. 2. ed. São José dos Campos: Inpe, 2017. 88 p. Disponível em: <http://labren.ccst.inpe.br/atlas_2017.html>. Acesso em: 13 nov. 2018.

PIGOZZO FILHO, V. C. **Desenvolvimento e Análise Experimental de Um Concentrador Solar Fresnel Linear para Geração Direta de Vapor**. 2019, 235 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis, 2019.

PULIDO-IPARRAGUIRRE, D. et al. Optimized design of a Linear Fresnel reflector for solar process heat applications. **Renewable Energy**. Almería, v. 131, p. 1089-1106. 2019.

REN21. **Renewables 2018: Global Status Report: 2018**. Paris: Ren21 Secretariat. 325 p. Disponível em: <<http://www.ren21.net/gsr-2018/>>. Acesso em: 13 nov. 2018.

RODES, B. K.; ODELL, R. **A Dictionary of Environmental Quotations**. Baltimore: Johns Hopkins University Press, 1992. 344 p.

SCALCO, P. **Análise óptica e térmica do receptor de um sistema de concentradores Fresnel lineares**. 2016, 89 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Unisinos, São Leopoldo, 2016.

- SCHLECHT, M.; MEYER, R. Site selection and feasibility analysis for concentrating solar power (CSP) systems. In: LOVEGROVE, Keith; STEIN, Wes. **Concentrating Solar Power Technology: Principles, Developments and Applications**. Sawston: Woodhead Publishing, 2012. Cap. 4. p. 91-119.
- SINGH, P. L.; SARVIYA, R.M.; BHAGORIA, J.L. Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers. **Applied Energy**, [s.l.], v. 87, n. 2, p.541-550. 2010.
- SONG, J. et al. Experimental Study of a Linear Fresnel Collector with Triangular-Cavity Absorber. **Proceedings of the 2015 International Forum on Energy, Environment Science and Materials**, [s.l.], p.469-473, 2015. Atlantis Press.
- SULTANA, T.; MORRISON, G. L.; ROSENGARTEN, G. Thermal performance of a novel rooftop solar micro-concentrating collector. **Solar Energy**. Sydney, v. 86, p. 1992-2000. 2012.
- THERMINOL. **Therminol VP1 heat transfer fluid by Eastman**. Disponível em: <<https://www.therminol.com/products/Therminol-VP1>> Acesso em: 13 nov. 2018.
- TOLMASQUIM, M. T. (Ed.). **Energia Renovável: Hidráulica, Biomassa, Eólica, Solar, Oceânica**. Rio de Janeiro: EPE, 2016. 452 p. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/livro-sobre-energia-renovavel-hidraulica-biomassa-eolica-solar-oceanica>>. Acesso em: 13 nov. 2018.
- TWIDELL, W.J.; WEIR, D. A. **Renewable Energy Resources**. 2. ed. Nova Iorque: Taylor & Francis, 2006. 601 p.
- WEBLER, L. C. **Análise da variação dos parâmetros geométricos no desempenho de um refletor Fresnel linear**. 2019, 92 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Unisinos, São Leopoldo, 2019.
- WEINSTEIN, L. A. et al. Concentrating Solar Power. **Chemical Reviews**. Massachusetts, v. 115 (23), p. 12797–12838. 2015. American Chemical Society (ACS). Disponível em: <<http://dSPACE.mit.edu/handle/1721.1/106513>>. Acesso em: 13 nov. 2018.
- ZHU, G. et al. History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors. **Solar Energy**. Golden, v. 103, p. 639-652. 2014.

ANEXO A – PROPRIEDADES TÉRMICAS DO PARATHERM™ HE

°C	Density	Viscosity	Viscosity	Specific Heat	Thermal Conductivity	Vapor Pressure
	kg/m ³	mm ² /sec	mPa-s	kJ/kg-°K	W/m-°K	kPa
0	872	385	336	1.842	0.1297	0
5	869	280	243	1.861	0.1292	0
10	866	206	178	1.88	0.1287	0
15	863	153	132	1.899	0.1283	0
20	860	115	99	1.918	0.1278	0
25	857	87	75	1.937	0.1274	0
30	854	67	58	1.957	0.1269	0
35	851	53	45	1.976	0.1265	0
40	847	42	36	1.995	0.126	0
45	844	34	29	2.015	0.1256	0
50	841	28	23	2.036	0.1251	0
55	838	23	19	2.057	0.1247	0
60	835	19	16	2.079	0.1242	0
65	832	16	14	2.102	0.1238	0
70	829	14	12	2.125	0.1233	0
75	826	12	9.9	2.149	0.1229	0
80	823	10	8.5	2.174	0.1224	0
85	820	9.1	7.5	2.2	0.122	0
90	817	8	6.6	2.226	0.1215	0
95	814	7.1	5.8	2.253	0.1211	0
100	811	6.4	5.2	2.281	0.1206	0
105	808	5.7	4.6	2.309	0.1202	0
110	805	5.2	4.2	2.338	0.1197	0
115	802	4.7	3.8	2.367	0.1193	0
120	799	4.3	3.4	2.397	0.1188	0.001
125	796	4	3.1	2.426	0.1184	0.001
130	793	3.6	2.9	2.455	0.1179	0.001
135	790	3.4	2.7	2.484	0.1175	0.002
140	787	3.1	2.5	2.512	0.117	0.003
145	784	2.9	2.3	2.54	0.1166	0.004
150	781	2.7	2.1	2.566	0.1161	0.006
155	778	2.6	2	2.592	0.1157	0.008
160	775	2.4	1.9	2.615	0.1152	0.011
165	772	2.3	1.7	2.637	0.1148	0.015
170	769	2.1	1.6	2.657	0.1143	0.021
175	766	2	1.5	2.675	0.1139	0.028
180	763	1.9	1.5	2.69	0.1134	0.038
185	760	1.8	1.4	2.703	0.1129	0.052
190	757	1.7	1.3	2.716	0.1125	0.069
195	754	1.6	1.2	2.73	0.112	0.091

°C	Density	Viscosity	Viscosity	Specific Heat	Thermal Conductivity	Vapor Pressure
	kg/m ³	mm ² /sec	mPa-s	kJ/kg-°K	W/m-°K	kPa
200	751	1.6	1.2	2.743	0.1116	0.12
205	748	1.5	1.1	2.756	0.1111	0.157
210	745	1.4	1.1	2.77	0.1107	0.202
215	742	1.3	1	2.783	0.1102	0.256
220	739	1.3	0.95	2.796	0.1098	0.322
225	736	1.2	0.91	2.809	0.1093	0.4
230	733	1.2	0.87	2.823	0.1089	0.491
235	731	1.1	0.83	2.836	0.1084	0.596
240	728	1.1	0.79	2.849	0.108	0.716
245	725	1	0.75	2.863	0.1075	0.85
250	723	1	0.72	2.876	0.1071	1
255	720	0.96	0.69	2.889	0.1066	1.17
260	718	0.92	0.66	2.903	0.1062	1.36
265	715	0.89	0.64	2.916	0.1057	1.58
270	713	0.86	0.61	2.929	0.1053	1.83
275	710	0.83	0.59	2.943	0.1048	2.12
280	708	0.8	0.56	2.956	0.1044	2.44
285	706	0.77	0.54	2.969	0.1039	2.8
290	704	0.74	0.52	2.982	0.1035	3.21
295	701	0.72	0.5	2.996	0.103	3.68
300	699	0.69	0.49	3.009	0.1026	4.2
305	697	0.67	0.47	3.022	0.1021	4.78
310	695	0.65	0.45	3.036	0.1017	5.43
315	693	0.63	0.44	3.049	0.1012	6.15
320	691	0.61	0.42	3.062	0.1008	6.96
325	689	0.59	0.41	3.076	0.1003	7.86
330	687	0.58	0.4	3.089	0.0999	8.85